

- PROJETOS DE SISTEMAS MECÂNICOS

ANÁLISE POR DEMODULAÇÃO APLICADA AO MONITORAMENTO DE FALHAS EM ENGRENAGENS

Demian Gomes da Silva

Adyles Arato Júnior

UNESP - Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Brasil Centro 56, Ilha Solteira, S.P, Brasil. E-mail: demian@dem.feis.unesp.br

Resumo

Este trabalho apresenta uma aplicação da análise por demodulação ao monitoramento de engrenagens com o objetivo de diagnosticar falhas no dentado. O pressuposto para a aplicação do método é que eventuais falhas tais como “*pitting*” e quebra de dentes, podem excitar frequências de ressonância no sistema eixo mancal, sobre as quais se pode aplicar a técnica de demodulação. No caso de quebra de dente, o espectro do sinal demodulado indica a frequência de giro do eixo ao qual pertence a engrenagem com falha. No caso de “*pitting*”, o resultado é um espectro plano de frequência, ou seja, não existe nenhuma amplitude significativa associada a alguma frequência específica. A técnica foi aplicada a sinais gerados por um simulador digital no qual todos os fatores de interesse são previamente conhecidos, com o intuito de validar e comprovar o método.

Palavras-chave: Manutenção Preditiva, Vibrações, Demodulação, Engrenagens.

1. INTRODUÇÃO

O monitoramento de máquinas a partir de sinais vibratórios já vem sendo bastante utilizado em instalações industriais, principalmente em situações onde uma parada imprevista de algum equipamento possa causar prejuízos financeiros ou de natureza ambiental.

Detectar falhas e julgar a sua severidade requer conhecimento e habilidade na interpretação das medidas realizadas. Dentre as várias técnicas de análise de vibração, destaca-se a análise espectral clássica baseada na aplicação da transformada de Fourier, uma ferramenta bastante útil em grande parte dos problemas ainda que, em situações mais complexas, onde existe a combinação de mais de uma fonte de excitação, somada a ruídos transmitidos através do suporte e das fundações das máquinas, o espectro de frequências obtido possa apresentar alguma dificuldade de análise.

Para tais casos, pode ser necessário o uso de ferramentas mais dedicadas, como é o caso da técnica de demodulação, que permite a identificação das fontes de ruído responsáveis pela excitação de respostas ressonantes na estrutura. Esta técnica possibilita o monitoramento de defeitos que sejam responsáveis por excitações do tipo impactantes além de outros que produzam sinais moduladores, mesmo que o nível de energia da fonte não permita uma identificação direta de sua frequência no espectro geral por gerar amplitudes pouco significativas, que ficam escondidas no nível de ruído de fundo.

2. FONTES DE RUÍDO DE UM PAR ENGRENADO

Para se monitorar as condições de um par engrenado em uma máquina funcionando, o sinal de vibração é colhido sobre a carcaça, preferivelmente nos mancais, sendo este o

resultado da combinação de todas as fontes de ruído decorrentes da movimentação das peças.

Sistemas de engrenamento são formados por um conjunto de elementos tais como eixos, mancais de deslizamento ou rolamento, engrenagens e caixas onde esses elementos girantes possam estar protegidos das agressões ambientais tais como poeira, água e também serem lubrificados. Fica evidente a complexidade e a quantidade de sinais vibratórios presentes nesses sistemas.

Considerando que a estrutura da máquina responda de forma linear, de modo que o sinal medido sobre os mancais possa ser considerado como o somatório da resposta estrutural referente a cada excitação, se pode estabelecer uma relação direta entre as frequências encontradas no sinal vibratório, com a dinâmica de funcionamento e com alguns dos principais defeitos que possam ser encontrados em sistemas de engrenamento.

A seguir é apresentado um estudo dessas fontes e a resposta esperada na análise do sinal vibratório obtido da estrutura.

- **Giro dos Eixos.** Trata-se de um sinal sempre presente que provoca, para cada eixo, uma resposta equivalente a de uma excitação senoidal com frequência idêntica a rotação do eixo em ciclos por segundo. Se f_r é a frequência de giro do eixo, o seu sinal vibratório discreto será descrito como uma função do tipo:

$$Y_g(t) = Y \text{sen}(2\pi f_r \cdot t) \quad (1)$$

- **Engrenamento.** Gera, para cada par engrenado, uma resposta equivalente a uma excitação senoidal cuja frequência é igual ao produto da frequência de giro do eixo no qual a engrenagem esta fixada pelo número de seus dentes. Se N é o número de dentes da engrenagem e f_r é a frequência de giro do eixo ao qual esta acoplada, assim $f_m = N \cdot f_r$ [Hz] e o sinal vibratório discreto será:

$$Y_e(t) = Y \text{sen}(\cdot 2\pi f_m \cdot t) \quad (2)$$

- **Desvios de forma do dentado.** Causados principalmente por desgaste ou deformação desigual dos dentes sob carga. O sinal gerado são harmônicos do engrenamento:

$$Y_d(t) = \sum_{n=0}^N Y_n \text{sen}(2\pi n f_m \cdot t + \phi_n) \quad (3)$$

- **Flutuação de carga no dentado.** Causado por alguma excentricidade na montagem da engrenagem, eixo fletido devido a sobrecarga, desgaste desigual dos dentes, ou desalinhamento angular das engrenagens. O efeito decorrente é uma modulação do sinal relativo ao engrenamento e seus harmônicos por um sinal senoidal de frequência igual ao giro do eixo que contém a engrenagem com defeito. O sinal vibratório discreto será:

$$Y_f(t) = \sum_{n=0}^N X_n \left[1 + \sum_{p=0}^P A_{np} \cos(2\pi p f_r t) \right] \cos(2\pi n f_m t + \phi_n) \quad (4)$$

- **Danos pontuais no dentado.** Trata-se de uma excitação externa no sistema eixo-mancal, causada ou por um dente quebrado ou “pitting”. Em ambos os casos, o resultado é a resposta ressonante da estrutura em uma ou mais de suas frequências naturais. A excitação produzida pelo impacto causado pela passagem de um dente quebrado pode ser modelada pela função de impulso unitário $\delta(t)$. O sinal vibratório produzido por essa falha será modelado como uma série infinita de impulsos de mesma amplitude, com período de repetição $T_d = 1/f_d$. A função trem de impulso correspondente é representada

matematicamente pela equação:

$$d(t) = d_o \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(t - kT_d) \quad (5)$$

A transformada de Fourier de $d(t)$ é dada por:

$$D(f) = d_o f_d \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(f - kf_d) \quad (6)$$

O espectro de frequência $D(f)$ é representado por uma série de impulsos, separados pela frequência característica do defeito f_d . Definindo o decaimento exponencial de um impulso unitário como sendo $e(t) = e^{-t/\xi}$ para $t > 0$ onde ξ é a constante de tempo do decaimento, podemos definir a resposta ao impulso com sendo:

$$\text{Im } p(t) = d(t) \cdot e(t) \quad (7)$$

O sinal temporal discreto da ressonância de uma frequência própria Ω do sistema eixo mancal, fica modulada por um sinal impactante de frequência igual ao giro do eixo que contém a engrenagem com falha, sendo possível representar o sinal vibratório discreto pela equação:

$$Y_p(t) = \text{Im } p(t) \cdot [Y_\Omega \text{ sen}(2\pi\Omega \cdot t)] \quad (8)$$

Considerando-se o exposto, o sinal mais geral de um par engrenado pode conter em maior ou menor escala todos os sinais discretos arrolados, sendo na realidade um somatório de todos eles. O somatório de equações (9), é a formulação matemática básica que permite a simulação numérica do sinal vibratório, no domínio do tempo, de um par engrenado.

$$Y(t) = Y_g(t) + Y_e(t) + Y_d(t) + Y_f(t) + Y_p(t) \quad (9)$$

Como exemplo de aplicação, vamos considerar a hipótese de um redutor comercial de engrenagens helicoidais, com um único par de redução e mancais de rolamento, existente no módulo de ensaio de vibrações do DEM/ FEIS com seguintes características construtivas:

- Número de dentes do pinhão: 44
- Número de dentes da coroa: 95
- Rotação nominal de entrada: 1800 rpm (30 Hz)
- Rotação nominal de saída: 833 rpm (14 Hz)

O sinal temporal simulado e seu espectro geral para o conjunto sem defeitos é apresentado nas figuras 1 e 2, onde é possível observar as frequências de giro do eixo de entrada, eixo de saída e de engrenamento.

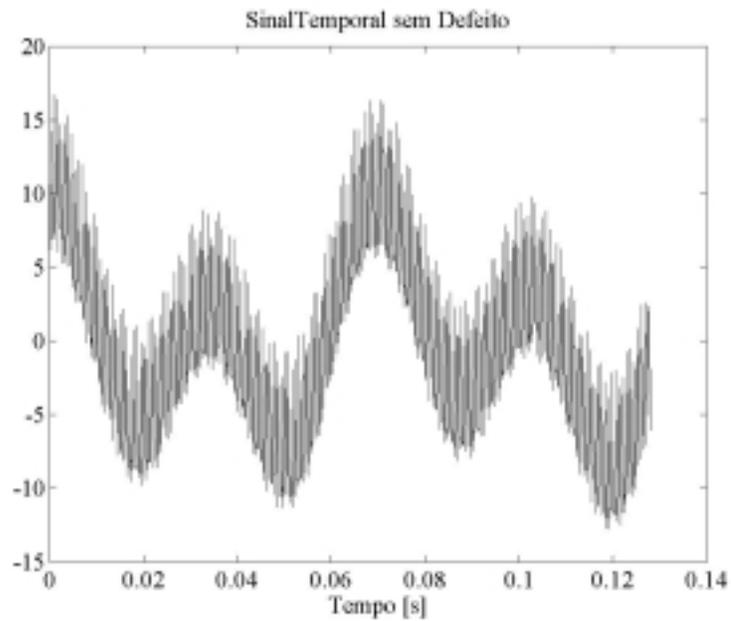


Figura 1. Sinal temporal simulado do par engrenado sem defeitos



Figura 2. Espectro do sinal temporal simulado do par engrenado sem defeitos

Se considerarmos a presença de todos os defeitos citados, incluindo o trem de impulso devido a um dente quebrado, os resultados serão os apresentados na figura 3 e 4.

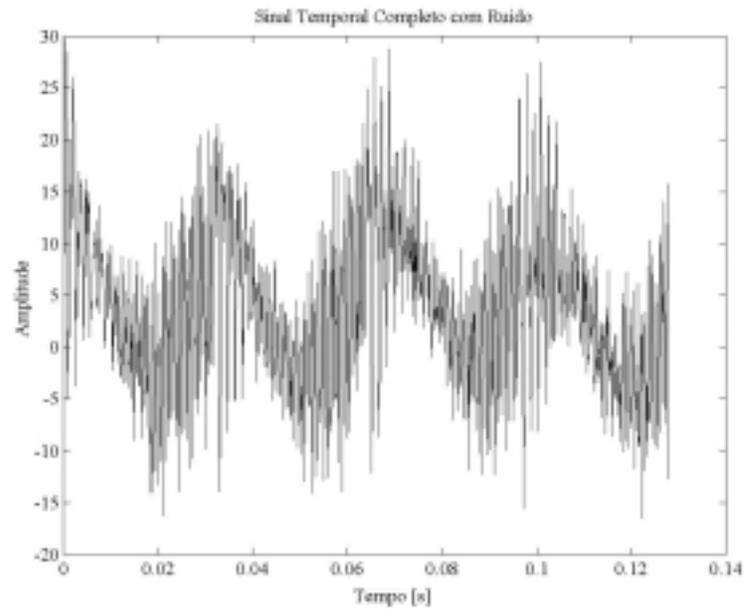


Figura 3. Sinal temporal simulado com a presença de defeitos.

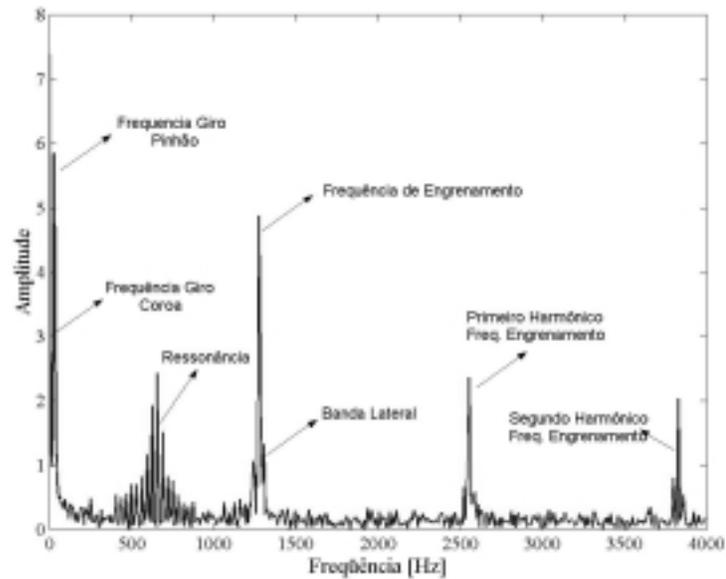


Figura 4. Espectro geral do sinal temporal simulado com a presença de defeitos.

Observando-se o espectro apresentado na figura 4, se pode identificar as estruturas indicativas de cada defeito, conforme o mostrado na tabela 1 a seguir.

Tabela 1. Estruturas indicativas dos defeitos

Tipo de Freqüência	Diagnóstico
Freqüência de giro do eixo de entrada:	Normal
Freqüência de giro do eixo de saída:	Normal
Freqüência de engrenamento:	Normal
Harmônicos da freqüência de engrenamento:	Indicativo da existência de algum desvio de forma do dentado
Bandas laterais da freqüência de engrenamento	Indicativo da ocorrência de modulação do sinal de engrenamento, resultante da flutuação de carga no dentado.
Amplitude significativa em torno de 650Hz	Não corresponde a nenhuma freqüência de funcionamento ou defeito estabelecida com base nas características construtivas do conjunto. Pode ser uma resposta ressonante da estrutura.

3. APLICAÇÃO DA DEMODULAÇÃO USANDO TRANSFORMADA DE HILBERT

Da análise espectral apresentada na tabela 1, duas faixas de freqüência apresentam características que envolvem o fenômeno da modulação em amplitude: as bandas laterais da freqüência de engrenamento e a possível ressonância em torno de 650 Hz.

Considerando-se, por generalização, que a modulação em amplitude de um sinal é definida como a multiplicação de um sinal por outro, constituindo-se em um processo inerentemente não linear que gera novas freqüências que não estão presentes em nenhum dos sinais envolvidos, a identificação da fonte de ruído associada ao defeito, exige a identificação da freqüência moduladora do sinal.

O processo de identificação da freqüência moduladora de um sinal modulado é conhecido como demodulação, e envolve os seguintes passos:

- a) Filtragem do sinal através de um filtro passa banda ajustado para a faixa de freqüência identificada como modulada,
- b) Detecção do sinal modulador,
- c) Análise espectral desse sinal modulador detectado.

Para a detecção do sinal modulador existem várias técnicas. Neste trabalho se apresenta a aplicação da transformada de Hilbert que pode ser obtida a partir de $X(f)$ que é a transformada de Fourier do sinal filtrado $x(t)$ segundo as equações 10 e 11.

$$x_{re}(t) = \text{Re} \left[2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (10)$$

$$x_{im}(t) = \text{Im} \left[2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (11)$$

obtendo-se os sinais $x_{re}(t)$ e $x_{im}(t)$, se pode construir um sinal analítico $z(t) = x_{re}(t) + ix_{im}(t)$ (Bendat, 1986), que pode também ser representado pela equação (12) onde $A(t)$ é o envelope e $\phi(t)$ é a fase instantânea do sinal $x(t)$ conforme as equações (13) e (14).

$$z(t) = A(t) \cdot e^{i\phi(t)} \quad (12)$$

$$A(t) = \sqrt{x_{re}^2(t) + x_{im}^2(t)} \quad (13)$$

$$\Phi(t) = \text{tg}^{-1} \left(\frac{x_{re}(t)}{x_{im}(t)} \right) \quad (14)$$

3.1 Aplicação da técnica em torno da frequência ressonante

Na figura 5 são apresentados todos os passos executados na aplicação da técnica para análise da possível ressonância em torno de 650 Hz.

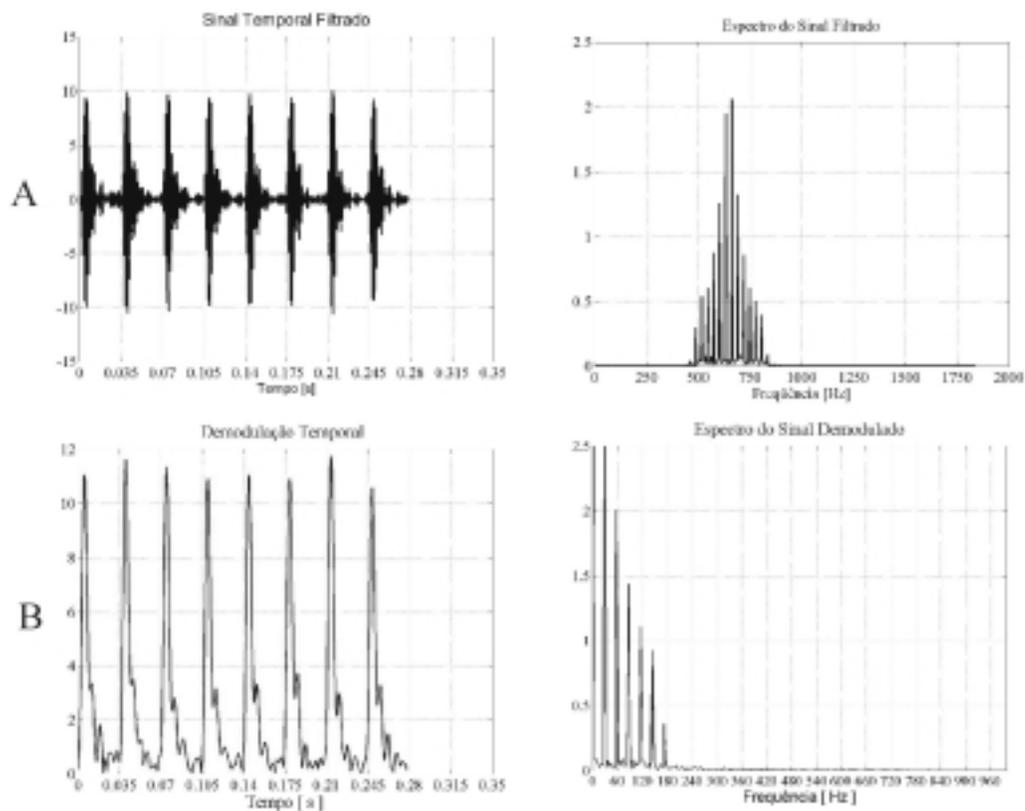


Figura 5. (A) Sinal temporal após a filtragem em torno da frequência de ressonância

utilizando frequências de corte de 500 e 800 Hz seguido de seu espectro. (B) Sinal temporal após demodulação seguido de seu espectro, onde se pode observar a frequência de giro e harmônicos do eixo que contém o pinhão.

Após serem executados todos os passos descritos se pode observar que a frequência moduladora do sinal ressonante, com frequência natural de 650 Hz, tem um período de repetição igual ao do eixo onde se encontra o pinhão, correspondendo a uma frequência de aproximadamente 30Hz o que caracteriza a existência de uma falha pontual nessa engrenagem, possivelmente dente quebrado.

3.2 Aplicação da técnica em torno da frequência de engrenamento

Partindo do sinal contendo todos os defeitos citados no item 2 a técnica de demodulação foi aplicada em torno da frequência de engrenamento com o intuito de se identificar a origem das bandas laterais que aparecem em seu entorno.

Após este processamento foi possível observar que essas frequências foram causadas devido a uma modulação em amplitude proveniente de algum defeito que provoca uma flutuação de carga no dentado da engrenagem fixada no eixo com frequência de giro de 30 Hz. O defeito é possivelmente uma excentricidade do pinhão, causada ou por uma flexão do eixo durante uma sobrecarga ou montagem inadequada.

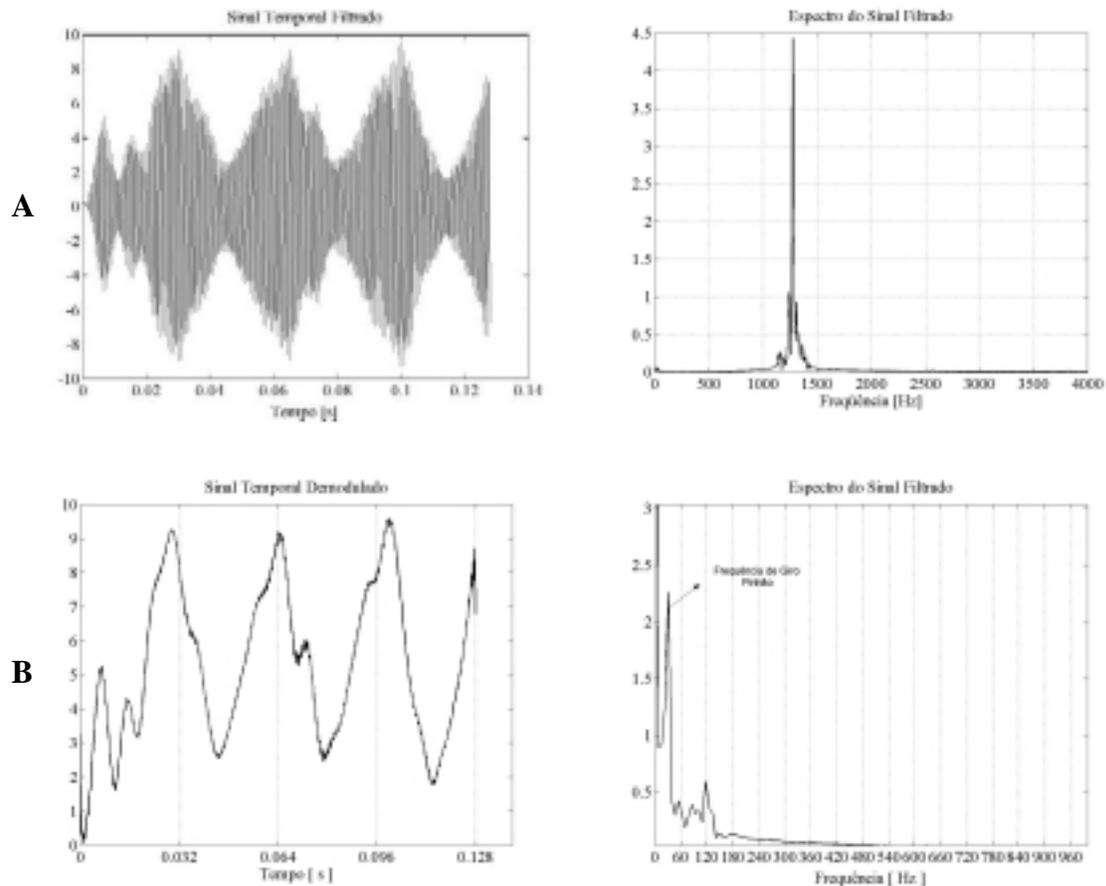


Figura 6. (A) Sinal temporal filtrado em torno da frequência de engrenamento (1300 Hz) com

filtro passa banda de 1150 a 1400 Hz seguido de seu espectro. (B) Sinal temporal demodulado seguido de seu espectro onde se pode observar a frequência de giro do eixo do pinhão

4. CONCLUSÃO

A aplicação da demodulação em amplitude por transformada de Hilbert na análise de sinais de um par engrenado, permite a identificação direta de fontes de ruído associadas a defeitos cujos sinais ficam mascarados ou são ausentes no espectro de frequências obtidos por aplicação direta da FFT. Apresenta-se como uma ferramenta poderosa e de fácil uso, pois depende unicamente do processamento numérico do sinal que pode ser feito após uma rápida análise inicial de seu espectro geral. É portanto bastante econômica apesar de fornecer informações muito relevantes e, muitas vezes, cruciais para identificação de defeitos desses elementos de máquinas.

5. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a FAPESP – Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo, pela Bolsa de Mestrado e apoio a este trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- [01] Bendat, Julio & Pierson, Allan G, “Randon data: Analysis and Measurment Procedures”, John Wiley, EUA.
- [02] Mark, W. D., “Analysis of the Vibratory Excitation of Gear System: Basic Theory”, Journal of the Acoustical Society of America, 1978.
- [03] Mitchell, J. S., "An Introduction to Machinery Analysis and Monitoring", Pennwell Books, Tulsa, Oklahoma, 1981.
- [04] Randall, R. B., “A New Method of Modelling Gear Faults”,ASME Journal of Mechanical Design, 1982 Vol. 104
- [05] Reynolds, A. G., “ The Detection of Local Tooth Defects in Gering by Vibration Analysis”, M. Se. Dissortation, Royal Naval Engineering College, Manaton, 1995.
- [06] Smith, R. L., “Gear Problems Can Have More Than One Cause”, Vibrations, Vol. 10 n° 1, march 1994.
- [07] White, G., “Amplitude Demudulation - A New Tool for Predictive Maintenance, Sound and Vibration, september, 1991.

SOFTWARE PARA O DIMENSIONAMENTO DE MOLAS HELICOIDAIS CILÍNDRICAS DE TRAÇÃO E COMPRESSÃO

Marcelo Nascimento Duval

Flávio de Marco Filho

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Centro de Tecnologia, Departamento de Eng. Mecânica,
Bloco G, sala 204, 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: flavio@serv.com.ufrj.br

Resumo

Com o objetivo de auxiliar o projetista na tarefa de especificação e dimensionamento dos elementos mecânicos e diminuir o tempo gasto durante o desenvolvimento de projetos de máquinas, foi elaborado, desenvolvido e implementado um sistema computacional especialista no dimensionamento de molas helicoidais cilíndricas sujeitas a esforços de compressão ou tração. O algoritmo apresentado é uma poderosa ferramenta que fornece de forma segura, rápida, em ambiente amigável e de fácil utilização, as dimensões, a geometria e os materiais mais adequados a uma dada solicitação, permitindo ainda a análise de diversas outras configurações. Há ainda a opção de gerar um relatório impresso e um desenho da mola dimensionada em formato *.dwg* do Autocad R14.

Palavras-chave: Sistemas Especialistas, Molas Helicoidais, Elementos de Máquinas

1. INTRODUÇÃO

Um sistema especialista é um programa de computador que simula o raciocínio de um especialista em um determinado campo de conhecimento. É composto de uma base de conhecimento, na qual estão registradas as regras de raciocínio utilizadas pelo especialista e de uma máquina de inferência, que promove o encadeamento destas regras do raciocínio.

O sistema especialista proposto tem por finalidade auxiliar o projetista durante o desenvolvimento de projetos mecânicos, utilizando o computador para executar as tarefas mais cansativas e repetitivas e portanto mais susceptíveis a erro, como cálculos e a procura de dados em tabelas e gráficos. Possibilita a redução do tempo gasto na elaboração de projetos mecânicos, aumentando também a eficiência por permitir a avaliação de diversas possibilidades e configurações em curto espaço de tempo.

É importante salientar que um sistema especialista deve apresentar o melhor resultado, de acordo com critérios pré-estabelecidos pelo projetista e permitir-lhe a avaliação e escolha de outros resultados.

O sistema especialista desenvolvido neste trabalho tem como principal tarefa o dimensionamento de molas helicoidais cilíndricas sujeitas a esforços de compressão ou tração mais adequadas às condições de operação especificadas pelo projetista. O programa faz uso de um banco de dados externo, de fácil atualização, contendo informações necessárias ao correto dimensionamento da mola para uma série de materiais. Um desenho em corte da mola em escala adequada e em formato *.dwg* do AutoCad R14 pode ser gerado após o dimensionamento.

O programa foi escrito em *Visual Basic 5*, linguagem que apresenta uma interface amigável com o usuário. A apresentação é agradável e tem-se as facilidades encontradas em qualquer programa para *Windows*. Isto torna possível que qualquer usuário, utilizando o programa pela primeira vez, já se sintam familiarizado com o ambiente.

2. DIMENSIONAMENTO DE MOLAS HELICOIDAIS CILÍNDRICAS

Molas são elementos mecânicos amplamente utilizados em engenharia mecânica para exercer forças constantes, eliminar folgas em mecanismos, armazenar e fornecer energia, isolar vibrações, absorver energia de impactos, medir forças etc.

Entre as molas, distinguem-se 3 grandes famílias: molas sujeitas a esforços de torção, molas sujeitas a esforços de flexão e molas sujeitas a esforços de tração ou compressão. Este trabalho é restrito a molas helicoidais cilíndricas de compressão ou tração de arame de seção circular, que pertencem à família das molas sujeitas a esforços de torção.

Um breve resumo do dimensionamento de molas se faz necessário para um melhor entendimento da sequência de telas do programa mostrada mais a frente.

2.1. Deflexão de Molas Helicoidais

A expressão para deflexão de molas helicoidais é dada por:

$$\frac{F}{x} = \frac{d^4 G}{8D^3 N} = k \quad (1)$$

onde F é a força aplicada à mola, x é a deformação da mola, d é o diâmetro do arame, D é o diâmetro médio da mola, N é o número de espiras ativas, G é o módulo de torção do material da mola e k é a constante da mola. Esta expressão foi obtida a partir do método da energia.

2.2. Cálculo da Tensão Admissível

A resistência à tensão em um arame de mola varia fortemente com o diâmetro do arame e um pouco menos com o tipo de material e o processo de fabricação. Curvas relacionando a resistência à tensão com o diâmetro do arame para vários materiais eram comuns no passado; hoje em dia, com o advento das calculadoras eletrônicas, tais curvas se tornaram desnecessárias, uma vez que plotadas em escala log-log geravam retas. A solução dessas equações é da forma:

$$\sigma_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (2)$$

onde σ_{ut} é a tensão de ruptura, A é uma constante relacionada ao coeficiente linear da reta e m é a inclinação da reta no gráfico log-log. É importante frisar que esta expressão somente é válida dentro de uma faixa limitada de diâmetros. O banco de dados de materiais que é parte integrante do Programa Mola contém valores de A e m para uma série de materiais.

A equação (1) deve ser corrigida usando a relação aproximada:

$$\sigma_e = 0,75\sigma_{ut} \quad (3)$$

De modo a obter-se a tensão admissível σ_e .

A tensão admissível do material quanto à torção é dada, segundo o critério da máxima energia de distorção, por:

$$\tau_e = 0,75\sigma_e \quad (4)$$

2.3. Cálculo da Tensão de Trabalho

2.3.1. Carregamento Estático

A figura 1 mostra em corte uma mola helicoidal de arame de seção circular, comprimida pela força F .

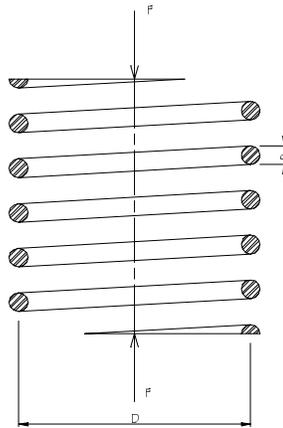


Figura 1. Mola padrão com diâmetro médio D e diâmetro do arame d , comprimida pela força F

Cortando a mola em um ponto qualquer e substituindo a parte removida pelo carregamento interno equivalente, obtém-se o diagrama de corpo livre da figura 2.

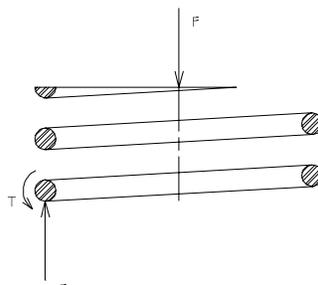


Figura 2. Carregamento aplicado ao Arame da Mola

Pelo princípio da superposição, a tensão do arame pode ser calculada somando-se a componente de torção com a componente de cisalhamento, de acordo com a expressão:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^3} \quad (5)$$

que vale para a fibra interna da espira.

Definindo agora o índice da mola como:

$$C = \frac{D}{d} \quad (6)$$

pode-se escrever a equação (5) na forma

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (7)$$

onde

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad (8)$$

e é chamado de fator multiplicador de tensão cisalhante. A equação (7) é bem geral, e vale para molas em compressão ou em tração.

2.3.2. Carregamento Dinâmico

Molas submetidas a carregamentos dinâmicos também são sujeitas a falha por fadiga. Molas de um comando de válvulas por exemplo precisam suportar milhões de ciclos sem falhas; sendo assim, devem ser projetadas para vida infinita.

Eixos e muitos outros elementos de máquina são geralmente submetidos a esforços dinâmicos onde as tensões se invertem. Não é esse o caso em molas, que raramente são usadas como molas de compressão e de tração simultaneamente; na verdade operam geralmente com pré-carga. A pior situação para a mola se dá quando a força mínima $F_{\min} = 0$.

No projeto de molas é apropriado aplicar o fator multiplicador de tensão cisalhante K_s na média da tensão τ_m e em sua amplitude τ_a . O motivo para isso é que K_s não é realmente um fator de concentração de tensão, como indicado na equação (7), e sim um meio conveniente de calcular a tensão cisalhante na fibra interna da espira.

Definindo a amplitude da força como

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (9)$$

e a força média como

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (10)$$

as suas respectivas componentes de tensão são dadas por

$$\tau_a = \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (11)$$

e

$$\tau_m = \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (12)$$

Para que ocorra falha é preciso que $\tau_a \geq \tau_n$ ou $\tau_a + \tau_m \geq \tau_e$, onde τ_n é a tensão limite de resistência à fadiga e τ_e é a tensão admissível. Essas equações serão usadas como base para o dimensionamento das molas quanto à fadiga.

2.4. Recomendações de Projeto

Algumas recomendações são feitas quanto ao projeto de molas helicoidais, que são as seguintes:

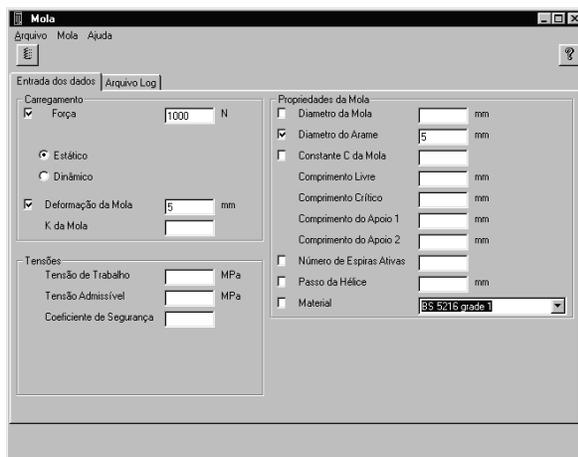
- Para evitar problemas de flambagem em molas de compressão recomenda-se que a razão entre o Comprimento Livre e o Diâmetro Médio da Mola seja menor que 4.
- Recomenda-se que o ângulo de hélice da mola seja menor que 12°.
- Recomenda-se que a constante C da Mola esteja entre 3 e 12.

3. CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DO PROGRAMA

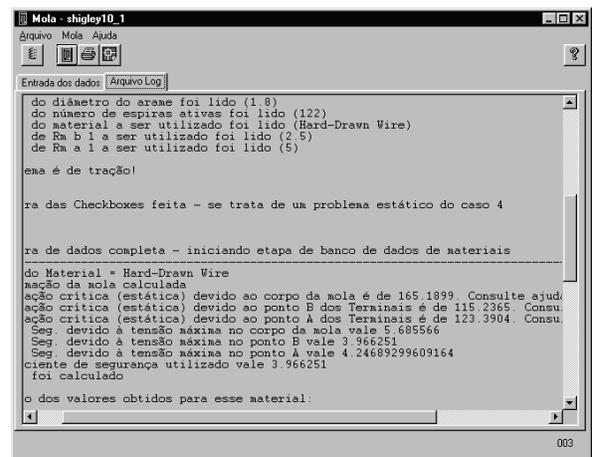
A estrutura do Programa Mola é muito simples, assim como sua interface Usuário / Programa. O usuário define o tipo de mola (mola de compressão ou de tração), o tipo de solicitação (estática ou dinâmica), os tipos de apoios e os dados de entrada. O Programa Mola calcula os dados restantes, gera um relatório impresso ou cria um desenho em formato .dwg do Autocad R14.

3.1. Entrada de Dados

O usuário define ao Programa Mola quais são os dados de entrada marcando a seu respectivo quadro de verificação (*checkbox*), como ilustrado na figura 3 (a).



(a)



(b)

Figura 3. (a) Tela principal. Força, deformação da mola e diâmetro do arame estão marcados como dados de entrada; (b) detalhe do arquivo de log

Escolha das Unidades

O Programa Mola realiza os seus cálculos usando as unidades mm para distâncias, N para forças e MPa para tensões. Os dados podem ser fornecidos ou lidos alternativamente em cm, Kgf ou Kgf/cm²; para tal basta dar um duplo clique na unidade, como ilustrado na figura 4.



Figura 4. Escolha das unidades

3.2. Opção por Molas de Tração ou Compressão

A escolha do tipo de mola é feita no menu mola, de acordo com a figura 5.

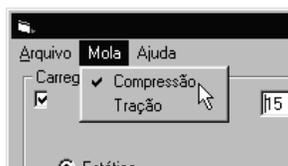


Figura 5. Opção por mola de tração ou compressão

Opção por carregamento estático ou dinâmico

Optando por carregamento dinâmico, o usuário precisa fornecer ao Programa Mola as forças máxima e mínima e o tipo de acabamento superficial da mola, de acordo com a figura 6.

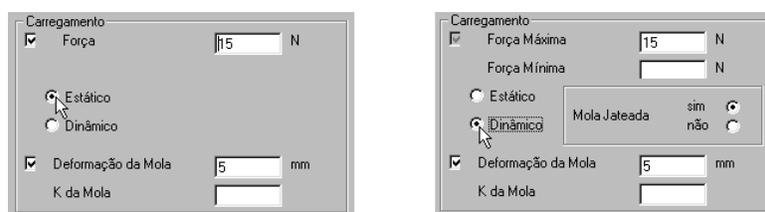
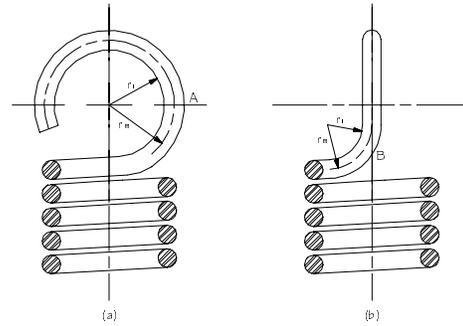
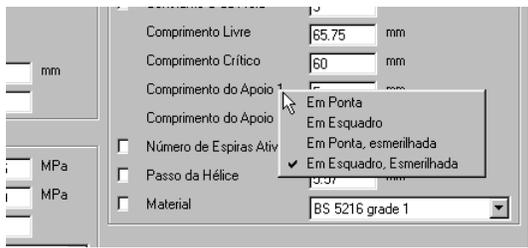


Figura 6. Carregamento estático ou dinâmico

3.3. Escolha dos Apoios

A escolha dos tipos de apoio é feita, no caso de molas de compressão, clicando-se com o botão direito do *mouse* sobre a legendas de seus comprimentos, como ilustrado na figura 7 (a). O usuário pode optar por apoios em ponta, em ponta esmerilhada, em esquadro ou ainda em esquadro esmerilhado.

No caso de molas de tração há somente um tipo de apoio definido no Programa Mola. Este está ilustrado na figura 7 (b).



(a)

(b)

Figura 7. (a) Detalhe da escolha do tipo de apoio em molas de compressão com o botão direito do mouse; (b) Detalhe do tipo de terminal de molas de tração considerado pelo Programa

3.4. Saídas do Programa

O Programa Mola tem, além das saídas na própria tela, opções de gerar relatório impresso e desenho em formato *.dwg* do Autocad R14, como o da figura 8.

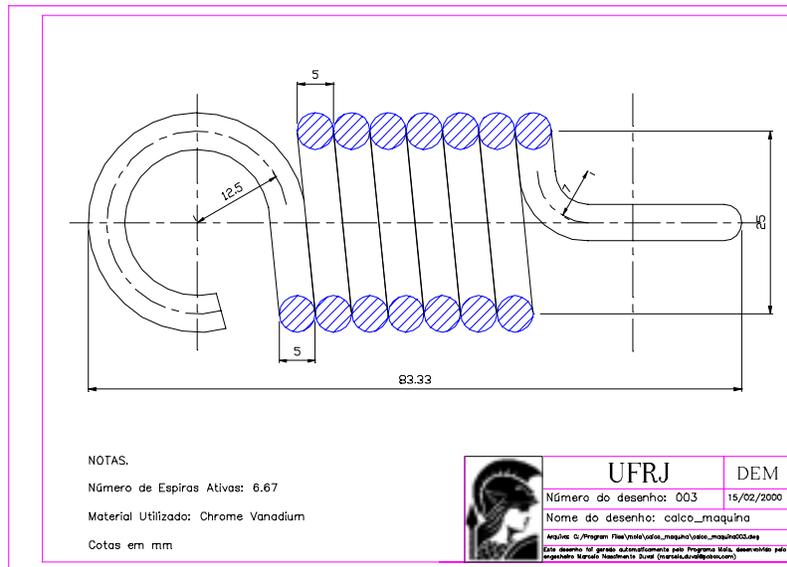


Figura 8. Exemplo de desenho gerado pelo Programa Mola

Caso o usuário não tenha o Autocad R14 instalado, basta guardar o arquivo de *script* gerado pelo Programa Mola para posterior utilização.

O Programa Mola também gera a cada novo cálculo um arquivo de log contendo informações mais detalhadas do projeto. Esta é uma boa fonte de consulta por informações adicionais. Detalhes do arquivo de log podem ser vistos na figura 3 (b).

3.5. Arquivos de Ajuda

O Programa Mola é dotado de extensa documentação em formato HTML, possibilitando assim ao usuário tirar dúvidas tanto do uso do programa quanto de teoria de molas. Clicando na opção ajuda, o programa abre os arquivos de ajuda no browser de internet definido pelo usuário, tornando assim a consulta aos arquivos de ajuda extremamente simples e familiar.

4. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

O algoritmo desenvolvido oferece ao projetista uma ferramenta poderosa que determina, com rapidez, eficiência e exatidão de cálculos, as características mais importantes das molas helicoidais cilíndricas.

É interessante observar que o controle do projeto é do usuário. Toda e qualquer decisão é feita por ele, sendo função do programa apenas a orientação e exibição dos resultados.

O algoritmo foi elaborado e desenvolvido com especial preocupação em torná-lo simples, eficiente, auto explicativo e de fácil compreensão, tudo isto em um ambiente amigável e agradável.

A grande motivação deste trabalho, foi a certeza de estar produzindo algo de concreto, uma ferramenta de utilidade real que facilitará o projeto de molas.

Este programa é um sistema especialista do módulo ELEMENTOS DE MÁQUINAS, componente do Sistema Computacional de Projeto, desenvolvido no Laboratório de Ensino e Projeto Assistido por Computador – LEPAC do DEM/UFRJ. Outros sistemas especialistas já foram desenvolvidos ou estão em fase de desenvolvimento, tais como: parafusos de união e transmissão, chavetas e estrias retas, correias trapezoidais, engrenagens cilíndricas de dentes retos e correntes de rolos.

O encadeamento destes sistemas especialistas permitirá o desenvolvimento rápido e eficiente de projetos de máquinas.

REFERÊNCIAS

- ABNT. NBR 11414, “Arame redondo de aço-carbono para molas”, maio de 1990
- Dobrovolsky, V. and others, 1965, “Machine Elements”, first edition, Mir Publishers, Moscow.
- Gaál, José Alberto, 1999, “Curso de AutoLISP”, 1ª edição, DeseCAD Computação Gráfica, Campinas.
- Halvorson, 1997, “Microsoft Visual Basic 5 – Passo a Passo”, Makron Books do Brasil Editora Ltda., São Paulo.
- Provenza, Francesco, 1984, “Molas”, Centro de Comunicação Gráfica da PRO-TEC, São Paulo.
- Reshetov, D. N., 1978, “Machine Design”, Mir Publishers, Moscow.
- Shigley, J. E., 1986, “Mechanical Engineering Design”, first metric edition, McGraw-Hill Book Company.
- Spotts, M. F., 1985, “Design of Machine Elements”, 6th edition, Prentice-Hall Inc., New Jersey.
- Sandim, C.,L., de Marco, F.F. e Scieszko, J. L., 1995, Sistemas Especialistas – Especificação de Correias Trapezoidais, - Anais do XIII COBEM/CIDIM, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- Sandim, C. L., de Marco, F.F., 1997, Sistemas Especialistas – Especificação de Corrente de Rolos, Anais do XIV COBEM, Bauru, SP, Brasil.
- de Marco, F. F., e Ascolesi, A. – “Sistemas Especialistas – Especificação de Parafusos de União” – Anais do COBEM/99, Águas de Lindóia, São Paulo, SP, 1999.
- de Marco, F. F., e Avilez, A. – “Sistemas Especialistas – Dimensionamento de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos” – Anais do COBEM/99, Águas de Lindóia, São Paulo, SP, 1999.
- de Marco, F. F., França Jr., H. e Souza, M. – “Sistemas Especialistas para Especificação de Chavetas e Estrias” – Anais do COBEM/99, Águas de Lindóia, São Paulo, SP, 1999.

DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO PARA MEDIR O ESFORÇO DE CORTE DA CASTANHA DE CAJÚ

Romeu Rony Cavalcante da Costa

Said Seyyed Dana

José Gonçalves de Almeida

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia
Mecânica, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: romeu_rony@yahoo.com.br

Resumo

O processo de descasque da castanha de cajú realizado por pequenos produtores é muito desgastante e pouco competitivo, devido a pequena produção de castanha beneficiada e a forma de trabalho empregada. Já o processo de beneficiamento mecanizado se torna inviável para os pequenos produtores devido ao alto investimento, portanto se estuda a possibilidade de desenvolvimento de uma máquina semi-automática para descascar castanha de cajú, objetivando melhor produtividade garantindo uma boa qualidade do produto e melhor condição de trabalho do operário, dentro do princípio da automação segura e sustentável.

Palavras-chave: Castanha de Cajú, Tecnologia Apropriada, Medição de Esforço

1. INTRODUÇÃO

Tendo em vista a carência de infra-estrutura e tecnológica na agricultura brasileira, em especial a nordestina, no que se refere a pequenos agricultores de cajú segundo Neto et al. (1983), procura-se desenvolver máquinas agrícolas semi-automáticas que não demandem grandes investimentos e que realize o trabalho com qualidade, promovendo, assim, uma boa produtividade, segurança para os seus usuários e sem ultrapassar a capacidade de investimento dos pequenos agricultores.

Com essa ótica estuda-se a possibilidade de desenvolver uma máquina semi-automática que descasque castanha de cajú, tendo em vista as condições insalubres de trabalho como apresentado na Figura 1, e a produção de amêndoas inteiras, eliminando as condições desfavoráveis à realização do trabalho e não ao posto de trabalho. Haja vista que a operação de corte é o maior gargalo da indústria de beneficiamento da castanha de cajú, devido ao alto índice de quebra das amêndoas e ao grande investimento de implantação no processo mecanizado e às pequenas taxas de produção e condições de trabalho, longe do princípio da produção segura, no processo semi-mecanizado.

Então, para o desenvolvimento da máquina de descasque de castanha, considera-se o estudo ergonômico já realizado por Figueiredo (1998) e também a determinação do esforço necessário para efetuar o corte da castanha que será medido através de um dispositivo que será desenvolvido. Este dispositivo será objeto de nossa apresentação.

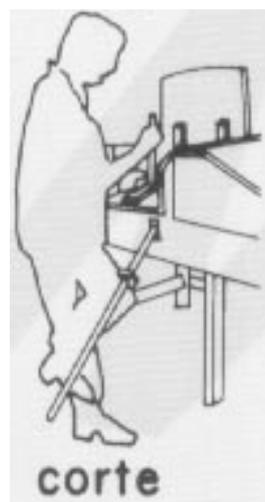


Figura 1. Posto de trabalho e dispositivo

2. PROCESSOS DE BENEFICIAMENTO

O processo de beneficiamento de castanha de cajú no Brasil, apesar de ser o berço do cajueiro, só teve destaque econômico a partir do quarta década deste século (século XX) (Leite, 1994, 62p.).

Hoje o processo de descasque da castanha de cajú, além do manual, tem-se também os processos semi-mecanizado e o mecanizado.

O processo manual em escala industrial é largamente utilizado na Índia, devido ao baixo custo da mão-de-obra, por ser abundante e de cunho familiar, ou seja, toda a família trabalha no beneficiamento da castanha. Por causa desse fator a Índia se tornou o maior produtor de amêndoas beneficiadas, mesmo que sua produção de castanha “in natura” não seja maior do que a nossa, aqui no Brasil, segundo Figueiredo (1998). Para tal façanha a Índia compra a produção dos outros países, contudo este processo em escala industrial não é viável no Brasil devido aos encargos aplicados a mão-de-obra.

A máxima produtividade alcançada neste processo é de 7 à 10 quilogramas de castanhas em oito horas de trabalho com um rendimento entre 90% à 95% de amêndoas inteiras. O processo manual desperdiça, por causa da maneira como a castanha é assada, o líquido de castanha de cajú (LCC) e a própria casca que poderia servir de adubo.

No processo semi-mecanizado, o qual aplica o dispositivo dotado de alavanca e pedal apresentado na Figura 1, consegue processar de 15 à 18 kg de castanhas em oito horas de trabalho, com um rendimento inferior a 70% de amêndoas inteiras segundo EMBRAPA/CNPAT.

Dentre os processos mecanizados existentes aqui no Brasil, só dois estão disponíveis: o *Oltremare* e *Sturtevant*. O primeiro tem um rendimento de 90% de amêndoas inteiras quando saem da máquina de corte e de 60% a 65% no ato de embalar, enquanto que o segundo difere do primeiro no processo de descasque, porquanto este é realizado por choque, onde as castanhas são lançadas (arremessadas) em pratos metálicos promovendo um rendimento em torno de 75% de amêndoas inteiras na saída da máquina e de 50% a 55% quando da embalagem.

3. Concepção da Máquina

3.1- Medição de esforço de corte da castanha

Para o desenvolvimento da máquina semi-automática, tem-se primeiro que determinar o esforço de corte da castanha. Para tanto se planeja a confecção de um dispositivo para fazer esta análise, onde este dispositivo está apresentado na Figura 2. Este é dotado de alavanca, lâmina de corte e massa em gramas para se poder quantificar a força que deve ser aplicada para abrir a castanha. Como forma de quantificar o esforço de corte através do dispositivo mostrado na Figura 2, utilizou-se massas conhecidas, aplicadas no ponto “C” do dispositivo, para efetuar o corte de cada castanha, portanto a nomenclatura M.M.C. que é a máxima massa de corte, na coluna do meio das tabelas, é para designar a carga necessária para cortar a castanha.

Este estudo é necessário para se projetar uma máquina que satisfaça a necessidade do esforço requerido para cortar a casca e manter a integridade da amêndoa, evitando o esforço desnecessário por parte do operário, o qual pode ocasionar a quebra da amêndoa, implicando na perda do seu valor comercial.

Após determinar o esforço de corte trabalhar-se-à no desenvolvimento do projeto da máquina semi-automática que satisfaça a necessidade de mercado, ou seja, a produção de amêndoas inteiras, a preservação do emprego do operário e a sua integridade física, mesmo porque tem-se por meta inicial o fortalecimento dos pequenos produtores, dando-lhes as condições necessárias de beneficiar suas próprias castanhas.

Dentre as máquinas mecanizadas existentes já vistas, têm-se a do princípio do tambor rotativo incandescente, a da lâmina rotativa (a qual gira em torno do seu próprio eixo e contorna a castanha) e a de alavancas, esta fabricada pela MECOL (Metalúrgica Cobica Ltda).

Tendo estas máquinas como fonte de inspiração, o estudo está em fase de concepção, onde avalia-se todas as formas possíveis de custo e benefício para que não onere tanto no seu investimento inicial.

Dado: $P = m \cdot g$

$$g = m/s^2$$

$$AC = 380\text{mm}$$

$$AB = 100\text{mm}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$P \times CA = F_c \times BA$$

$$F_c = (m \times g \times 380) / 100$$

$$F_c = 3,8 \times m \times g$$

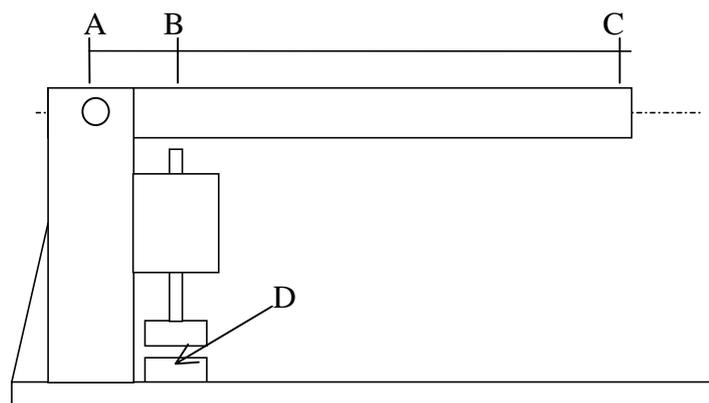


Figura 2. Dispositivo de medição de esforço

Onde:

P- peso ou carga

m- massa a ser colocada no ponto “C” (da barra “AC”) para cortar a castanha

g- aceleração da gravidade

F_c – força de corte sobre a castanha no ponto D

3.2- Determinação dos esforços permitidos por um operador durante a jornada de trabalho

Até o presente momento não se teve tempo suficiente para se realizar uma pesquisa mais acurada com respeito a determinação da carga máxima suportada por um operário realizando trabalhos com as mãos e (ou) com os pés ao mesmo tempo, de acordo com o sexo e idade, durante uma jornada de trabalho de 8 horas. Porém, reza na legislação, CLT (1994), que uma pessoa realizando trabalho muscular pode transportar a carga máxima de 40 kg e 20 kg, o homem e a mulher respectivamente.

Já nas Normas Regulamentadoras, “Segurança e Medicina do Trabalho” 38ª edição (NR 11.2.1) diz: “ ... toda atividade realizada de maneira contínua ou descontínua, essencial ao transporte manual de sacos, na qual o peso da carga é suportado, integralmente, por um só trabalhador, compreendendo também o levantamento e sua deposição”.

“Em geral, as forças máximas para empurrar e puxar, para homens, oscilam entre 20,4 kg e 30,6 kg e as mulheres apresentam 40 a 60% dessa capacidade. Se for usado o peso do corpo e a força dos ombros para empurrar, conseguem-se valores de até 51 kg” (Iida, Itiro, 1993, 465p.).

Porém, como já mencionado não se encontrou, até o presente momento, em nenhuma referência o estudo referente a capacidade de um indivíduo em realizar esforço repetitivo no limite de carga supracitado durante a jornada de trabalho de oito horas.

4. RESULTADOS OBTIDOS

Para obtenção desses resultados foram utilizadas duas mostras com dez castanhas cada, onde uma tinha 66 gramas e a outra 70,3 gramas. A medição do esforço de corte foi feita adicionando massas no ponto “C” do dispositivo (Figura 2) de maneira gradativa, com variação em gramas, até atingir a carga de corte da castanha, ou seja, a máxima massa de corte (M.M.C.), isto para cada castanha.

O esforço de corte (E.C.) é a carga aplicada no ponto “D” (Figura 2) devido a M.M.C. aplicada no ponto “C”, de acordo com o comprimento do segmento “AC”, ou seja, neste caso o E.C. aumenta 3,8 vezes M.M.C. Pode-se dizer que o E.C. varia com a variação da M.M.C. e do comprimento da barra “AC” mantendo fixo o comprimento do segmento “AB”.

As tabelas 1 e 2 e as figuras 3 e 4 abaixo demonstram o esforço que um operário deve realizar para efetuar o corte de uma castanha.

Tabela 1. Planilha de Esforço de Corte

Medida	M.M.C. em gramas	Esforço de corte em gramas
1	16010,0	60838,0
2	18590,0	70642,0
3	8900,0	33820,0
4	18590,0	70642,0
5	8900,0	33820,0
6	11480,0	43624,0
7	14060,0	53428,0
8	12745,0	48431,0
9	11480,0	43624,0
10	8900,0	33820,0
Média	12965,5	49268,9

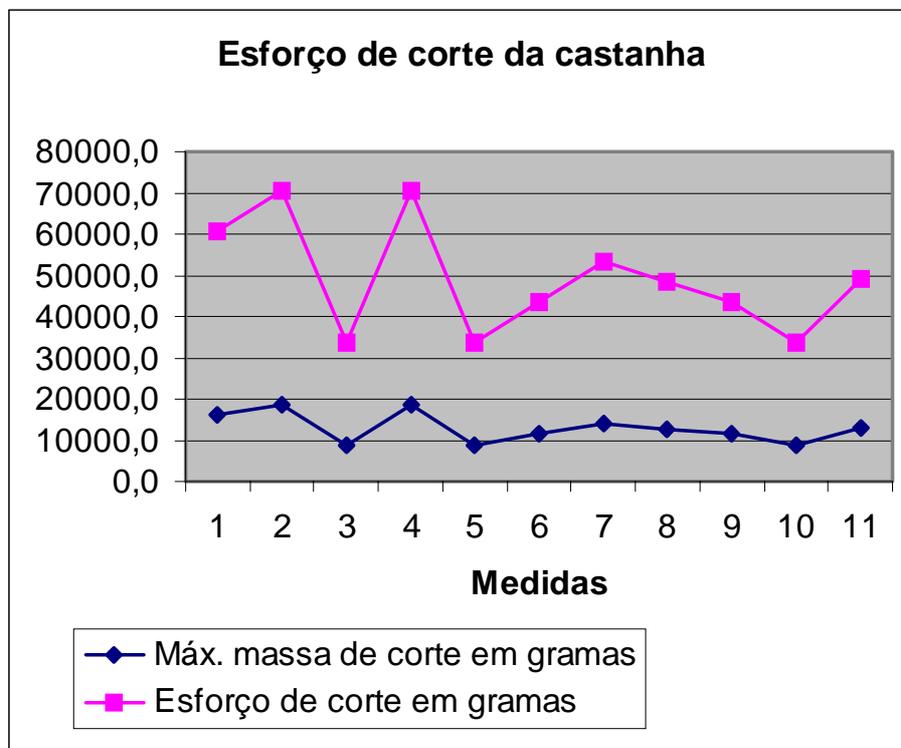


Figura 3. Representação do esforço de corte

Tabela 2. Planilha de Esforço de Corte

Medida	M.M.C. em gramas	Esforço de corte em gramas
1	14680,0	55784,0
2	14060,0	53428,0
3	8900,0	33820,0
4	13055,0	49609,0
5	17260,0	65588,0
6	10835,0	41173,0
7	12410,0	47158,0
8	9855,0	37449,0
9	13415,0	50977,0
10	9545,0	36271,0
Média	12401,5	47125,7

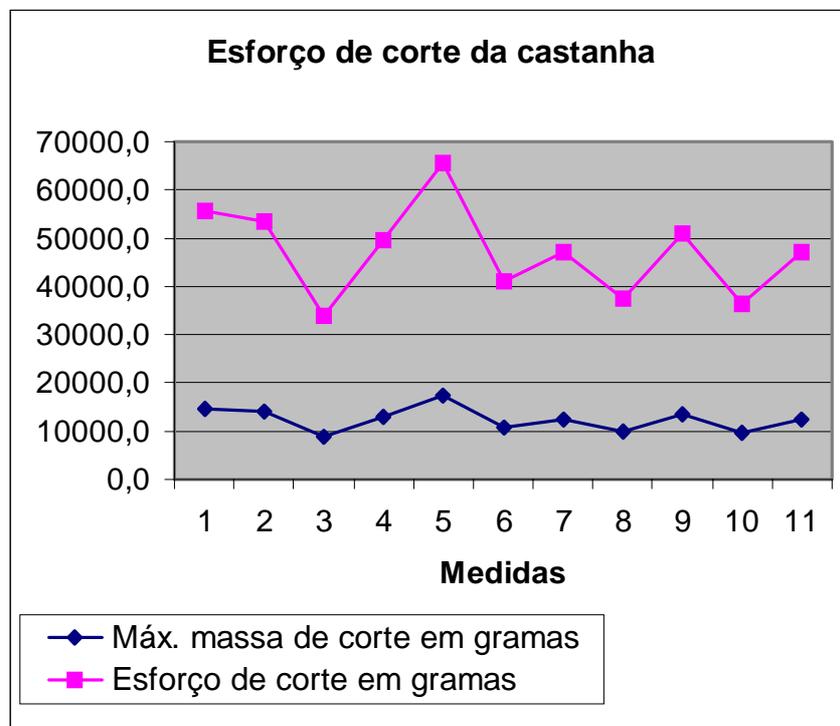


Figura 4. Representação do Esforço de Corte

5- CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Ao realizar este estudo de esforço de corte da castanha percebe-se que se as lâminas de corte não se enquadrarem no meio da castanha conforme Figura 5, esta oferece maior resistência ao corte, sendo este um dos motivos pelos quais, pode-se ver nas tabelas acima, os valores diferenciados de carga na efetuação de corte. O outro motivo natural é que as castanhas por não serem exatamente iguais conforme citado em Figueiredo (1998), ou seja, cada castanha apresenta característica própria, por isso as castanhas são selecionadas por tamanhos, classificada em até oito tamanhos, de forma aproximada através de peneiras (ou telas) com malha (ou furos) nos tamanhos desejados. A seleção inicia da castanha menor para maior. Esse problema tende a ser minimizado com a técnica de clonagem de cajueiro utilizada pela EMBRAPA/ CNPAT que possibilitará a produção de castanhas com tamanhos mais uniformes.

Ao se examinar as tabelas verifica-se diferenças entre as cargas aplicadas para cortar as castanhas das duas amostras, devido aos motivos já mencionados, como também, parte dessas contribuições podem ser devido o processo de torrefação das castanhas e (ou) o processo de desumidificação, que é através da exposição solar em uma área cimentada onde as castanhas passam algumas horas.

De posse desses valores tem-se como perspectiva o desenvolvimento de uma máquina semi-automática que minimize os esforços realizados pelos operários e realize o corte das castanhas com algum tipo de força auxiliar, que poderá ser advinda de dispositivos hidráulicos, pneumáticos ou através de motor elétrico; para que proporcione o corte de mais de uma castanha por vez, para que valha à pena esse investimento e, dessa forma fazer uma máquina projetada racionalmente de acordo com os estudos de Bonfim (1995, 64p.).

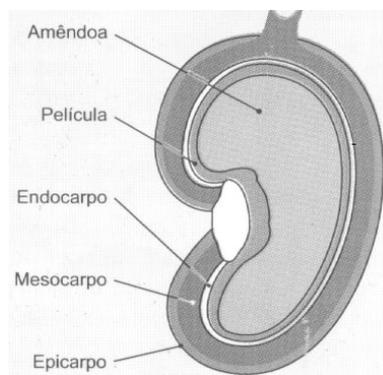


Figura 5 Configuração da Castanha em Corte

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade, J. de S., , 1984, “Aspectos da industrialização da castanha de cajú”, UFC, Fortaleza,CE. Vol I 187 p.

Bonfim, G. A., , 1995, “Metodologia para desenvolvimento do projeto”, Ed. Universitária, João Pessoa,PB: 64 p..

Consolidação das Leis Trabalhistas (1994)

Figueiredo, F. J. S. de; 1998, ”Análise e proposta de redesenho do posto de trabalho de corte da castanha de cajú”, UFPB, João Pessoa, PB: 123p..

Iida, Itiro “Ergonomia Projeto e Produção”, 2^a reimpressão, 1993, Editora Edgard Blücher Ltda.

Leite, L. A. de S.; “A agroindústria do cajú no Brasil: Políticas públicas e transformações econômicas”, EMBRAPA/CNPAT Fortaleza, CE, , 1994 195p..

“Linha de máquinas para beneficiamento da castanha de cajú”, Fortaleza,CE, PEARCE – Ind. E Com. de máquinas Ltda, 1993.

“Manual sobre o funcionamento de uma fábrica de beneficiamento de castanhas”, Fortaleza, EMBRAPA/ CE, 1996.

Neto, Alfredo Lopes; Barbosa Filho, Antenor; Menezes, Antônio Hélio de; Avaliação econômica de processos alternativos da industrialização da castanha de cajú no Ceará; Fortaleza: Instituto de Planejamento do Ceará, 1983.

Segurança e Medicina do Trabalho 38^a edição, Editora Atlas, 1997.

DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO DE UM MOTOCOMPRESSOR

Francisco Canindé Camilo da Costa
Francisco de Assis de Oliveira Fontes
Cleiton Rubens Formiga Barbosa

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 59072-970, Natal, RN, Brasil. E-mail: cleiton@ufrnet.br

1. INTRODUÇÃO

Visando desenvolver pesquisa de viabilidade técnica de um dispositivo gerador de ar comprimido, onde motor e compressor formam um conjunto compacto, transformou-se um motor de combustão interna em um motocompressor (motor + compressor), cuja transformação é reversível do ponto de vista de estrutura física.

O equipamento proposto se aplica nas atividades em que se faz uso de seus produtos (ar comprimido e dióxido de carbono – CO₂), e da solubilidade de seus produtos em água, como bombeamento de poços pelo sistema *air-lift* (Macintyre, 1997) fertirrigação (adição de CO₂ à água) visando melhoria da fertilidade de solos (Haman, 1990); aquacultura (injeção de CO₂ à água de criatórios de peixes) (Novaes, 1998) ,incrementando as indústrias de piscicultura e lazer (“pescue e pague”) ; aeração de lagoas de tratamento de efluentes (Dacach, 1990); jateamento ; pintura; sopragem e acionamento de ferramentas pneumáticas.

2. MATERIAIS E METODOS

2.1 Descrição do motocompressor

O protótipo de motocompressor aproveita a estrutura física de um motor de combustão interna modelo Volkswagen do ciclo Otto, a gasolina, de 04 tempos e 1600 cm³ de cilindrada. É carburado, refrigerado a ar e de 04 cilindros opostos horizontalmente. Tal opção de modelo se deve à simetria de disposição dos cilindros, exigindo poucas adaptações.

O mesmo opera como motocompressor conforme FIGURA 1. Os cilindros 2 e 4 funcionam originariamente pelo ciclo motor termodinâmico, fornecendo energia mecânica para os cilindros 1 e 3 funcionarem pelo ciclo compressor de ar termodinâmico.

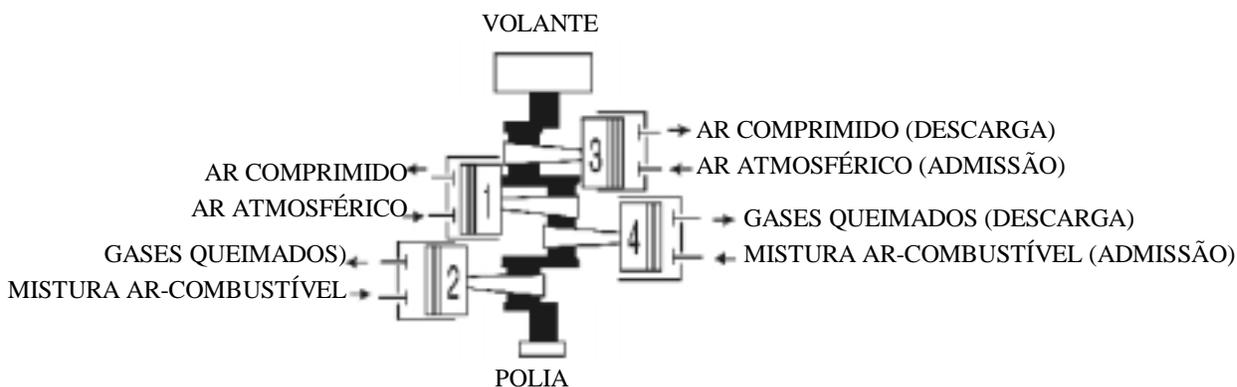


FIGURA 1. Indicação da disposição dos cilindros do motocompressor.

Segundo (Volkswagen, 1986) são os seguintes os dados técnicos do motor original:

- motor modelo VW BG
- cilindrada total(cm^3): 1584
- diâmetro do cilindro/curso do pistão (mm): 85,5/69
- volume total da câmara de combustão(cm^3): 60,0
- razão de compressão: 7,2/1
- compressão dos cilindros (kPa): 750 a 950
- potência máxima
 - SAE J 1349 kW (cv)/rpm: 48 (65)/4600
 - NBR 5484 kW (cv)/rpm: 39 (53)/4200
- momento de força máximo
 - SAE J 1349 Nm (mkgf)/rpm : 117(11,7)/3200
 - NBR 5484 Nm (mkgf)/rpm : 107(10,7)/3000

2.2. Adaptações necessárias

Adaptações foram necessárias nos coletores de admissão de mistura combustível e no eixo de comando de válvulas, permitindo-se a reversibilidade das mesmas com a simples substituição dos referidos elementos por seus respectivos originais.

Coletores de admissão

Os coletores de admissão servem para conduzir a mistura ar + combustível para os interiores dos respectivos cilindros aos quais são interligados. Apresentam-se como um conduto bifurcado, dispostos sobre os cabeçotes, onde cada ramo da bifurcação conecta-se com a abertura da válvula de admissão.

Os cilindros compressores aspiram somente ar atmosférico; logo, a bifurcação nestes coletores necessitou de mudança para permitir alimentação de mistura combustível aos cilindros motores e de ar atmosférico aos cilindros compressores.

Procedimento de adaptação dos coletores

O ramo da bifurcação que alimenta o cilindro compressor com mistura combustível foi vedado e, para prover o cilindro somente com ar atmosférico, fez-se um “by - pass” para o filtro de ar.

Eixo de comando de válvulas

O eixo de comando de válvulas é um eixo dotado de cames (excêntricos) responsáveis pelo acionamento das válvulas de admissão e exaustão. O mesmo é construído originariamente para permitir que as referidas válvulas estejam simultaneamente abertas durante uma fração de giro da árvore de manivelas. Esta simultaneidade de abertura, denominada cruzamento de válvulas ou ângulo de permanência, é necessária nos ciclos motores para otimização do rendimento volumétrico, conforme explicitam (Heywood, 1988), bem como (Kolchin & Demidov, 1984) e (Barbosa, 1999)

Entretanto, este cruzamento de válvulas se mostra prejudicial ao rendimento volumétrico nos cilindros compressores, provocando retrocesso de ar pela admissão. Assim, os cames acionadores das válvulas destes cilindros tiveram seus perfis modificados visando eliminar este cruzamento.

Uma segunda razão para modificar esses perfis foi a necessidade de acionamento das válvulas a cada volta da árvore de manivelas no ciclo compressor, diversamente do ciclo motor, no qual as válvulas são acionadas a cada duas voltas da árvore de manivelas. Caso esta solução não fosse aplicada, haveria dispêndio desnecessário de energia, pois a válvula de descarga somente liberaria o ar comprimido no cilindro após duas compressões da mesma massa de ar.

A disposição simétrica dos cilindros permitiu um mínimo de alterações no eixo de comando de válvulas, comparado com um motor de cilindros “em linha”.

Procedimento de adaptação

Os cames originais dos cilindros compressores foram desbastados com esmerilhadeira e substituídos por próteses confeccionadas em aço 1045, com auxílio de pantógrafo, torno mecânico, fresadora, esmerilhadeira e soldagem, chegando-se a um perfil aproximado do original, sem o ângulo de permanência (este ângulo passou de 45° para 0°). O eixo foi retificado para eliminar distorções provocadas pelo calor oriundo da soldagem.

2.3 Descrição das instalações de ensaio

De acordo com a figura 2, a bancada de ensaio consistiu do protótipo de motocompressor e de reservatório para ar comprimido, conectados por tubo flexível, além de reservatório de combustível dotado de bureta graduada para medição de consumo de gasolina, mais um tacômetro digital para medir a rotação do motor e um termômetro digital para monitoração das temperaturas do cárter e do ar de descarga.

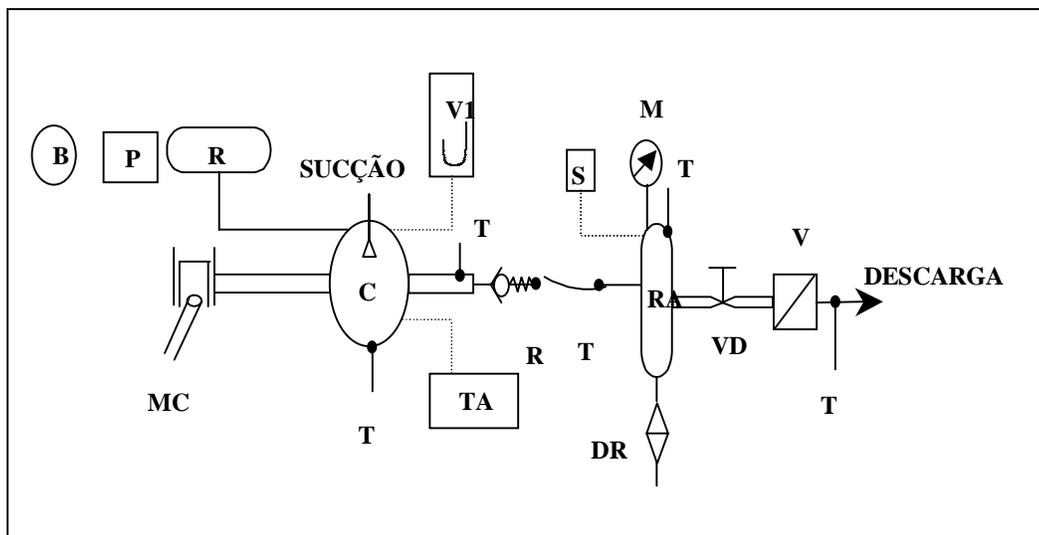


Figura 2. Instalações de ensaio.

B – Barômetro	TF – Tubo Flexível
RC - Reservatório de Combustível	M – Manômetro
MCI – Motor de Combustão Interna	T3 – Termômetro de Bulbo
CO – Compressor	RA – Reservatório de Ar Comprimido
T1 – Termopar do Carter	DR – Dreno
V1 – Vacuômetro	VD – Válvula de Descarga
T2 – Termopar do Ar de Descarga	V2 – Medidor de Vazão de Ar

TA – Tacômetro
R – Válvula de Retenção
S – Válvula de Segurança

T4 – Termômetro de bulbo da Descarga do reservatório

2.4 Metodologia experimental

Foram realizados ensaios de rotação constante, segundo (Associação Brasileira de Normas Técnicas – NBR 3343, 1990) e (ABNT– NBR 10687, 1989) na faixa de 1000 a 2500 rpm, variando-se a pressão de descarga de 1×10^5 Pa a 6×10^5 Pa e coletados os dados.

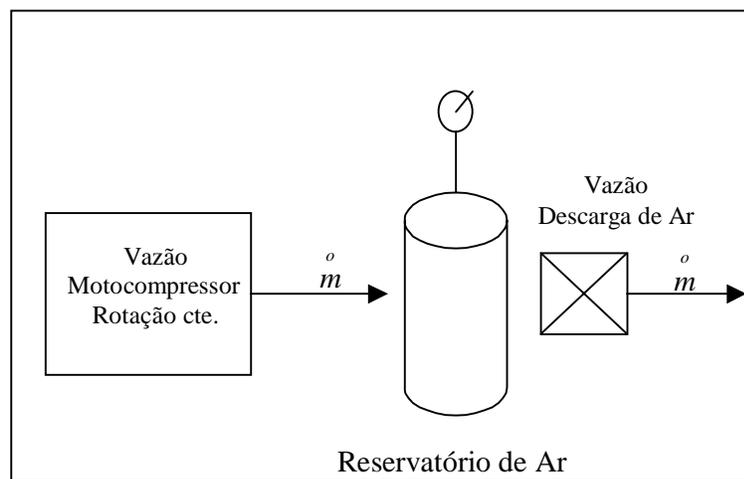


Figura 3. Diagrama ilustrativo do método de determinação de vazão de ar

A figura 3 ilustra a metodologia da determinação da vazão de ar.

O motocompressor, à rotação constante, é conectado ao reservatório de ar comprimido e lhe envia uma vazão mássica (\dot{m}) de ar. Se a válvula de descarga do reservatório está aberta de tal forma que a pressão no interior do mesmo permanece inalterada, isto implica que a massa de ar que flui do reservatório é a mesma enviada pelo motocompressor.

Com base nos dados coletados são determinados os parâmetros que caracterizam um compressor de ar: vazão volumétrica, pressão de serviço e consumo específico de energia, conforme (Atlas Copco, 1976), (Cherkassky, 1980), (Hansen, 1970), (Santos, 1985), e (Schraeder Bellows, 1985).

Procedimentos:

- 1) Fixar a rotação do equipamento na faixa de 1000 a 2500 rpm, com intervalos de 500 rpm (1000, 1500, 2000, 2500). Mantido constante cada valor de rotação, fixar a pressão do interior do reservatório na faixa de 1×10^5 Pa a 6×10^5 Pa, com intervalos de 1×10^5 Pa (1, 2, 3, 4, 5, 6). Cada combinação de rotação e pressão corresponde a um ponto do ensaio, conforme FIGURAS 4 a 6. Em cada ponto do ensaio, observado o equilíbrio do processo, coletar os dados.

- 2) Descarregar e drenar o reservatório entre pontos dos ensaios para extrair o condensado.
- 3) Cada ponto dos ensaios é fixado pelo controle manual do manete de aceleração (borboleta) e abertura da válvula de descarga do reservatório.
- 4) Modificar a rotação para a seguinte (ver passo 1) quando a mesma oscilar mais de 2% (dois por cento) de seu valor, conforme (ABNT – NBR 3343, 1990) e (ABNT – NBR 10687, 1989).

Os procedimentos acima foram executados com produção de ar comprimido oriunda de apenas um cilindro compressor e, em seguida, com dois cilindros compressores, para fins de comparação de desempenho do equipamento a meia capacidade e máxima capacidade. Os resultados foram os esperados.

Quando produzindo ar comprimido por apenas um cilindro, o segundo cilindro também aspirava ar; porém, descarregando-o na atmosfera.

3. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados mais expressivos com o protótipo de motocompressor constam nos gráficos das figuras 4 a 6, que mostram as curvas de pressão de descarga, vazão de ar e consumo específico de potência, em função da rotação do equipamento.

Observa-se, na figura 4, acréscimo da vazão com a rotação e decréscimo da mesma com a pressão, conforme se esperava. Na figura 5 verifica-se crescimento no consumo específico de combustível com a pressão de descarga. Na figura 6 observa-se eficiência volumétrica tanto maior quanto menores rotações e pressões.

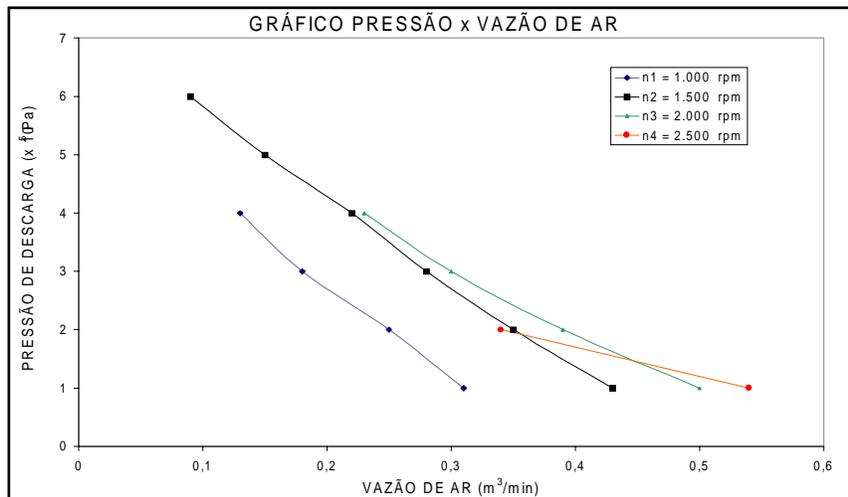


Figura 4. Curvas de pressão de descarga versus vazão de ar do motocompressor

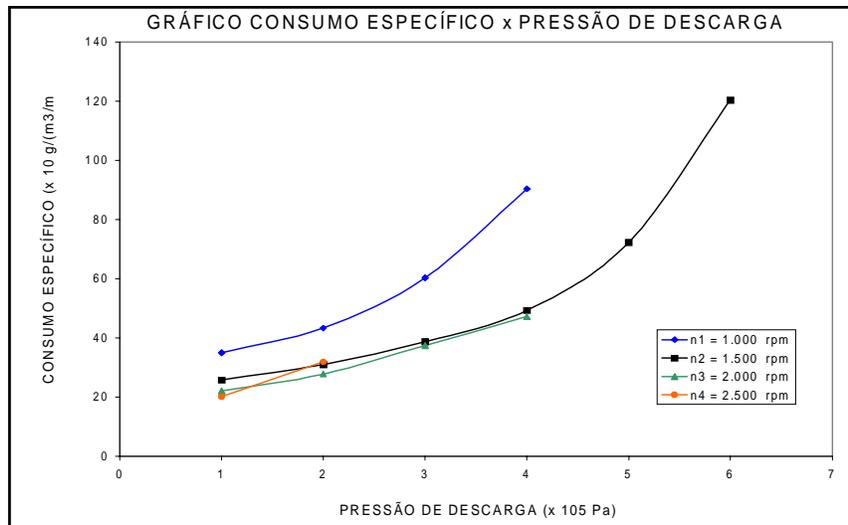


Figura 5. Curvas de consumo específico versus pressão de descarga do motocompressor

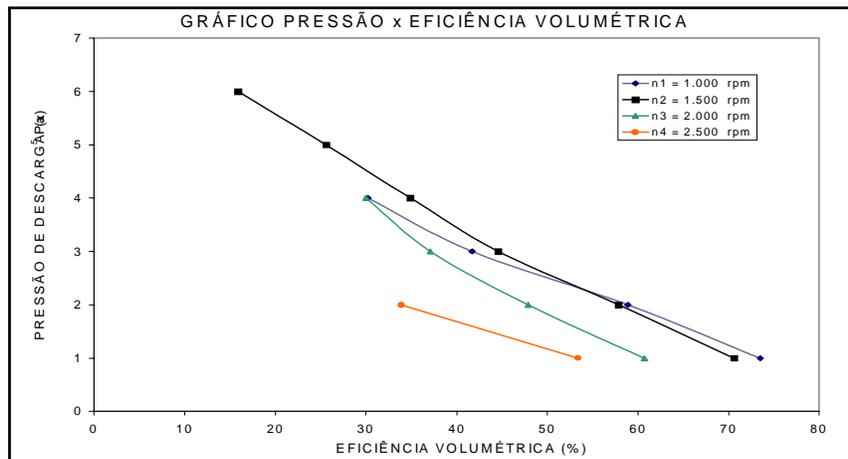


Figura 6. Curvas de pressão de descarga versus eficiência volumétrica do motocompressor

4. CONCLUSÕES

Com base nos resultados dos ensaios, estabeleceram-se as seguintes conclusões:

- 1) O protótipo pode ser usado em locais remotos isentos de energia elétrica e apresenta a vantagem de ser compacto, ter facilidade de transporte, operação e manutenção. Apresenta também variação de rotação, característica indisponível nos compressores acionados por motores elétricos (exceto os dotados de variador de frequência, mais caros), podendo operar na faixa de 1000 a 2500 rpm, o que lhe confere praticidade, uma vez que as necessidades de vazão serão atendidas pela variação de rotação.
- 2) A pressão de trabalho permitida pelo protótipo (máxima de 6×10^5 Pa) é próxima da média industrial (em torno de 7×10^5 Pa), demonstrando aplicabilidade do equipamento em atividades industriais; embora não deva ultrapassar 3×10^5 Pa. Acima deste valor a eficiência volumétrica e o consumo específico são desfavoráveis. Entretanto, até 3×10^5 Pa os resultados são satisfatórios.

- 3) O protótipo oferece vazão de 0,1 a 1,0 m³/min, abrangendo faixa de vazão comercialmente peculiar.
- 4) A eficiência volumétrica máxima do protótipo (73%) é compatível com similares convencionais, cuja faixa é de 60% a 85% (Cherkassky,1986). Entretanto, sua curva de eficiência decai significativamente com a pressão de descarga, quando comparada com estes, o que sugere seu uso apenas em baixas rotações (até 1500 rpm) e baixas pressões (até 3 x 10⁵ Pa).
- 5) O menor consumo específico de energia é da ordem de 1,1 kW/m³/min e, em média, abaixo de 5,2 kW/m³/min. Entretanto, em situações de alta rotação e/ou alta pressão de descarga, o consumo cresce desproporcionalmente, atingindo valores inaceitáveis, acima de 25 kW/m³/min (similares convencionais têm consumo máximo de 7,4 kW/m³/min, segundo (Schrader Bellows, 1985)). Portanto, deve-se operar o equipamento nas mais baixas rotações e pressões de descarga.

Objetivando melhorar o desempenho do equipamento foram introduzidas peças nas câmaras dos cilindros compressores visando redução de volume morto, o que implicaria em maiores pressões de descarga e eficiência volumétrica e, conseqüentemente, menores consumos específicos de energia. Entretanto, o benefício obtido se apresentou insignificante, pois as referidas peças não ocuparam volume suficiente, limitadas pelas válvulas.

Também se tentaram melhorias encontrando o ponto ótimo de funcionamento do motor, alterado em sua ordem de queima (ao invés de 4 cilindros explodindo, apenas 2) e através de melhor ventilação do conjunto motocompressor.

Melhor desempenho não foi alcançado por se tratar de um motor carburado, com ignição eletromecânica (platinado e condensador) e refrigerado a ar. Além de possuir grande volume de espaço morto nos cilindros, é dotado de válvulas de admissão e escapamento que somente se encontram em compressores antigos.

5. SUGESTÕES

Sugere-se para melhor desempenho do equipamento o seguinte:

- 1) Testar o equipamento com motor a álcool, de menor câmara de compressão (de fábrica).
- 2) Refrigerar o ar de descarga, melhorando a eficiência volumétrica.
- 3) Estudar o desempenho de motor similar, refrigerado à água, com ignição e injeção eletrônica de combustível, que apresenta eficiência superior ao que foi testado.
- 4) Fazer estudo mais criterioso da configuração dos came do eixo de comando de válvulas, assim como otimizar suas manufaturas, uma vez que na ausência de máquina específica para sua confecção, os mesmos foram realizados de forma inapropriada.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1990, "NBR 3343 – Compressores de deslocamento: método de ensaio", Rio de Janeiro, Brasil.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1989, "NBR 10687 – Compressor de ar do tipo alternativo para uso naval, ensaio de desempenho", Fórum Nacional de Normalização, Rio de Janeiro, Brasil.

- Atlas Copco, 1976, "Manual do ar comprimido", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, Brasil.
- Barbosa, C. R. F., 1999, "Otimização da curva de avanço de centelha de um motor Otto Bicomustível alimentado com gás natural comprimido", Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, Brasil.
- Cherkassky, V. M., 1980, "Pumps, fans and compressors", Mir Publishers, Moscow, Russia.
- Dacach, N. G., 1990, "Saneamento Básico", Editora Didática e Científica, Rio de Janeiro, Brasil.
- Haman, D.Z., 1990, "Chemical injection methods of irrigation", Florida Cooperative Extension Service, Circular 864, 1990.
- Hansen, A. T., 1970, "Motores y maquinas", Ediciones Urmo, Bilbao, Espanha.
- Heywood, J. B., 1988, "Internal combustion engine fundamentals", McGraw-Hill International, New York, USA, cap. 6: p. 205 - 277.
- Kolchin, M. ; Demidov, V., 1984, "Design of automotive engines", Mir Publishers, Moscow, Russia.
- Macintyre, A. J., 1997, "Bombas e instalações de bombeamento", Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- Novaes, R., (03 de outubro de 1998), "Um Sistema Injetor de CO₂ para você fazer em casa". <http://www.aqua.brz.net/aep/doce30.htm>.
- Santos, V. A., 1985, "Noções Fundamentais de Bombas e Compressores", Fasa Editora, Recife, Brasil.
- Schrader Bellows, 1985, "Princípios básicos, produção, distribuição e condicionamento de ar comprimido", Brasil.
- Volkswagen, do Brasil, 1986, "Catálogo de assistência técnica com exatidão – linha ar", São Paulo, Brasil.

COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM TRANSPORTADOR VIBRATÓRIO LINEAR UTILIZANDO A TÉCNICA DE ELEMENTOS FINITOS

Roberto de Souza Martins

João Carlos Mendes Carvalho

Domingos Alves Rade

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica

Laboratório de Automação e Robótica, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mail: rsmartins@engenheiro.com.br, jcmendes@mecanica.ufu.br, domingos@ufu.br

Resumo

A simulação de transportadores vibratórios tem sido bastante utilizada para tentar prever a velocidade de transporte de um material sob sua pista. Apesar disto e de sua grande utilização na indústria, ainda tem-se grandes discrepâncias entre a velocidade real de transporte e a velocidade simulada. Uma das características deste tipo de equipamento responsável por esta discrepância, é a forma de excitação da pista, que em vários estudos é considerada constante ao longo de todo o comprimento da pista e igual a forma de onda imposta pelo excitador, o que nem sempre é verdade. Neste trabalho apresenta-se um estudo do comportamento dinâmico do sistema transportador+material transportado. Para isto utiliza-se a técnica de modelagem por elementos finitos para obtenção do comportamento da pista. Estes dados são aplicados em um modelo de movimento do material, permitindo calcular a sua velocidade média. Os resultados são comparados com uma sequência de imagens obtida com uma câmara de alta velocidade.

Palavras-chave: Transportadores vibratórios, Elementos Finitos, Simulação, Automação

1. INTRODUÇÃO

Modernas linhas de produção estão em constante mudança com o objetivo de obter aumento da produtividade com redução dos custos. Desta forma, a melhoria tem se dado em diversos pontos, entre estes se destaca o transporte de peças ou parte de peças do estoque a linha de produção ou entre postos de trabalho de uma mesma linha.

Um dos equipamentos que é bastante utilizado neste transporte é o transportador vibratório, seja ele circular, utilizado para seleção e orientação de peças, ou linear, mais utilizado no transporte de peças entre dois pontos. Este equipamento possui um baixo custo de operação, montagem e manutenção, podendo ser associado a outros processos durante o transporte (rebarbamento, resfriamento, lavagem, secagem, entre outras).

O transportador vibratório utiliza o movimento oscilatório, provocado por um excitador, para o transporte do material sobre a sua pista, onde o atrito entre a pista e o material é o responsável pela transmissão do movimento do transportador aos produtos a serem transportados. Basicamente, estes transportadores são compostos de quatro partes

fundamentais; sistema de excitação, pista, elemento elástico e a base. Tem-se notícia de que são utilizados desde o princípio do século em minas de carvão (Gaberson, 1983).

Tendo o transporte do material como objetivo final, a modelagem dos transportadores vibratórios busca calcular a sua velocidade de transporte, que é função, principalmente, do coeficiente de atrito, do ângulo de inclinação da pista e do excitador (amplitude, frequência e ciclo de excitação). Diante disto, muitas pesquisas tem sido desenvolvidas com este objetivo, e trazem informações a respeito dos parâmetros que influenciam nesta velocidade (Povydaylo, 1959 e 1960), (Both, 1964), (Gladwell e Mansour, 1971), (Gaberson, 1972). Apesar de sua grande utilização na indústria e de ser pesquisado por vários autores, apenas se conseguiu obter bons resultados em pequenas faixas de operação. Isto pode ser explicado em função de simplificações nos modelos teóricos, tais como: ocorrência ou não do repique da peça no retorno à pista após a fase de salto; desconsideração do deslocamento e deformação das molas e da pista (flexão e torção); relação entre os modos de vibração da pista e movimento da peça; limite entre os coeficientes de atrito estático e o cinemático, entre outras. Também consideram que a pista possui o mesmo movimento do excitador, bem como possui também, o mesmo movimento ao longo de todo o seu comprimento.

Carvalho e Dahan (1991) verificou vários problemas relativos a validade dos destes modelos matemáticos simplificados, sendo o que mais se destaca, a inexistência de relação entre a forma de excitação da pista e a sua resposta dinâmica.

Nas verificações experimentais realizadas com transportadores vibratórios industriais excitados por sistema eletromagnético (Martins, Carvalho e Rade, 1998) ficou evidente a diferença entre o modelo matemático de movimento da pista, largamente utilizado, e o movimento real observado. A modelagem normalmente utilizada considera que a pista tem excitação senoidal pura.

Para o caso de transportadores vibratórios com deslocamento imposto, onde se conhece a amplitude, frequência e forma do ciclo de excitação, considera-se, usualmente, que o movimento da pista é idêntico ao movimento imposto.

Martins, Carvalho e Rade (1999) utilizam a técnica de elementos finitos para determinar o comportamento dinâmico de um transportador vibratório linear com deslocamento imposto, obtendo resultados satisfatórios. Utilizando esta técnica, em conjunto com um modelo matemático de movimentação do material sobre a pista do transportador, neste trabalho apresentamos os resultados da simulação do comportamento dinâmico do sistema transportador+material transportado. Também é apresentado uma confrontação dos dados da simulação com a sequência de filmagem do movimento de uma peça em um protótipo de transportador vibratório. Esta sequência foi obtida com um câmara de alta velocidade.

A simulação por elementos finitos foi realizada com o programa ANSYS[®] V5.2 através do qual obteve-se as matrizes de massa e rigidez elementares. De posse destas matrizes, as respostas ao deslocamento imposto do transportador, em regime harmônico permanente, foram calculadas em ambiente MATLAB[®] empregando uma formulação fundamentada nas relações de flexibilidade dinâmica. A simulação numérica do comportamento do material foi realizado, utilizando como dados de entrada o comportamento da transportador, e as equações do movimento do material escritas para diferentes fases do movimento, também em ambiente MATLAB. Este programa de simulação foi construído de forma a permitir variação em vários parâmetros que influenciam no transporte.

2. MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS

A montagem do modelo de elementos finitos (EF) foi baseada em um protótipo de transportador vibratório linear, excitado por mecanismo biela-manivela, mostrado na figura 1. O modelo foi montado utilizando o programa ANSYS[®] V5.2, buscando representar, de forma

simplificada, as características do protótipo. Assim os componentes do transportador foram modelados da seguinte forma:

- Pista: elemento BEAM3 (elemento de viga bidimensional de Euler-Bernoulli, com 2 nós e 3 gdl por nó). A pista foi discretizada com 68 elementos de 5mm de comprimento e 69 nós.
- Molas: as lâminas foram discretizadas com 10 elementos utilizando o elemento BEAM3. As molas foram consideradas engastadas à base fixa.
- Conexões das molas com a pista: suas inércias foram modeladas através de elementos de massa concentrada MASS21;
- Barra acionadora: foi empregado o elemento BEAM54 (elemento de viga bidimensional com seção transversal variável, com 2 nós e 3 gdl por nó).

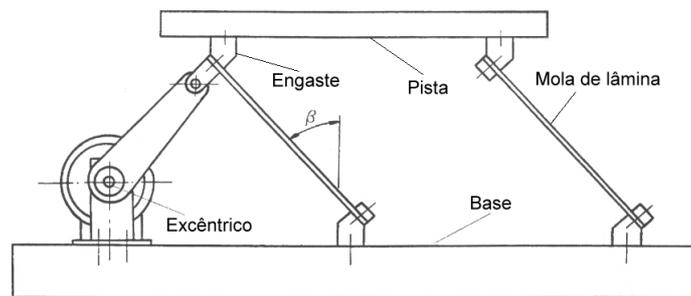


Figura 1: Esquema do protótipo construído.

As valores das propriedades físicas dos materiais, utilizados para a geração do modelo, com um número total de 294 graus de liberdade, são fornecidos na Tabela 1.

Tabela 1 - Valores das propriedades físicas utilizados no modelo de EF

Componente	Material	Característica	Valor
Pista e barra acionadora	alumínio	Módulo de Young Densidade Coeficiente de Poisson	$7,1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ 2770 Kg/m^3 0.3
Mola T (próximo ao ponto de excitação)	aço	Módulo de Young Densidade Coeficiente de Poisson	$2,08 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 7750 Kg/m^3 0.3
Mola F	aço	Módulo de Young Densidade Coeficiente de Poisson	$2,11 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 7750 Kg/m^3 0.3
Conexões	aço	Massa	0,14 Kg

As principais simplificações foram consideradas na modelagem das conexões das molas de lâmina com a pista e com a base fixa. Enquanto que no protótipo estas conexões foram realizadas através de blocos de fixação (ver Fig. 1), no modelo foram admitidas ligações pontuais rígidas dos nós extremos das molas com a pista e a base fixa. Desta forma, já se previa a necessidade de se realizar o ajuste posterior do modelo para adequar a rigidez das molas à situação real do protótipo. Martins, Carvalho e Rade (1999) apresentam a metodologia de ajuste a que foi submetido o modelo, chegando a resultados satisfatórios.

Após o ajuste e validação do modelo, obteve-se as suas matrizes de massa e rigidez elementares. De posse destas matrizes, as respostas ao deslocamento imposto, em regime harmônico permanente, foram calculadas em ambiente MATLAB[®] empregando uma

formulação fundamentada nas relações de flexibilidade dinâmica. As respostas dinâmicas obtidas são constituídas das histórias temporais da aceleração, velocidade e deslocamento em pontos previamente selecionados sobre a pista.

2. DINÂMICA DA MASSA SOBRE A PISTA

As características do movimento de uma massa sobre a pista de um transportador vibratório, podem ser equacionadas através de uma análise convencional da dinâmica do movimento. Assim, para obter as equações do movimento de uma massa sobre a pista considera-se o sistema de eixo fixo no espaço, mostrado na figura 2, onde também se apresenta as forças que agem sobre esta massa. Esta massa é considerada pontual e não sofre rolamento sobre a pista

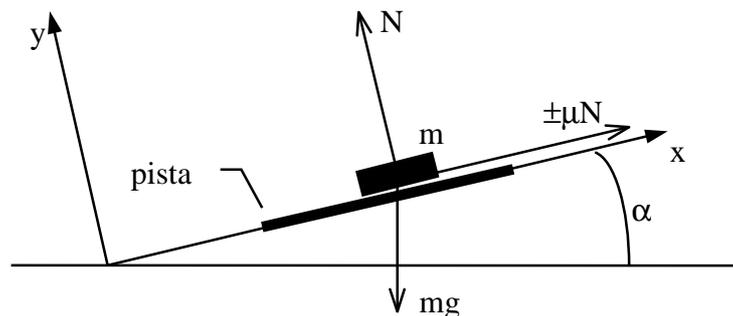


Figura 2: Sistema de coordenadas e forças atuantes em uma massa colocada sobre uma pista inclinada.

Nas equações o índice p refere-se à movimentação da pista do transportador vibratório obtida através do modelo de EF e m à massa. Um ponto sobre uma letra representa a velocidade, enquanto dois pontos representa a aceleração.

De acordo com as forças mostradas na figura 1, as equações governantes do movimento da massa são:

$$\ddot{x}_m = \pm\mu \cdot \frac{N}{m} - g \cdot \sin(\alpha) \quad (1)$$

$$\ddot{y}_m = \frac{N}{m} - g \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

onde α é a inclinação da pista e μ é o atrito regido pela Lei de Coulomb e oposto ao movimento relativo entre a massa e a pista. Para efeito de cálculo considerou-se apenas o atrito estático.

Da análise do sistema, pode-se afirmar que a massa possui quatro possíveis modos de movimento sobre a pista (Martins, 1997):

a) Repouso relativo: neste modo, a massa move-se com a mesma velocidade da pista e a condição necessária para que isto ocorra é:

$$\dot{x}_m = \dot{x}_p \quad \text{e} \quad \dot{y}_m = \dot{y}_p \quad (3)$$

Sendo que este modo continua até uma das condições abaixo sejam violadas.

$$N > 0$$

$$\begin{aligned}\ddot{x}_p + \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &\geq 0 \\ \ddot{x}_p - \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &\leq 0\end{aligned}\quad (4)$$

b) Deslizamento para trás: modo onde a massa desliza para trás em relação à pista e as condições necessárias são:

$$\begin{aligned}N &> 0 \\ \ddot{x}_p - \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &> 0\end{aligned}\quad (5)$$

Para que ocorra o término deste modo de movimento é necessário que a relação $\dot{x}_m - \dot{x}_p < 0$ seja violada.

c) Deslizamento para frente: neste modo, a massa move-se deslizando para frente em relação à pista e a condição necessária é dada por:

$$\begin{aligned}N &> 0 \\ \ddot{x}_p + \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &< 0\end{aligned}\quad (6)$$

onde a mudança deste modo ocorre quando a condição $\dot{x}_m - \dot{x}_p > 0$ for falsa.

d) Salto: nesta fase, a massa perde o contato com a pista, sendo que a condição para que isto ocorra é:

$$N = 0\quad (7)$$

Este modo termina quando $y_m - y_p = 0$.

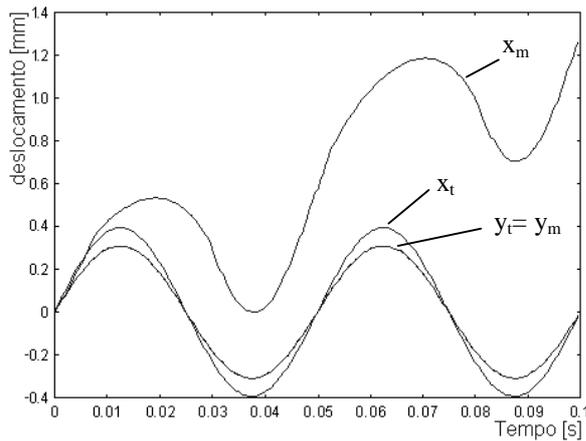
O movimento da massa consiste na combinação de todos os quatro modos apresentados anteriormente.

O programa de simulação do movimento da massa consiste destes quatro modos de movimento, e foi desenvolvido para trabalhar em ambiente MATLAB, utilizando os dados de aceleração, velocidade e deslocamento obtidos do programa de simulação do movimento da pista.

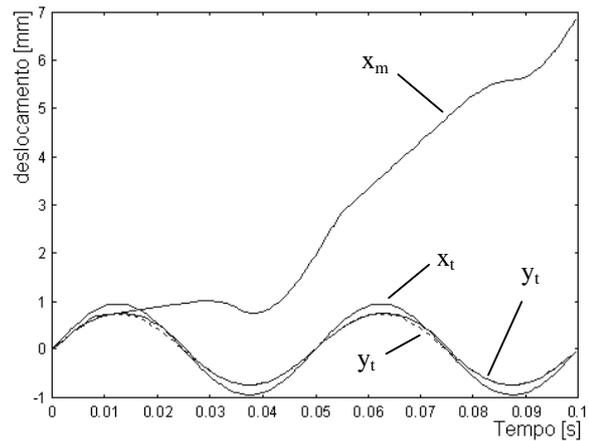
3. SIMULAÇÕES DO MOVIMENTO DA MASSA

O programa de simulação foi construído de forma a permitir diferentes características para o excitador, em termos de amplitude e frequência. Nas simulações apresentadas neste trabalho, mostramos como diferentes características de excitação influenciam no transporte do material sobre a pista. Em todas as simulações aqui apresentadas, considerou-se o ângulo de inclinação da pista ($\alpha=0^\circ$) e o coeficiente de atrito entre a peça e a pista ($\mu=0.465$) constante.

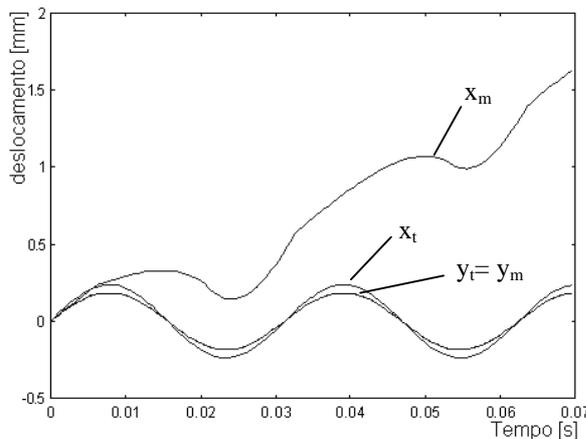
A seguir apresenta-se gráficos contendo os perfis de deslocamento da peça e da pista, para diferentes amplitudes de deslocamento e frequência de excitação.



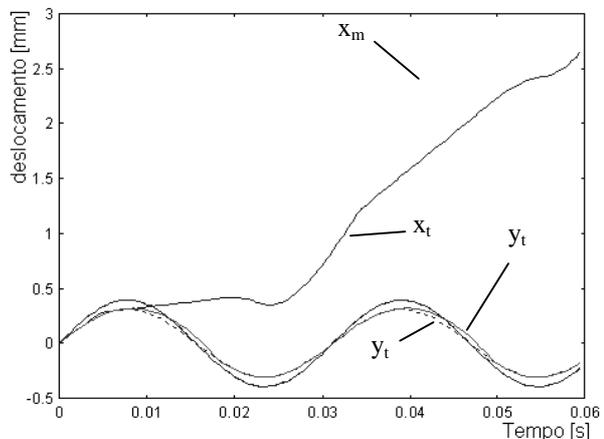
(a) 20 Hz e amplitude 0,5 mm
Vel. média = 14,65 mm/s



(b) 20 Hz e amplitude 1,2 mm
Vel. média = 103,31 mm/s



(c) 32 Hz e amplitude 0,3 mm
Vel. média = 27,70 mm/s



(d) 32 Hz e amplitude 0,5 mm
Vel. média = 72,42 mm/s

Figura 3: Perfil de deslocamento da pista e da peça, em x e y, com amplitude de 0,5 mm.

Analisando estes gráficos, temos que mantendo a frequência constante verifica-se um grande aumento da velocidade média de deslocamento da peça sobre a pista, observado entre as figuras 3.a e 3.b e entre as figuras 3.c e 3.d. Isto pode ser explicado pelo fato de ocorrer uma mudança nas fase do deslocamento da peça, ou seja, para o caso 3.a a peça move-se apenas por deslocamento e no caso 3.b ela move-se por deslocamento e por salto. O mesmo acontece entre os casos "c" e "d".

Analisando apenas em função da frequência, entre as figuras 3.a e 3.d, pode-se observar que também ocorre uma mudança nas fases do movimento da peça.

4. FILMAGEM DO TRANSPORTE E COMPARAÇÃO COM A SIMULAÇÃO

Para realização deste ensaio, foi utilizado uma câmara de alta velocidade (até 2000 quadros/s), onde foi possível filmar o movimento da peça sobre a pista do transportador vibratório. O teste foi realizado com o protótipo sendo excitado em uma frequência de 32 Hz, e filmado com uma taxa de 500 quadros/s. A sequência de filmagem é mostrada na figura 4, enquanto que na figura 5, mostra-se a simulação de um ciclo do movimento da peça para as mesmas condições de excitação da pista. Na sequência de filmagem a peça move-se da direita para a esquerda, tendo como ponto de referência um risco no lado direito das figuras.

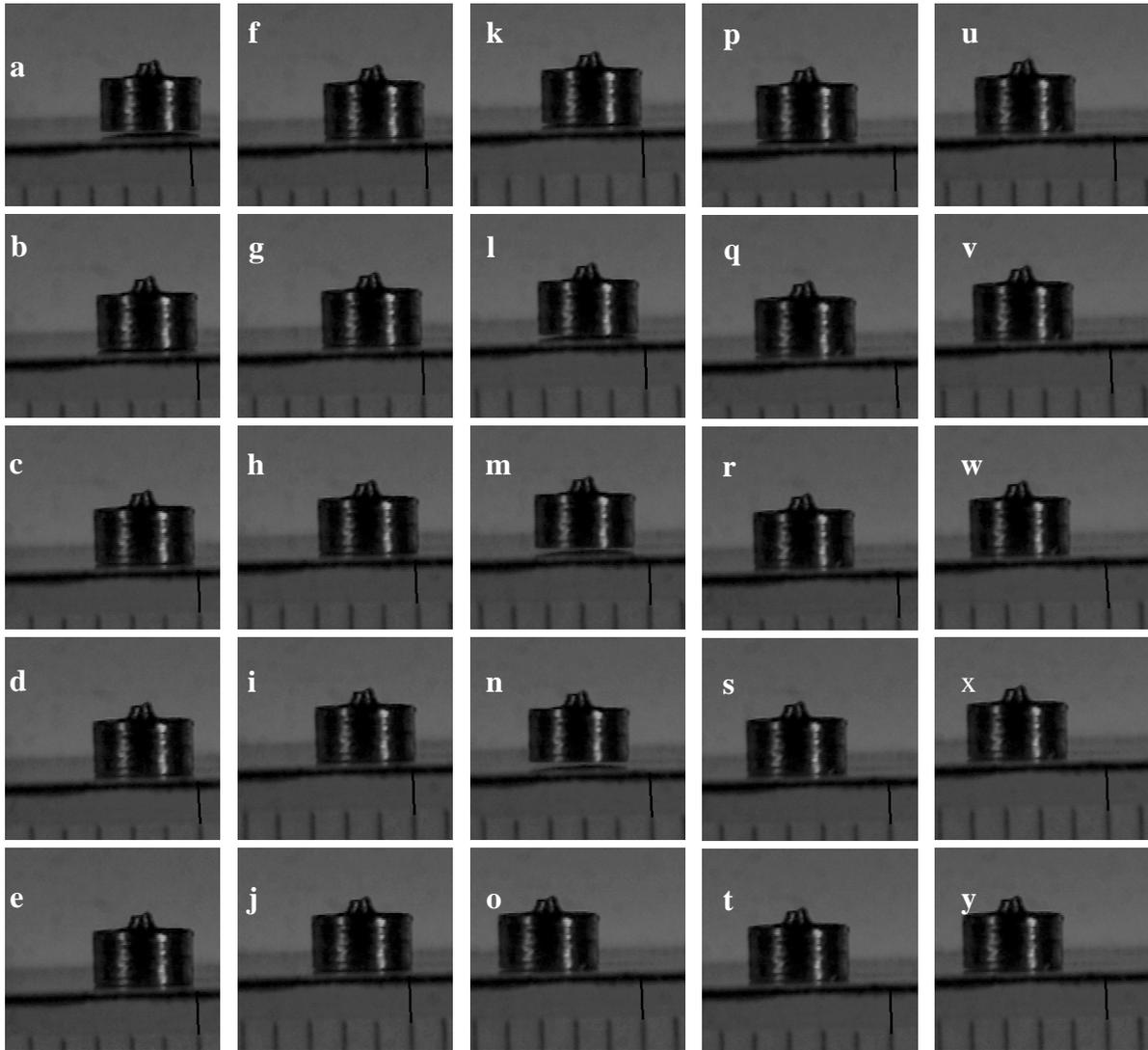


Figura 4: Sequência de filmagem realizada sobre um protótipo.

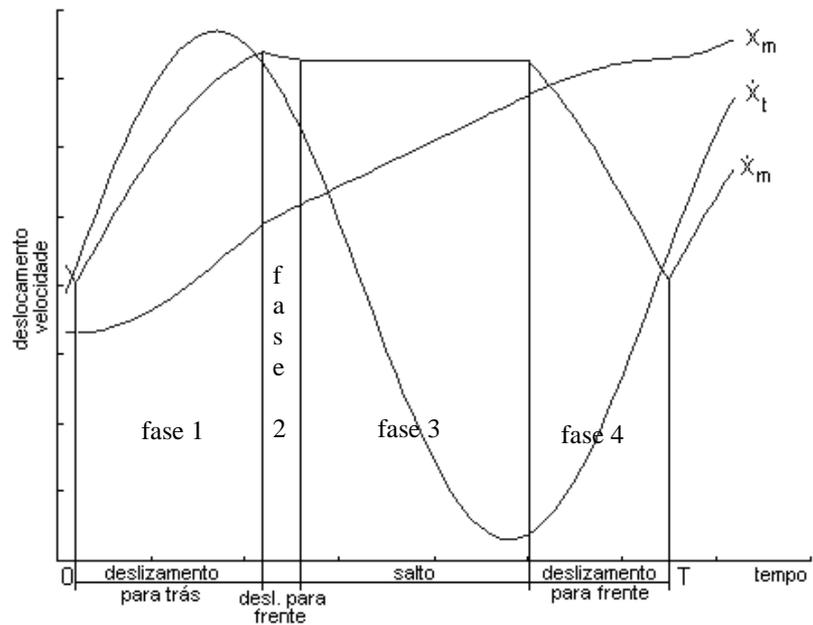


Figura 5: Simulação dos modos de movimento da peça com as características de excitação da filmagem.

Comparando-se a simulação com a filmagem, podemos verificar uma boa correlação. Na figura 4, os quadros 4.a a 4.d, referem-se a fase final de um ciclo do movimento. De 4.e à 4.t, temos um ciclo completo, e em 4.u temos o início de um novo ciclo.

Analisando o ciclo completo temos:

- de 4.e a 4.h, a peça move-se com deslizamento para trás, correspondendo a fase 1 da simulação;
- entre 4.h e 4.j, temos a fase2, que tanto na simulação, quanto na filmagem o deslizamento é desprezível;
- de 4.k à 4.p, verificamos a fase de salto correspondente a fase 3;
- de 4.q à 4.s, temos a finalização do ciclo, correspondendo a fase 4 da simulação.

CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado a simulação do movimento de uma peça sobre a pista de um transportador vibratório, utilizando a técnica de elementos finitos em conjunto com um modelo matemático para o movimento da peça. Através disto foi avaliado o movimento da peça com diferentes parâmetros, identificando a influência que eles exercem sobre o movimento. Para validação da técnica, também foi apresentado uma comparação dos resultados da simulação com quadros de uma filmagem, onde foi possível verificar uma boa correlação entre elas.

REFERÊNCIAS

- Booth, J. H.; McCallion, H , 1964, On Predicting the Mean Conveying Velocity of a Vibrating Conveyor, Proc. Inst. Mech. Engineers, 178(20), pp. 521-538.
- Carvalho, J. C. M.; Dahan, M.,1991, Transporteurs vibrants excités par des mécanismes plans à quatre barres, Proc. COMEFIN 3, Brasov, Romênia, pp.: 243-248.
- Gaberson, H. A., 1972, Particle Motion on Oscillating Conveyors - The Equations of Motion and the Rules for Predicting Motion Form Transitions - Part I, Trans. ASME, J. of Engng. for Industry, pp. 50-56.
- Gaberson, H. A.,1972, Particle Motion on Oscillating Conveyors - Practical Solutions to the Equations of the Motion and the Extension of the Theory to Beds of Granular Material - Part II, Trans. ASME, J. of Engng for Industry, pp. 57-63.
- Gaberson, H. A., "A Review of Vibratory Conveyor Technology", Productive Applications of Mechanical Vibrations (AMD)", vol. 52, 1983, pp. 1-13.
- Gladwell, G. M. L., Mansour, W. N., "Simulation of Vibratory Feeder", Computer Aided Engrg. Symp., Univ. of Waterloo, 1971, pp. 215-249.
- Martins, R. S, Carvalho, J. C. M., Rade, D. A., 1998, Estudo Teórico e Experimental de Transportadores Vibratórios Lineares com Excitação Eletromagnética, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste –CEM NNE 98, 27 a 30 de Outubro, Fortaleza, vol. 1, pp. 49-55.
- Martins, R. S, Carvalho, J. C. M., Rade, D. A., 1999, "Finite Element Modeling and Experimental Investigation of a Linear Vibratory Conveyor", Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 22 a 26 de Novembro, Águas de Lindóia, Brasil.
- Povidaylo, V. A., 1959, Design Calculations and Construction of Vibratory Hoppers, Machines and Tooling, 30(2), pp. 5-9.
- Povidaylo, V. A., 1960, Optimun Vibratory Feeder Operating Conditions, Machines and Tooling, 31(5), pp. 2-6.

NON-GUIDED PARACHUTE SYSTEM FOR RECOVERY OF SMALL ORBITAL PAYLOADS

Victor Koldaev

Paulo Moraes Jr.

Instituto de Aeronáutica e Espaço/Centro Técnico Aeroespacial
12228-904 São José dos Campos, SP, Brasil, E-mail: koldaev@iae.cta.br.

Abstract

A non-guided high performance parachute system has been developed and tested for the ground recovery of orbital payloads or platform. The system is safe, efficient and affordable for use on small size vehicles. It is based on a pilot, a drag and a cluster of main parachutes and an air bag aimed to reduce the ground impact to 8 g. The system has been designed to maintain a stable descent and prevent failures. To assure the achievement of all these characteristics, the determination of the parachute canopy areas, land impact, inflation and flight dynamics have been considered. Due to the mainly empirical nature of parachute design and development, wind tunnel and flight tests were conducted in order to achieve high reliability imposed by user requirements. The present article describes the system and discusses in detail the design features and testing of the parachutes.

Keywords: Space platform, Recovery system, Non-guided parachutes, Air bag, Wind tunnel

1. INTRODUCTION

Parachutes are used as aerodynamic decelerator systems for a wide spectrum of applications, as for instance: load recovery after drop test, rocket payload recovery, aircraft landing deceleration, vehicle stabilization etc., (Pepper & Maydew, 1971 and Peterson, 1990). They differ in type and size according to their application, so, practically the mission specifies the most adequate parachute system.

Small returnable orbital payloads or platforms need safe, efficient and affordable recovery systems. The systems, based on parachutes, are the most adequate choice, due to their proven reliability and low cost. The present work deals with the design features of a high-performance parachute recovery system for small orbital payloads.

The development of such a system includes the consideration of:

- determination of parachute area and mass,
- drag, stability and stress analysis of the parachute,
- filling time and flight dynamics calculation,
- wind tunnel testing,
- flight and land (impact) testing, and
- materials selection and manufacturing processes.

Therefore, a lot of initial work has to be done concerning the design concept of the recovery system. Good concept and design lead to maximization of performance and, consequently, to the weight minimization of the complete system, which is of great importance for any space system (Deweese, Schultz & Nutt, 1978).

However, parachute design and development are still largely empirical, so, great effort is necessary in the elaboration and execution of several testing methods and programs.

The present paper shows and discusses the main aspects of the design of the proposed system and the specification of its testing procedures.

2. RECOVERY SYSTEM

A small space platform, known as SARA, is under development at IAE-*Instituto de Aeronáutica e Espaço*. The platform will be used to perform microgravity experiments in orbit, (Moraes, 1998), and its recovery should be safe and soft in order to protect the payload from high ground impact, (Koldaev & Moraes, 1998). Figure 1 shows schematically the procedure of re-entry and landing of the space platform.

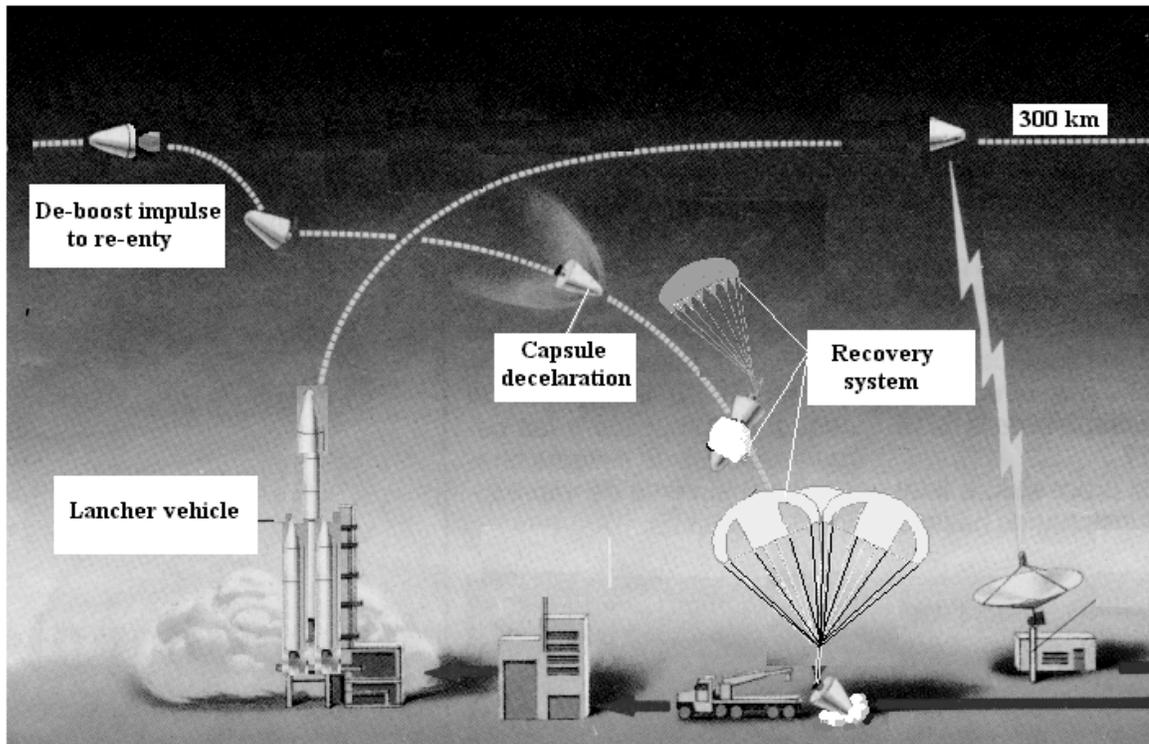


Figure 1. Scheme of platform re-entry

After re-entry the shaped platform will decelerate to subsonic velocities. At 6 km altitude, the velocity of the platform is approximately 135 m/s, so, here the recovery system, based on parachutes, can be put in action, thus carrying the platform to the ground. The specification of the altitude of the parachute system opening depends on the wind conditions during the descent, thus, dispersions due to wind influence must be kept very small. Reason for this lies in the intention to carry out recovery on the ground and the maximum permissible landing area has a diameter of 25 km.

3. DESIGN REQUIREMENTS AND FEATURES

The system under study is specified to carry orbital payloads to 300 kg mass, which will be recovered on the ground with the land dispersion of approximately 20 km.

Basic design requirements for the recovery system are:

- high reliability (better than 0.999), small weight of the system (less than 10% platform weight),
- low platform deceleration during parachute opening and ground impact (up to 8 g),
- stable descent (system oscillations with amplitude less than 10 degrees),
- minimal wind carrying of platform,
- use for a wide range of platform weight (up to 300 kg).

High reliability of the recovery system requires simplicity of construction that means a small number of system functional stages and high safety of systems components.

Small system weight is achieved by selection of a high performance parachute design and optimization of the system parameters, as for instance, altitude and velocity for parachutes opening, areas and types of parachute, materials, etc., (Koldaev & Moraes, 2000).

In order to reduce the landing load, an impact attenuator should be used as decelerator. So, air bag or similar devices must be considered in the specification and design of the recovery system. According to general requirements in order to prevent major damage to the platform and to minimize system mass a rate of descent of 10 m/s is established, Figure 2, (Koldaev & Moraes, 2000).

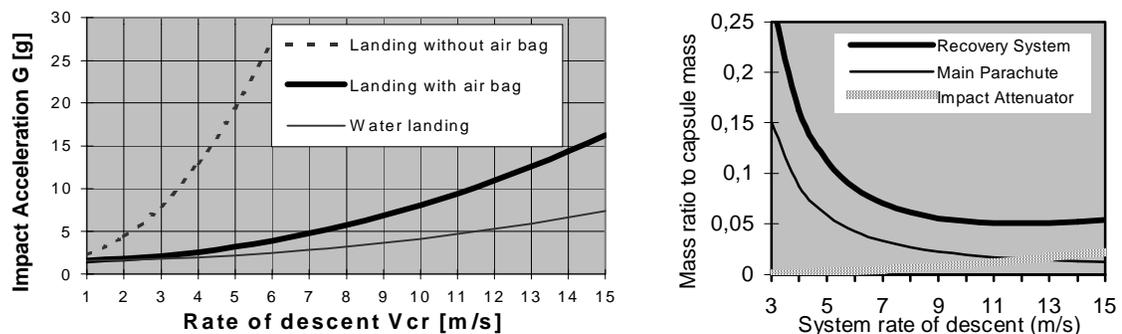


Figure 2. Platform impact load factor and relative system mass vs rate of descent

In order to reduce wind influence on the land dispersion of the platform, the parachute system should be opened at altitudes closer to the ground. The pilot parachute is specified to open at an altitude of 6 km. The main-parachute-opening altitude of 4.5 km can be considered. Simulations have shown that the complete deployment takes up to 35 s.

4. DESIGN CONCEPT

The preliminary concept of the proposed recovery system, Figure 3, is composed of:

- pilot parachute,
- drag parachute,
- cluster of main parachutes,
- air bag as impact attenuator,
- deployment bags, risers, container and separation equipment.

4.1 Pilot parachute

Pilot parachute is intended to provide system reliable putting of the system into action by means of the parachutes stretching out from the container with a definite effort and taking the drag parachute cover off. For more effective filling and stable motion in the turbulent zone

behind the platform, a fabric skirt (band) with a slot will be used. Figure 3 shows the band type of the pilot parachute.

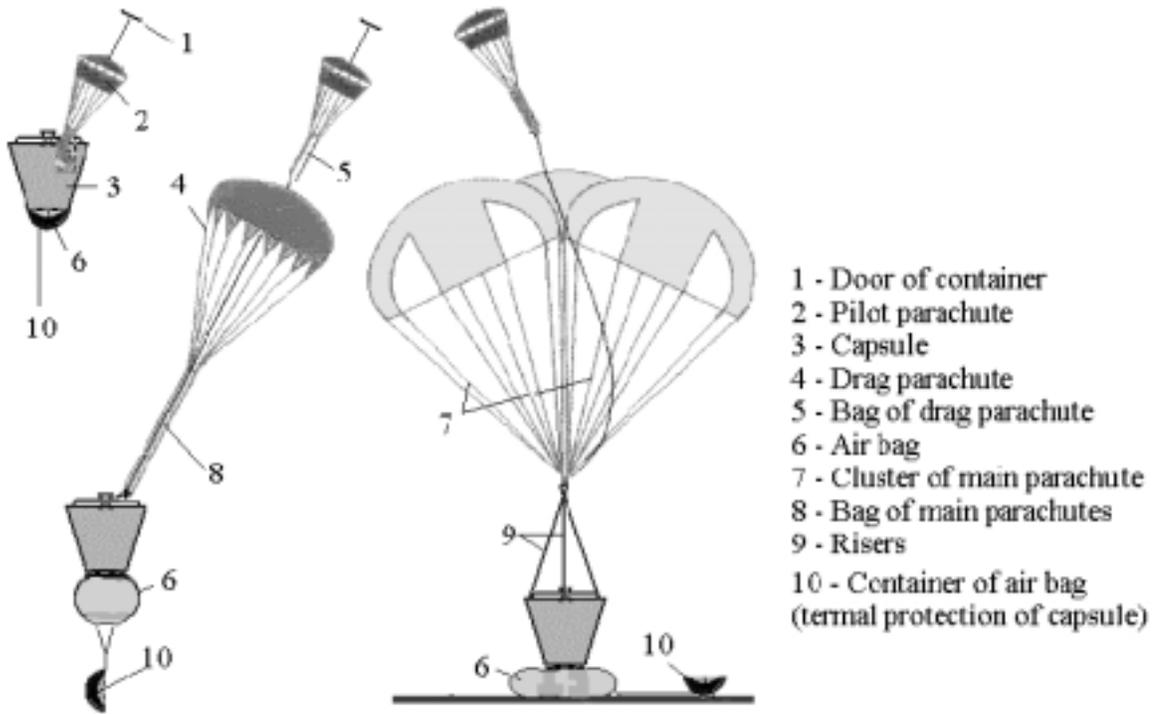


Figure 3. Recovery system component and sequence

4.2 Drag parachute

Drag parachute has function of decelerating the platform down to permissible for the safe speeds, admitted to deployment of the main parachute. The main requirements for drag parachute are:

- to support high dynamic pressure and
- to produce low parachute opening force.

Taking in account these requirements, the ribbon canopy types are the most reliable. Comparatively high opening force coefficient $C_x \sim 1.3$, (Knacke, 1992), and complicated canopy construction because of the necessity to connect a great number of ribbons of different sizes are the main demerits of this parachute. So, for that reason a blade ribbon type is suggested, Figure 4, (Koldaev, 1986).

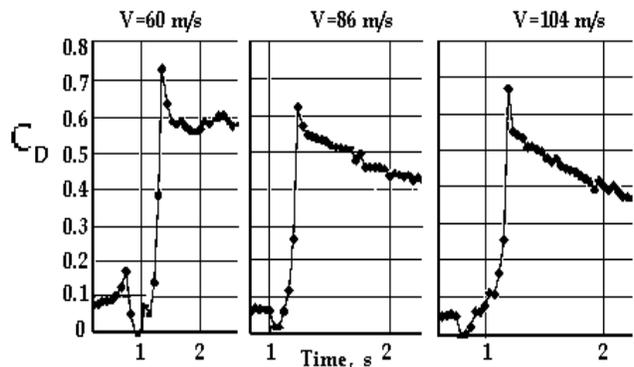
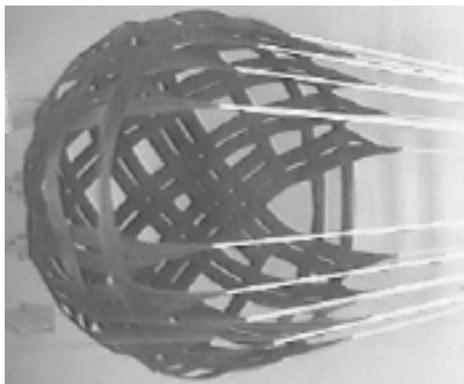


Figure 4. Blade ribbon drag parachute in TA-2 wind tunnel

The blade ribbon canopy is made of groups of parallel longitudinal ribbons, so it excludes the necessity of ribbon junctions, simplifies and lightens drag parachute construction.

4.3 Main parachutes

The main parachute is intended for guaranteeing the necessary rate of descent of the capsule during its approach to the landing surface. There is a recovery system that uses the main parachutes cluster, Figure 5. Use of parachute clusters provides the following advantages:

- A cluster has less probability of a catastrophic failure than a single parachute.
- A parachute cluster provides a stable descent.
- Clustering permits use of one and the same number of the parachutes for a large range of capsule weight (from 50 up to 300 kg).
- It is easier to fabricate, to test and to maintain several small parachutes.

Use of cross parachutes in cluster systems allows alleviating the problem of the dynamics of the deployment of each separate parachute. Cross parachutes are widely used for different purposes and are known as safe, simple and cheap to make.

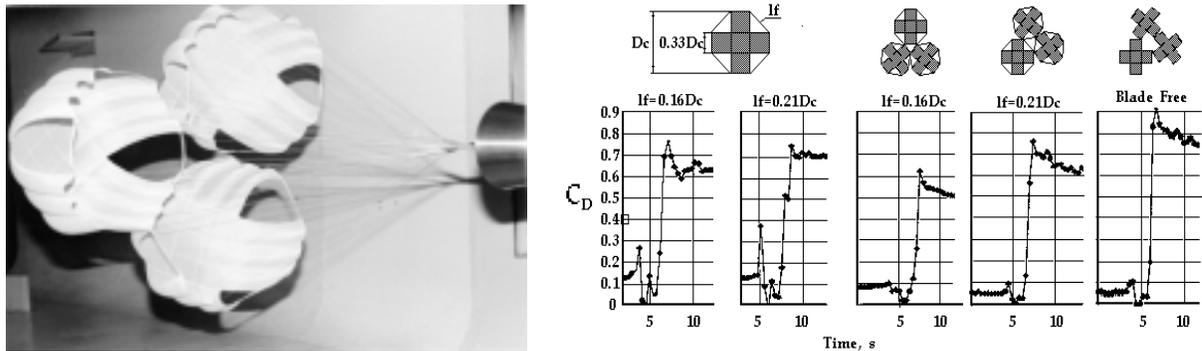


Figure 5. Main parachutes model in TA-2 wind tunnel

4.4 Impact attenuator

Use of attenuators is proposed to reduce the main parachute area that leads to the reduction of the recovery system total mass, as it was shown in Figure 2.

The most suitable attenuator for small payloads is an air bag, (Figure 3). The air bag is inflated just after the deployment of the drag parachute, and, so it can maintain the impact deceleration up to 8 g, which is permissible for sensible payloads. Yet, the attenuation capability of the air bag is limited by its height, i.e., it is determined by the condition of the payload motion stable during the descent and the impact with land surface. So, the maximum air bag height should be less than 1.2 of the payload diameter, (Koldaev & Moraes, 1998). When the air bag capability is insufficient, then, a retrorocket, an elastic riser, a crushable platform or another impact attenuator can be additionally used.

5 SYSTEM CALCULATIONS

5.1 Air bag sizing

To save the electronic equipment of the capsule, the impact acceleration should be less than 5-8 g, (Knacke, 1992). For water landing the load factor can be several times, and

sometime dozens of times, less than at hard landing due to the possibility of suppressing the energy of the capsule impact in the process of its immersion into the water. For preliminary estimation of the load factor value of the capsule landing, it is possible to use its semi-empirical dependence versus sea-level rate of descent, shown in Figure 2, (Koldaev & Moraes, 1998). During the landing of the capsule of a streamlined form with the 1.2 m high air bag or at water landing without an impact attenuator, rather stringent load factor requirements ($< 8g$) to the capsule sensors equipment may be also satisfied with rather high $V_{cr} = 10$ m/s, (Figure 2).

5.2 Parachutes areas

The area of the pilot parachute is determined after the known area ratio $S_p/S_d = 0.01-0.03$ (Knacke, 1992). For small capsule of 100-300 kg the pilot parachute area is ~ 0.1 m². Its mass makes up not more than 2% of the recovery system total mass and may not be taken into account for preliminary calculations.

Maximum area of drag parachute S_d has been calculated after its opening force F_x (coefficient C_x), the permitted capsule load factor G and the initial dynamic pressure q_o , which depends on capsule ballistic parameter $C_c S_c / m_c$ in descent equilibrium condition without parachute

$$F_x = m_c g G = q_o C_x C_{Dd} S_d \quad (1)$$

$$m_c g = q_o C_c S_c \quad (2)$$

$$S_d = G m_c g / (q_o C_x C_{Dd}) = G C_c S_c / (C_x C_{Dd}) \quad (3)$$

For a drag area of SARA capsule $C_c S_c = 0.4$ m², $G = 6.5$ and for a drag coefficient of blade ribbon parachute $C_{Dd} = 0.55$, $C_x = 1.2$ the maximum area of parachute from (3) is $S_d = 4$ m².

The number n and the area S_m of the main parachute can be determined as:

$$C_{Dm} S_m n = 2 m_c g / (\rho_o V_{cr}^2) - C_c S_c \quad (4)$$

The required number of the unified main cross parachutes, calculated after formula (4) with the drag coefficient $C_{Dm} = 0.8$, is shown in Figure 6 for small capsules with drag area of $C_c S_c < 0.5$ m² in sea-level conditions, (Koldaev & Moraes, 1998).

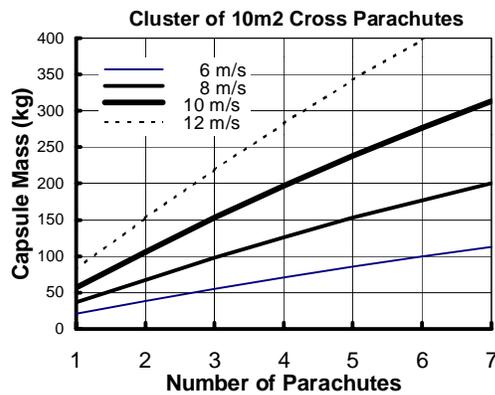


Figure 7. Required number of the unified main cross parachutes

5.3 System dynamics

The result of the dynamic calculation for SARA capsule, which is 215 kg of weight, with the help of the program, (Koldaev, Guimarães & Moraes, 1999), is shown in Figure 7.

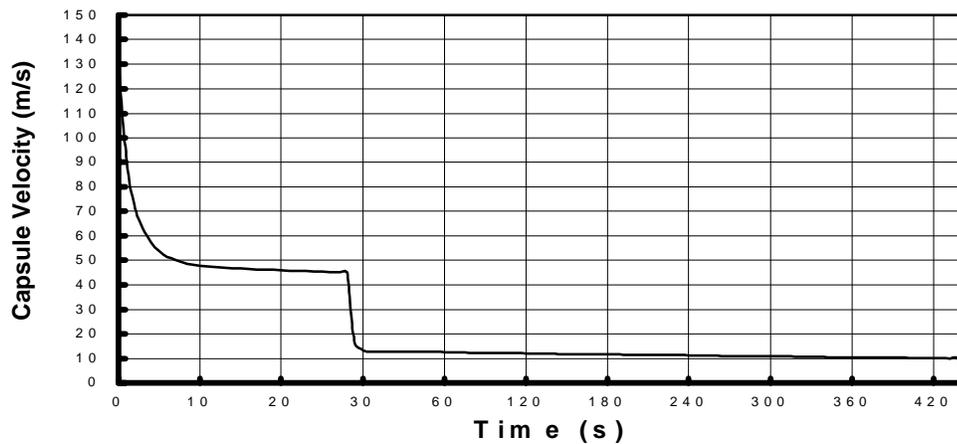


Figure 7. SARA system deceleration with drag and main parachutes

At an altitude of 6100 m with the initial velocity of 135 m/s, the command is given with the help of the parachute release system (baro-switch). The pyrotechnic separation equipment releases the container door and puts the pilot parachute into the wake behind the capsule. After that the pilot parachute stretches the system to its full length and breaks the cord of the drag parachute fixation in the bag and pulls the casing from the drag parachute canopy, which is filled under the influence of the airstream flow. In the process of the drag parachute canopy functioning the capsule decelerates down to the speed of 45 m/s. At 4500 m altitude the device releases the deployment bags and opens the main parachutes. Then, the drag parachute canopy ejects deployment bags off from the main parachutes and due to the connection of the drag parachute canopy with the main parachutes points of junction, keeps them from filling too quickly, decreasing the main parachutes opening force. In the process of the capsule descending by the main parachutes the rate of descent of the system decreases to 10 m/s.

6 TESTING OF PARACHUTE SYSTEM

Preliminary estimation testing of parachute models is performed at initial stages with the aim of choosing the best solution and obtaining approximate estimation of the system parameters. At the last stage of the parachute system development, testing of the complete system is required. And it is of great importance that testing conditions should be close to real ones in order to reveal and to exclude all possible reasons of occasional failures and to prove necessary level of safety and reliability. So, a complex of experimental work secures the design of such a parachute system, which satisfies all the requirements. Reference (Koldaev & Figueredo, 1996) shows several testing devices, which can be used for ground testing of parachute systems.

6.1 Wind tunnel testing

With the aim of selecting the recovery system configuration for SARA space capsule (150-250 kg of weight) and to determine the parachute aerodynamic characteristics, the TA-2 wind tunnel testing was conducted in the *Centro Técnico Aeroespacial*, (Koldaev, 1996). The

capsule model, two variants of the main parachute in 1:5 scale, the blade ribbon drag parachute in 1:2 scale and the band type pilot chute in real scale, all made of Nylon, were used. To register the parachute force, a special three-direction piezodynamometer was placed in the capsule model. The cutting knife was used to separate the parachute model from the capsule model to put it into action during the test. The results of the parachute force registrations are shown in Figure 3 and Figure 4. In the result of testing the parachute inflation time, the opening force and the drag coefficient were determined for all parachute models.

The blade ribbon drag parachute and the band-type pilot chute were tested with velocities from 40 up to 110 m/s. The test observations showed, that the drag parachute, Figure 4, and the pilot chute had high stability, presenting no canopy oscillation and rotation. As for real condition the main parachutes were tested with the air velocity from 30 up to 40 m/s. The test observation showed, that the cross parachute suffered intensive rotation, which caused the lines to twist and shorten.

Use of a canopy cluster reduces parachute rotation. The drag coefficient of a three cross parachute cluster depends on the type of fixation between the canopies. The cluster with free blade canopies has the highest drag coefficient, Figure 5.

6.1 Flight testing

The aircraft flight-testing was conducted using a drop method, (Koldaev, 1997). For testing, a three cross parachute cluster and one annular parachute in real scale were manufactured, a cylindrical cloth casing of 60 kg of weight was used as a capsule model. The parachutes were put into action at an altitude of 500÷700 m with the help of a break cord, connected with a light aircraft. The initial flight altitude, H_o and the time of the system descending with the filled parachutes, t_d , were registered during each experiment. The main parachute drag coefficient, C_{Dm} , was calculated for sea-level air density ρ_o after the formulas

$$V_{cr} = H_o / t_d \quad (5)$$

$$C_{Dm} = 2 m_c g / (\rho_o V_{cr}^2 S_m) \quad (6)$$

Two variants of test parachute systems deployed and filled without delay, had stable canopy forms and descended without rotation and oscillation. They could be recommended as the recovery systems prototypes for conducting future experiments.

Another more complex test device is described in reference, (Moraes, 1997). In this case stratospheric balloon is used to elevate the capsule up to 32 km of height. After reaching this height, the capsule will take approximately 4.5 min to drop to the ground. During this time a lot of experiments can be performed, as for instance, aerodynamic measurements, retro motor test, telemetry, etc., and the recovery system can also be verified at higher velocities, which are closer to the velocities, encountered by the re-entry flight.

7 CONCLUSIONS

A recovery system for small returnable orbital payloads, based on parachutes, has been proposed and discussed. High reliability and low cost of parachute systems lead to their choice as the most adequate for the present case.

The high performance recovery system under study is based on a three-stage parachute system to recover orbital payloads up to 300 kg at ground. The designed system also considers the use of impact attenuators, with the aim of reducing the loads down to 8 g.

To design the recovery system of the orbital platform SARA, the canopy areas of parachutes have been determined, which guarantee minimum system mass and volume.

Compared with the basic system, the system so optimized has simple design and high functional reliability due to the exclusion of the parachute-reefing load during parachute opening and landing impact.

Acknowledgements

The first author would like to express his gratitude to *CNPq* for supporting him as a visiting scientist (Grant No. 300.186/96-7) at the Space Systems Division of the *Instituto de Aeronáutica e Espaço, Centro Técnico Aeroespacial*.

8 REFERENCES

- Ewing, E. G., 1968, "Design Development of U. A. Recovery System", SAMSO 68-244 (AD 8359172).
- Dewese, J.H., Shultz, E.R., Nutt, A.B., 1978, "Recovery System Design Guide", Technical Report AFFDL-TR-78-151, California.
- Knacke, T.W., 1992, "Parachute Recovery Systems Design Manual", 1sted., Para Publishing, Santa Barbara, California.
- Koldaev, V., 1986, Ribbon Parachute. The Invention n^o 281556 with priority from 30.06.86, Inventions and Discoveries Affairs State Committee of USSR.
- Koldaev V., 1996, Sistema de Recuperação SARA. *Ensaio de Pára-quedas em Túnel de Vento*. Technical Note NT-142/ASE - N/96, CTA/IAE, São José dos Campos.
- Koldaev, V., 1997, Sistema de Recuperação SARA. *Ensaio de Sistema de Pára-quedas em Vôo*. Technical Note NT-/ASE-N/96 (internal report), CTA, São José dos Campos.
- Koldaev, V., Guimarães, M., Moraes, P.Jr., 1999, "Simulation of Parachute Dynamics", *XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, COBEM'99*, Águas Lindoia.
- Koldaev, V., Moraes, P.Jr., 1998, "Design of Impact Attenuators for Ground Recovery of Small Space Capsules", *V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, Fortaleza-CE.
- Koldaev, V., Moraes, P. Jr., 2000, "Method for Optimization of Recovery System Parameters and its Application", Article accepted for CONEM'2000, Natal.
- Koldaev, V. & Figueredo, E. Q., 1996, "Estudo Preliminar para Implantação de Infraestrutura Básica para Desenvolvimento de Sistemas de Recuperação de Cargas Úteis Espaciais", CTA/IAE, NT-121-ASE-N (internal report), CTA, São José dos Campos.
- Moraes, P. Jr., 1997, *Uso de Balão Estratosférico para Ensaio em Vôo do SARA*, CTA/IAE, NT-133/ASE-N (internal report).
- Moraes, P.Jr., 1998, "Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA", *8º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, Concepción, Chile*.
- Peterson, C. W., 1990, "High Performance Parachutes", *American Scientific Aircraft Journal*, pp. 108-116.
- Pepper, W. B., Maydew, R. C. Aerodynamic Decelerators - An Engineering Review, *J. of Aircraft*, vol. 8, no. 1, pp. 3-19, 1971.

que ocorrem no interior do molde, sobre a qualidade da peça que está sendo produzida. A questão fundamental de garantir uma baixa temperatura no inserto do molde, em função de sua baixa resistência a temperatura, pode ser melhorada pela adoção do controle de pressão na parte posterior do molde, conforme proposto neste trabalho, substituindo o composto de epóxi e alumínio por um fluido.

Este sistema propõe-se a garantir a refrigeração adequada e a rigidez necessária para suportar as pressões de injeção. Componentes hidráulicos industriais são compatíveis com as condições de pressão, temperaturas, e vazões que ocorrem no processo de injeção de plástico.

Neste trabalho de pesquisa estão sendo desenvolvidos a modelagem, a simulação e especificação dos componentes hidráulicos e do controlador.

Os resultados esperados a partir dos estudos teóricos deverá permitir a viabilização e a construção de um controlador de pressão na parte posterior de um inserto estereolitografado.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 3D Systems, 1996, “3D Systems Report 44% Sales Growth in 1995, 52% in Fourth Quarter. Informativo Publicitário”.
- Blass, A., 1988, “Processamento de Polímeros”, 2ª ed., Editora da UFSC.
- Dell’Arciprete, J., Malloy, R., McCarthy, S., 1998 “Cavity pressure studies for stereolithography produced tooling”, Institute for Plastics Innovation, UML, Lowell, MA 01854. Paper 5p.
- Fridolin, F., Meyer U., 1982, “Industrial Applications of Piezoelectric Pressure Measurements”, March.
- Jacobs, P., 1996, “Recent Advance in Rapid Tooling from Stereolithography. 3D Systems, Informativo Técnico. 24 de setembro.
- Kamal, M. Kenig S., 1972, “Polymer Engineering and Science”, Vol. 12, N° 4, p618
- Lafratta, Fernando Humel., 1997, “Avaliação da viabilidade do uso de líquidos refrigerantes sob alta pressão no processo de injeção de termoplásticos utilizando técnicas de Rapid Tooling”. Proposta de Tese UFSC/EMC/GRUCON/CIMJECT, Florianópolis,
- Plant, H. T., Maher, R., 1975, “SPE ANTEC”, papers 21,74.
- Qin Zou, P.E., & Ari, G., 1995, “Evaluation of the Fill-to-Pack Transfer Method: Position vs Pressure, paper ANTEC’95/637
- Qiu, Wen Jiu., 1993, “Injection Molding Process Monitoring Based on Cavity Pressure”, Abstract of a Thesis Submitted to the Faculty of the Department of Engineering in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science in Plastics Engineering University of Massachusetts of Lowell, 74p, pp 1-5, 13-18.
- Santana, R., R., Injnet.,1998 “Notas do estágio na empresa Molde Matos Ltd”; Marinha Grande – Portugal.
- Saurkar, S., Malloy, R., McCarthy, S.,1995, “Rapid Tooling: A study of cooling techniques for mold inserts used in the Direct AIM (ACES Injection Molding) Process”, BS, University of Pune, Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science Department of Plastics Engineering University of Massachusetts Lowell.
- Smith, D., 1993, “Inside the mold with process control”, Hunkar Laboratories Inc., Cincinnati, OH.

simula o sistema de controle de pressão consiste de duas câmaras cilíndricas denominadas de câmara 1C1 e câmara 2C1 fixadas uma na outra por meio de parafusos e separadas entre si por meio de uma membrana em forma de disco feita de resina SOMOS 7110 fotocurada.

Os testes serão feitos com discos de espessuras que variam entre 1,25 mm que é o limite mínimo de espessura tolerável para insertos feitos em estereolitografia, até 3,25 mm já que maiores espessuras aumentam a rigidez mas dificultam a transferência de calor da peça de plástico em contato com a resina para a placa do molde onde é feita a refrigeração.

O sistema apresentado esquematicamente na figura 4 é constituído dos seguintes elementos principais: uma válvula eletro-hidráulica proporcional controladora de vazão, uma válvula eletro-hidráulica proporcional de alívio de pressão, uma válvula eletro-hidráulica proporcional redutora de pressão, de duas câmaras cilíndricas de 60 mm de diâmetro separadas por uma membrana feita de inserto de molde estereolitografado em forma de disco, de dois transdutores de pressão instalados nas câmaras 1C1 e 2C1 e de um transdutor de deslocamento instalado na câmara 1C1.

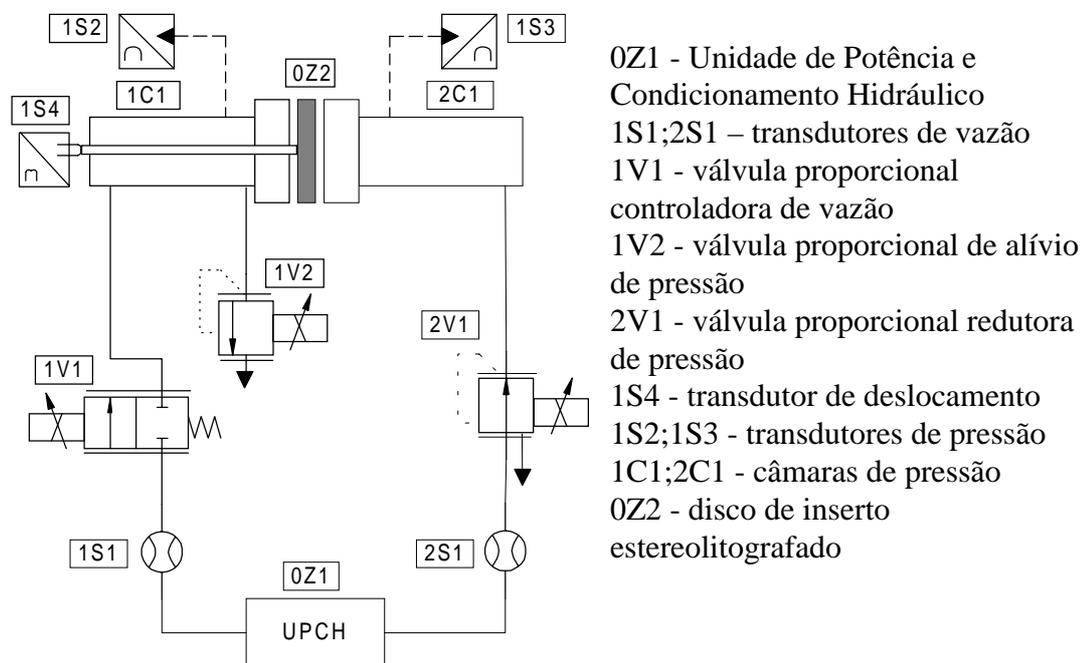


Figura 4 - Sistema de controle de pressão

O fluido hidráulico preenche as duas câmaras por igual. Quando as duas câmaras estão completamente cheias e atingem uma pressão de 100 bar, começa a fase de compressão. As duas câmaras ficam pressurizadas durante um tempo mínimo e, posteriormente, a câmara 2C1 manterá o fluido estagnado e a uma pressão constante de 100 bar quando então o fluido na câmara 1C1 começa a circular ocasionado por uma diferença de pressão que lhe é imposta por uma válvula de alívio de pressão para favorecer a refrigeração do inserto do molde. Portanto o sistema de controle da pressão na câmara 1C1 mantém a pressão nessa câmara o mais próximo possível da pressão na câmara 2C1 e, conseqüentemente, a deformação da membrana será minimizada, preferencialmente com deslocamento do ponto central menor que 1mm.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Fundamentando-se nas características do processo de moldagem por injeção descrito nas primeiras seções deste artigo identifica-se a importância das variáveis pressão e temperatura,

Para as peças de ABS (Dow Magnum 9010) foram aplicadas primeiramente pressões na faixa de 350 bar e posteriormente de 260 bar e 300 bar. Para as peças injetadas com PP (Polipropileno) foram aplicadas pressões na faixa de 115 bar, 90,5 bar e 100 bar.

Nesses testes foi observado que com uma redução da pressão na cavidade foram obtidas peças com a mesma qualidade da que tinha sido injetada com uma pressão mais alta ou seja, uma redução na pressão da cavidade nem sempre aumenta a vida da ferramenta.

Para se ter um fator de comparação, uma peça padrão com as dimensões 165,1 mm de comprimento por 12,7 mm de largura e 3,2 mm de espessura consumiu 1,3s entre preenchimento da cavidade e compressão, com o uso do Direct AIM o pico de pressão observado foi de 70 bar (Lafratta, 1997).

Segundo (Santana & Injnet, 1999), em experimentos realizados com peças de dimensões de 150 mm x 20 mm x 1 mm, 150 x 20 mm x 3 mm e 150 mm x 20 mm x 2 mm, as pressões usadas para a injeção foram respectivamente de 445 bar, 85 bar e 190 bar.

Experimentos concluíram que a vida da ferramenta é uma interação complexa entre a pressão na cavidade e a temperatura da ferramenta, onde qualquer redução da pressão na cavidade provoca um aumento subsequente na temperatura da ferramenta. Isto ocorre porque com a redução da pressão o material que está sendo injetado fica mais viscoso (menos fluido), o que aumenta o atrito interno aumentando a geração de calor. Portanto, os benefícios de uma redução da pressão na cavidade podem ser compensados pelo aumento na temperatura da ferramenta.

Os insertos de moldes de Direct AIM confeccionados com a resina SOMOS 7110 tem uma temperatura de transição vítrea de 45 °C a 54 °C enquanto que os plásticos fundidos que são injetados na cavidade desses insertos tem uma temperatura de fundição que variam entre 180 °C e 250 °C. Portanto, para manter-se a rigidez estrutural da superfície de epóxi desses insertos do molde é muito importante esfriar os insertos rapidamente e uniformemente para uma temperatura abaixo da temperatura de transição vítrea.

As máquinas injetoras utilizam água para a refrigeração do molde a vazões que variam entre 4 l/min e 10 l/min dependendo da peça e do material a ser injetado visando obter um significativo resfriamento do molde entre os ciclos de moldagem.

Ensaio de resistência a solventes com a resina SOMOS 7110 realizados pela Cibatoool comprovaram que ela é resistente a solventes não polares como o óleo da caixa de câmbio Aseol^R 16-120, gasolina, e TPM que é um solvente usado na limpeza das peças feitas em estereolitografia. Testes empíricos realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos(LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina(UFSC), com a imersão de peças estereolitografadas em fluido hidráulico a uma temperatura ambiente média de 25^oC durante 96 horas revelaram também a resistência da resina ao fluido Mobil DTE 24, utilizado na UPCH 25/1,67. A resina SOMOS 7110 não é higroscópica.

4.2 Proposição do Sistema de controle

Com base nas informações da seção 4.1, propõe-se o controle de pressão na parte posterior dos insertos do molde usando fluido hidráulico em lugar dos tubos de cobre e do composto de epóxi. Deste modo, procurar-se-á garantir a resistência à deformação do inserto ao mesmo tempo em que se procurará que a variação da temperatura do fluido na parte posterior do inserto do molde não ultrapassará a 5 °C entre a entrada e a saída do molde, atingindo no máximo 35 °C.

Prevê-se a construção de um protótipo em que se tem como referência as pressões que ocorrem no interior da cavidade do inserto do molde estereolitografado. Esse protótipo que

a) a vida do inserto está relacionada com a sua resistência física, que não é grande, quando submetido às altas temperaturas comumente encontradas na injeção de termoplásticos.

b) as superfícies do inserto são relativamente macias e apresentam baixa resistência a erosão.

c) o preenchimento da parte posterior dos insertos com o composto de epóxi com alumínio, que melhora a resistência à compressão e auxilia a retirada de calor da peça, torna o processo não tão direto - da máquina de SL à injetora - pois é necessário esperar a cura do composto.

d) é importante a presença de um técnico de bom nível para realizar a mistura e aplicação da resina epóxi com o alumínio, pois esta reação é exotérmica e pode acarretar a degradação dimensional e mecânica do inserto;

e) as texturas que se pode obter para as superfícies internas dos insertos são limitadas.

3.4 Processo Direct AIM™ Aprimorado

Pesquisas estão sendo realizados por Lafratta (1997), visando o aprimoramento deste método e avaliando a viabilidade do uso de líquidos refrigerantes sob alta pressão no processo de injeção de termoplásticos utilizando Direct AIM™.

A solução proposta é o aumento do resfriamento dos insertos sem a necessidade de colocação de tubos de cobre e nem do preenchimento da parte posterior dos insertos com o composto de epóxi ou outro qualquer. Para tal, planeja-se a construção de um inserto que contenha os dutos de refrigeração, como ilustrado na figura 3. Estes dutos poderão ter as mais diversas formas.

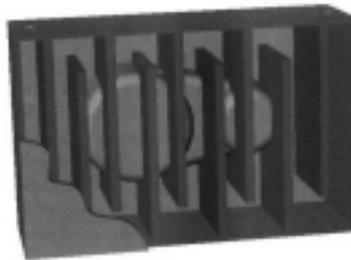


Figura 3 - Exemplo de dutos de refrigeração em resina fotocurável construídos na parte posterior do inserto (Lafratta, 1997).

4. SISTEMA DE CONTROLE DE PRESSÃO

4.1 Requisitos

Testes iniciais em protótipos de insertos de molde foram realizados por Dell’Arciprete *et al.*, (1998) para avaliar o projeto da peça e dos insertos do molde quanto às variações da pressão, da temperatura e do número de injeções.

A peça usada para este estudo foi projetada com as dimensões básicas de 101 mm x 50 mm x 19 mm com uma espessura de parede de 1,65 mm. Por sua vez, os insertos foram criados para serem preenchidos na sua parte posterior com um composto de epóxi e alumínio, embora pudessem também ser criados insertos sólidos. Os materiais empregados para a injeção das peças nos insertos de moldes foram o ABS (Dow Magnum 9010), e o Polipropileno (PP Union Carbide 7C12 N).

fotopolimerização de resinas à base de epóxi por um feixe de raios laser ultravioleta, cuja movimentação é controlada por um programa computacional (Jacobs, 1996).

O modelo CAD 3D da peça a ser construída, em formato STL (formato padrão para a estereolitografia), é trabalhado no equipamento de forma a analisar sua orientação espacial e o projeto dos suportes necessários para prendê-la à plataforma (Figura 2), bem como sustentar regiões da peça que ficam suspensas na resina líquida.

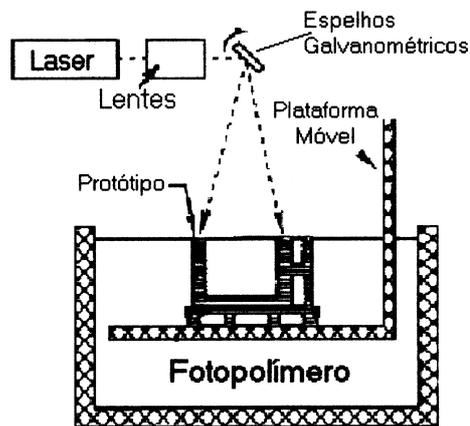


Figura 2 - Esquema de funcionamento do princípio de estereolitografia (Lafratta, 1997)

A fabricação da peça acontece à medida que o equipamento faz a leitura das camadas individualmente e transmite-as ao sistema de controle dos espelhos. Depois que uma camada é traçada, a plataforma é baixada para dentro do reservatório a um nível equivalente à espessura da camada subsequente, permitindo que a resina líquida cubra a última camada recém solidificada. A operação se repete, camada após camada, até que a peça seja finalizada.

3.2 Direct AIM™

Desenvolvido pelo Institute for Plastics Innovation - EUA em conjunto com a 3D Systems, o processo baseia-se na construção de insertos para injeção feitos em estereolitografia.

Com o arquivo CAD das cavidades necessárias para injeção da peça fabrica-se, pelo processo de estereolitografia, insertos em forma de casca que são montados em um porta moldes. Tubos de cobre para refrigeração são posicionados na parte posterior dos insertos e recobertos com um composto de epóxi misturado com partículas de alumínio que auxiliarão no resfriamento dos mesmos (Jacobs, 1996).

3.3 Aspectos importantes no processo de estereolitografia

A ferramenta produzida por SLA tem durabilidade limitada e, portanto, deve-se tomar cuidado para maximizar a quantidade de peças produzidas pela ferramenta.

Uma das variáveis de processo mais importantes que pode ser usada para determinar rapidamente o ferramental a ser produzido e o estado do processo é a pressão da cavidade (Saurkar *et al.*, 1998).

O processo em questão apresenta algumas limitações e pontos passíveis de aprimoramento que são comentados a seguir:

fundido. O material adicional que entra no molde flui ao longo da linha do canal enquanto as paredes do plástico já estão solidificadas. A pressão na cavidade aumenta com a adição da resistência ao fluxo enquanto preenche o restante da cavidade (Kamal & Kenig, 1972). Quando a frente do fundido alcança o final da cavidade, a fase de enchimento cessa e começa a fase de compressão. Um perfil típico da pressão na cavidade é mostrado na Figura 1b. A forma exata do perfil da pressão na cavidade depende de muitos fatores, tais como material, a forma geométrica do produto, os parâmetros do processo, e a localização do sensor de pressão.

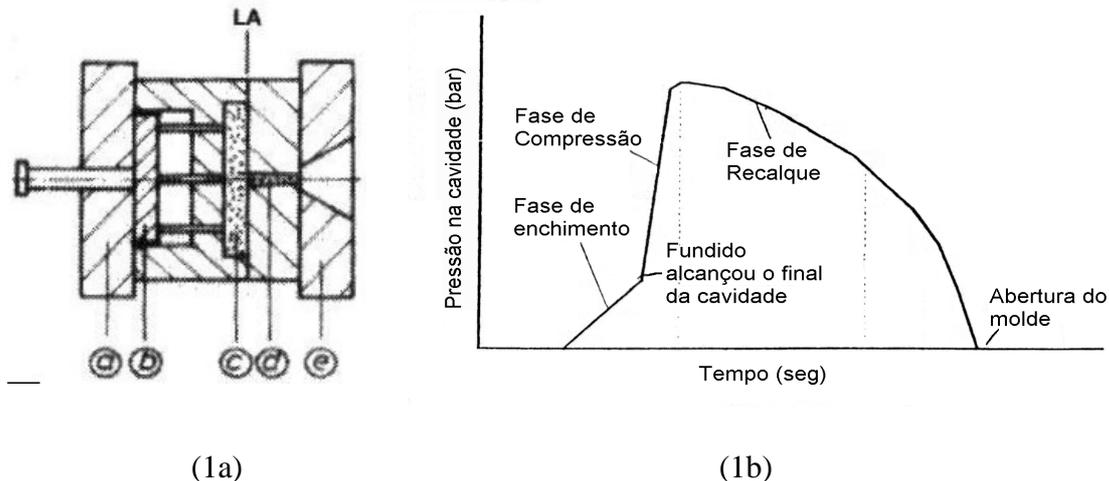


Figura 1 – Molde para injeção: (1a) Partes principais: a) placa móvel; b) sistema de extração; c) cavidade; d) canal de alimentação; e) placa fixa; LA: linha de abertura do molde. (1b) Perfil da pressão na cavidade (Qiu, 1993).

B) Fase de Compressão

Uma vez que o material alcançou o final da cavidade, a pressão dentro do molde sobe abruptamente. Esta é acompanhada por uma queda repentina da resistência do fluxo na entrada do canal, resultando em uma elevação instantânea da força de abertura no molde (Fridolin & Frech, 1982). A rampa de pressão na cavidade versus a curva de tempo aumenta rapidamente na fase de compressão (Figura 1b).

A pressão de pico na cavidade é a máxima pressão na cavidade que acontece durante um ciclo num local específico dentro do molde. Isto é importante porque ela define a qualidade da peça.

C) Fase de Recalque

Após a cavidade estar cheia e compactada, inicia a fase de recalque. A pressão é comutada para pressão de recalque, que é geralmente abaixo da pressão de compressão para evitar rebarbas. O nível da pressão de recalque determina quanto material adicional é forçado na cavidade após a cavidade ter sido preenchida com o encolhimento do material (Smith, 1993).

3. PROTOTIPAGEM RÁPIDA: Estereolitografia e Processo derivado

3.1 Estereolitografia (SL)

A estereolitografia é o processo de fabricação por Prototipagem Rápida mais difundido, permitindo uma confecção rápida de objetos sólidos tridimensionais em resinas, a partir de um modelo em CAD 3D, independente da complexidade geométrica da peça. Ocorre através da

No que diz respeito a produtos injetados, a tecnologia de RP vem sendo empregada para a confecção de insertos de moldes, o que vem sendo chamado de RT (*Rapid Tooling*). Um dos processos de RT obtidos a partir da estereolitografia é o processo Direct AIM (ver item 3.2), contudo, apresenta ainda algumas limitações como reduzida quantidade de peças fabricadas, longo tempo de resfriamento da peça moldada, restrição de materiais que podem ser utilizados para a construção dos protótipos, espessura mínima de 1,25 mm e máxima de 3,25 mm para a casca do inserto.

A pressão na cavidade é uma das variáveis mais importantes no processo de moldagem por injeção, sendo que o gráfico da pressão na cavidade pode ser usado para identificar falhas de máquinas e diagnosticar problemas de moldagem.

Assim, o presente trabalho busca apresentar o estudo dos requisitos básicos para controle da pressão na câmara posterior em insertos de moldes produzidos por estereolitografia e a proposição de soluções para o controle eletro-hidráulico, empregando componentes hidráulicos industriais. Para tal, apresenta-se inicialmente os tipos de máquinas e as fases do processo de moldagem por injeção e, posteriormente, discorre-se sobre a técnica de prototipagem rápida. Por fim propõe-se um sistema de controle de pressão.

2 MOLDAGEM POR INJEÇÃO

O processo de moldagem por injeção é muito complexo em função do grande número de variáveis que afetam a qualidade da peça moldada. De modo a obter-se um processo de moldagem por injeção estável e produzir peças com repetibilidade e alta qualidade, deve-se assegurar o aquecimento do material no interior do cilindro/parafuso de injeção para um bom enchimento e compactação do material na cavidade do molde (Qin Zou & Ari, 1995).

2.1. Tipos de Máquinas de Moldagem por Injeção

As primeiras máquinas de moldagem desenvolvidas foram as do tipo embolo as quais utilizam um embolo no interior de um cilindro aquecido. Os grãos de plástico são fundidos quando entram em contato com o cilindro aquecido e em seguida o plástico é forçado a passar por um torpedo que ajuda a aquecer o plástico, entrando em seguida no molde (Blass, 1988).

Atualmente o tipo mais comum de máquina de moldagem é a do tipo parafuso. Neste caso o plástico é fundido usando a combinação da condução de calor das bandas de aquecimento envoltas ao cilindro e o aquecimento por atrito criado pela rotação do parafuso no interior do cilindro. Este segundo método de aquecimento pode fundir muito mais plástico do que só pelas bandas de aquecimento.

2.2. Processo de Moldagem por Injeção

A moldagem por injeção é um processo dinâmico e cíclico que pode ser dividido em quatro fases sucessivas: plastificação, injeção, resfriamento e extração da peça. Por sua vez a fase de injeção contém três etapas principais: enchimento, compressão e recalque (Plant & Maher, 1975).

A) Fase de Enchimento

Durante a fase de enchimento, os plásticos fundidos enchem a bucha de injeção e o sistema de canal e então entram na cavidade (Figura 1a). Quando a camada do plástico entra em contato com a superfície fria da cavidade ela esfria rapidamente enquanto o núcleo central permanece

CONTROLE DE PRESSÃO EM MOLDES OBTIDOS A PARTIR DE ESTEREOLITOGRAFIA

Edivaldo Feitosa Pereira, Eng.
Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. Mec.
Carlos Henrique Ahrens, Dr. Ing.,

Universidade Federal de Santa Catarina – Depto. de Eng. Mecânica
LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
Florianópolis – SC. Caixa Postal 476 - CEP 88.040-900
Fone: (48) 331-9396 – Fax: (48) 234-1519
Florianópolis – SC – E-mail: edivaldo@emc.ufsc.br

Código do tema: T12 - Projeto de Sistemas Mecânicos

Resumo

O presente artigo apresenta o estudo dos requisitos básicos para o controle de pressão na câmara posterior em insertos de moldes produzidos por estereolitografia e propõe a utilização de um sistema de controle eletro-hidráulico. O referencial teórico utilizado é o Direct AIM™, que se baseia na construção de insertos para injeção feitos em estereolitografia, na hidráulica e na termodinâmica. O aprimoramento deste método visa encontrar uma refrigeração melhorada do inserto sem a colocação de tubos de cobre e sem o preenchimento da parte posterior dos insertos com o composto de epóxi e alumínio. No método proposto, o fluido refrigerante circulará na câmara posterior do inserto do molde, diretamente em contato com este. A vazão do fluido refrigerante será controlada a fim de compensar a pressão de injeção da câmara anterior e desta maneira minimizar deformações no inserto. Utilizar-se-á um sistema de controle eletro-hidráulico automatizado para controlar a pressão da câmara posterior através de uma válvula de alívio proporcional. Os resultados esperados a partir dos estudos teóricos apresentados neste artigo permitirão a viabilização e a construção de um inserto estereolitografado com controle da pressão na sua parte posterior.

Palavras chaves: controle de pressão, insertos estereolitografados, hidráulica.

1. INTRODUÇÃO

Transformar uma idéia em um produto que possa rapidamente ser lançado no mercado é uma questão, hoje, de importância capital, e a prototipagem rápida é uma das melhores maneiras de fazê-lo.

Criada no final da década de 80, as tecnologias de Prototipagem Rápida (RP, *Rapid Prototyping*) surgiram para reduzir os atrasos de tempo inerentes às reiteraões e otimizações de projetos necessários para criar produtos de alta qualidade.

SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO COMPUTACIONAL DE VEÍCULOS ARTICULADOS

José Antônio Ferreira Borges

Valder Steffen Júnior

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: zeborges@mecanica.ufu.br

Resumo

Este trabalho trata da modelagem do comportamento dinâmico de veículos articulados pesados para fins de simulação e otimização computacional. Os modelos matemáticos são desenvolvidos procurando manter a maior fidelidade possível para com o veículo real e consideram os movimentos tridimensionais, as não linearidades geométricas associadas aos movimentos angulares, a flexibilidade do chassi e o comportamento não linear dos componentes elásticos e dissipativos. São incluídos na análise os modelos auxiliares que definem o ambiente global de simulação: irregularidades da pista e atuação do motorista no volante de direção e sobre o conjunto propulsor. As equações do movimento foram obtidas pelo formalismo de Lagrange e a inclusão da flexibilidade do chassi foi feita pelo Método dos Modos Assumidos. Foi realizado um ensaio experimental visando a validação dos modelos matemáticos. Numa etapa final, foram aplicadas técnicas de otimização seqüencial visando avaliar a possibilidade de melhora automática de alguns aspectos do comportamento dinâmico do veículo.

Palavras-Chave: Modelagem não linear. Veículos articulados pesados. Simulação e otimização computacional.

1. INTRODUÇÃO

O estudo do comportamento dinâmico de veículos sempre foi muito importante sob todos os pontos de vista, porém, até alguns anos atrás a indústria automobilística nacional valia-se quase que exclusivamente de métodos experimentais para suas análises. Esta prática permite avaliar o desempenho geral do veículo nas mais diversas condições de uso, bem como observar os aspectos relacionados à sua segurança. Apesar de ser uma técnica confiável e apresentar resultados satisfatórios, o método puramente experimental demanda muito tempo para os testes e agrega um custo elevado aos procedimentos.

Atualmente, nota-se na indústria automobilística uma clara tendência de migração para as técnicas computacionais de simulação para análise do comportamento dinâmico de veículos. Entretanto, o uso da simulação computacional não visa substituir os ensaios experimentais e sim auxiliar na avaliação de um número maior de possibilidades de projeto dentro de um prazo cada vez mais curto e a um custo menor. A simulação também contribui para que os experimentos sejam mais eficientes, pois parte-se da hipótese de que o veículo a ser ensaiado encontra-se em um nível mais elevado de desenvolvimento.

As técnicas computacionais, por sua vez, continuam valorizando a experiência de projeto acumulada ao longo dos anos pelas indústrias automobilísticas. Sob este ponto de vista pode-se afirmar que os engenheiros e técnicos passam a dispor de mais uma poderosa ferramenta de desenvolvimento.

Para que as vantagens da simulação sejam efetivas é necessário que os modelos matemático-computacionais implementados representem fielmente o veículo em estudo. Na prática industrial isto quase sempre é uma tarefa difícil, pois os veículos atuais apresentam grande sofisticação tecnológica.

Outra característica importante das técnicas computacionais é a possibilidade de se acoplar algoritmos de otimização numérica às rotinas de simulação. Esta prática pode ampliar as vantagens da simulação, obtendo projetos ótimos em um tempo ainda mais curto e a um custo mais baixo.

2. MODELO MATEMÁTICO

O veículo utilizado como base para este trabalho foi um caminhão extra pesado do tipo cavalo-carreta em suas configurações mais usuais. Foram desenvolvidos três modelos matemáticos, sendo um do caminhão isolado e outros dois com o caminhão acoplado a carretas de um e três eixos.

O modelo matemático do caminhão é comum aos três veículos. Ele é composto por cinco componentes básicos: chassis, cabine, conjunto propulsor (motor e câmbio), eixo dianteiro (e agregados) e eixo traseiro (e agregados).

Para estabelecer os movimentos dos diversos componentes do sistema, foi definido um referencial inercial cuja origem coincide com o centro de massa do chassis do caminhão no instante inicial. Em cada componente do veículo existe um sistema de eixos locais cujas origens coincidem com o seu centro de massa e sentidos positivos inicialmente paralelos aos eixos inerciais.

A escolha dos graus de liberdade foi baseada principalmente nas restrições de movimento impostas pelas ancoragens aos componentes do veículo real. É importante ressaltar que as restrições dos movimentos, bem como os graus de liberdade considerados para os componentes, são tomados em relação ao chassis do caminhão ou da carreta (Borges, 1995).

O chassis do caminhão funciona como uma peça básica, com ampla liberdade de movimento e sobre o qual são montados todos os outros componentes. Neste caso foram considerados seis graus de liberdade de corpo rígido, aos quais soma-se os efeitos de seus movimentos flexíveis (flexão e torção).

Normalmente a cabine é montada no chassis por meio de dois coxins na parte dianteira e por uma mola de lâmina e dois amortecedores hidráulicos na traseira. Esta fixação privilegia os movimentos verticais, enquanto restringe os movimentos laterais. Baseado nisto, foram considerados o movimento vertical e suas duas rotações em torno dos eixos longitudinal e transversal à cabine.

O conjunto propulsor é composto pelo motor, embreagem e câmbio. Sua fixação mais comum é obtida através de quatro coxins bastante rígidos que privilegiam o movimento vertical. Uma vez que a principal excitação do conjunto propulsor é dada pelo torque do motor, optou-se por considerar como único grau de liberdade deste componente a sua rotação em torno do eixo longitudinal.

Os eixos do caminhão são montados no chassis através de molas de lâminas, amortecedores hidráulicos e barras estabilizadoras. As molas de lâmina possuem rigidez vertical bem definida e possuem características que restringem os movimentos laterais. Desta forma, os movimentos considerados são a translação vertical e a rotação em torno do eixo longitudinal.

No caso dos veículos com carreta, assume-se que a articulação (composta pela quinta roda e pino rei) permite dois movimentos: rotação em torno do eixo transversal (excitado quando o conjunto se movimenta verticalmente) e rotação em torno do eixo vertical que passa pelo pino rei (excitado quando o veículo percorre uma curva).

Todos os eixos de carreta (de um ou três eixos) apresentam movimentos semelhantes aos eixos do caminhão. A única diferença significativa é que na carreta de três eixos o sistema de suspensão inclui as balanças. Elas são elementos que fazem a ligação entre as molas de um mesmo lado do veículo, distribuindo melhor a carga quando da passagem por obstáculos. São pivotadas no chassis da carreta e o seu único movimento possível é a rotação em torno de um eixo transversal ao veículo, passando pela sua articulação. Na figura 1 é mostrado um desenho esquemático do veículo em sua configuração mais completa, o sistema de referência inercial, os sistemas locais e a indicação dos movimentos considerados no modelo.

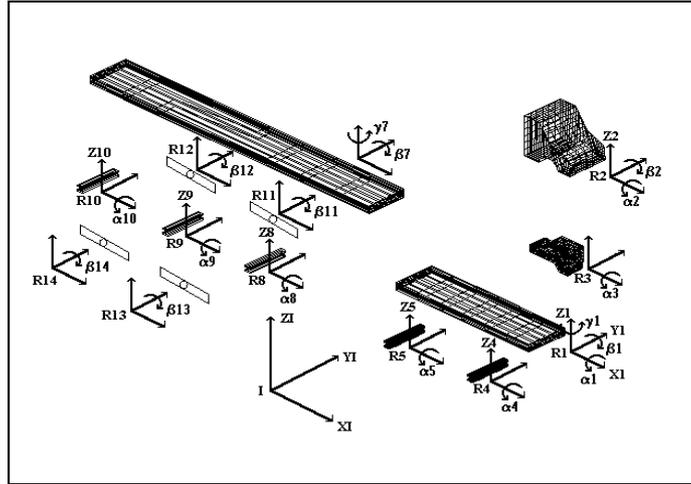


Figura 1. Representação do modelo do caminhão acoplado à carreta de 3 eixos.

A obtenção das equações não lineares do movimento é feita pelo método de Lagrange, implementado através de computação simbólica. O cálculo das energias cinética, potencial elástica e da função de dissipação de Rayleigh é feito separadamente para cada componente do veículo observando suas particularidades quanto aos movimentos considerados e restrições.

A consideração do comportamento flexível do chassi do caminhão e da carreta no conjunto de seus graus de liberdade de corpo rígido é feita através do Método dos Modos Assumidos (Meirovitch, 1997). Sua formulação é semelhante à de Rayleigh-Ritz e assume uma solução em série para a resposta flexível do componente no domínio do tempo. A solução em série $R(r,t)$ é composta de duas parcelas, sendo $\phi_i(r)$ função da posição e $q_i(t)$ função somente do tempo, conforme mostrado na equação (1).

$$R(r,t) = \sum_{i=1}^n q_i(t) \phi_i(r) \quad (1)$$

O método pode ser aplicado à consideração de flexão, torção ou os dois efeitos simultaneamente. Para isto, basta utilizar a solução em série da equação (1) para escrever as expressões da energia cinética e potencial do componente considerado flexível. Feito isto aplica-se o método de Lagrange e obtém-se um conjunto de equações que representam uma aproximação do comportamento flexível do sistema contínuo por um sistema conservativo de vários graus de liberdade.

As funções $\phi_i(r)$ são chamadas funções admissíveis e devem ser hipóteses razoáveis para o deslocamento da estrutura. Neste caso, usam-se n modos flexíveis da estrutura real obtidos separadamente pelo Método dos Elementos Finitos. A figura 2 ilustra a associação entre os auto-vetores e as funções admissíveis $\phi_i(r)$.

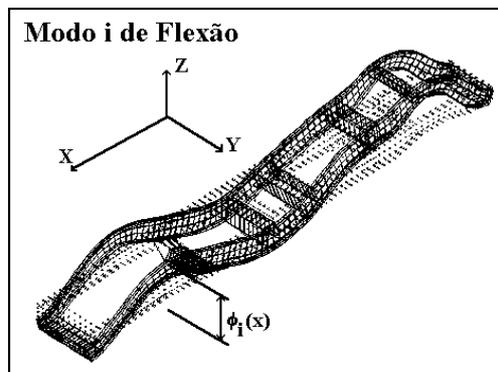


Figura 2. Associação dos auto-vetores às funções admissíveis do deslocamento.

A influência do comportamento flexível sobre os movimentos de corpo rígido é estabelecida pela inclusão da solução em série e suas derivadas nos deslocamentos e velocidades dos pontos de ancoragem dos elementos elásticos e amortecedores. Estes mesmos elementos excitam o movimento flexível através de forças generalizadas Q_i , determinadas em termos do trabalho virtual δw realizado pelas forças externas f_k ao longo dos deslocamento virtuais δr_k . A equação (2) expressa o trabalho virtual associado a um sistema submetido a nf forças externas.

$$\delta w = \sum_{k=1}^{nf} f_k \delta r_k \quad (2)$$

A interação do veículo com o ambiente se dá de diversas maneiras. Matematicamente esta interação é introduzida nas equações do movimento na forma das forças generalizadas Q_i ou de uma excitação pela base. Neste trabalho foram desenvolvidos sub-sistemas auxiliares que representam os seguintes efeitos (Borges, 1999):

- Perfil da pista: Composto de um perfil básico de segmentos de plano sobre os quais pode-se acrescentar obstáculos isolados ou um padrão de irregularidades geradas aleatoriamente a partir de funções densidade espectral de potência. A figura 3 mostra um trecho de pista com irregularidades e um obstáculo isolado.

- Controle direcional: A atuação no volante de direção pode ser imposta ou deixada a cargo de um controlador PID que tenta seguir uma trajetória especificada.

- Conjunto propulsor: A força de tração é determinada em cada instante a partir de diagramas de força disponível em função da velocidade do veículo e da marcha utilizada. Os tempos de troca de marcha são considerados.

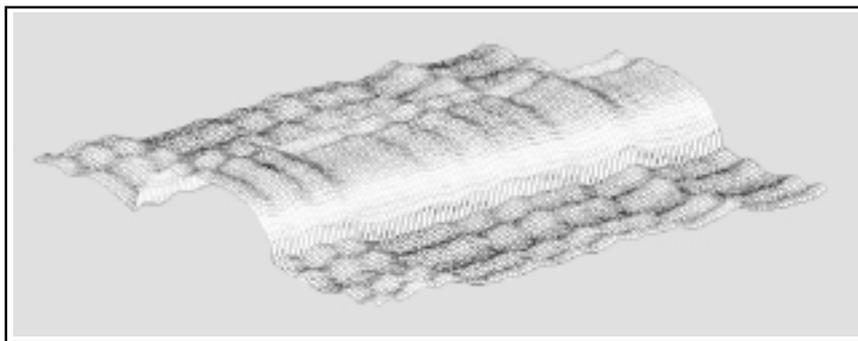


Figura 3. Exemplo de trecho de pista com irregularidades e um obstáculo isolado.

3. PROGRAMA COMPUTACIONAL DE SIMULAÇÃO

O programa computacional de simulação foi escrito na linguagem FORTRAN e a entrada e saída de dados é feita através de arquivos padrão ASCII. Para a integração das equações do movimento foram implementados dois algoritmos numéricos com características de precisão e robustez diferentes: Runge-Kutta de quarta ordem e Newmark (Bathe and Wilson).

Uma vez que a simulação dos modelos matemáticos implica na manipulação de uma grande quantidade de dados de entrada e saída, foi desenvolvida uma interface gráfica visando promover uma operação fácil e segura.

A estrutura geral da interface baseia-se no conceito de oferecer ao usuário apenas as opções e recursos necessários ao veículo escolhido. Definido o veículo, tornam-se disponíveis as opções de criação e edição de componentes que passam a fazer parte de uma biblioteca para posterior utilização. Na figura 4 são mostradas imagens de algumas telas da interface.

4. ENSAIOS EXPERIMENTAIS

A dinâmica de veículos contempla os movimentos que ocorrem em três direções: vertical, lateral e longitudinal. Os movimentos segundo estas direções es-

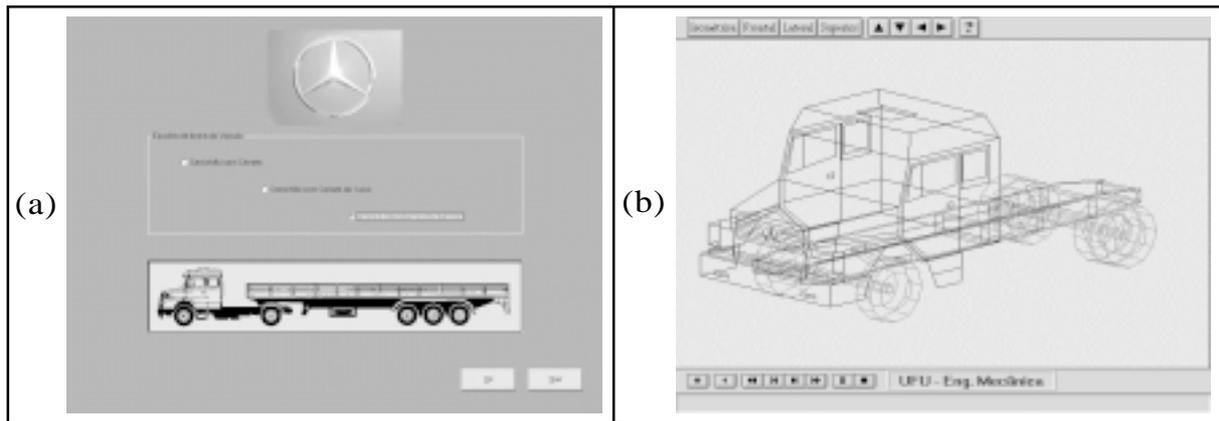


Figura 4. Telas da interface gráfica: a) Definição do veículo b) Animação gráfica.

tão acoplados no comportamento dinâmico global do sistema, porém o seu estudo em separado é válido pois representa uma parcela significativa das condições reais de uso do veículo. Além disto, o comportamento apresentado em situações onde os movimentos em direções diferentes se acoplam pode ser inferido com razoável precisão a partir da análise em separado para várias condições de operação.

Os ensaios experimentais realizados foram divididos em três etapas:

- Medições longitudinais sob aceleração controlada: O veículo parte do repouso e acelera até uma velocidade limite de segurança. As marchas são trocadas numa seqüência previamente estabelecida ao ser atingida a rotação de potência máxima do motor. São medidos o tempo de troca das marchas, o tempo em que cada marcha permaneceu engatada, o deslocamento, a velocidade e a aceleração do veículo ao longo de todo o percurso de teste.

- Tráfego sobre um ou mais obstáculos com perfil definido: O veículo passa, em linha reta e com velocidade constante, sobre um ou mais obstáculos inseridos em sua trajetória. Cada obstáculo se destaca do perfil normal da pista, caracterizando uma excitação específica. O obstáculo possui geometria definida e se mantém fixo no solo durante todo o teste. A velocidade do veículo foi ajustada de forma a não provocar o descolamento do pneu do solo durante as medições. Foram medidos os sinais de vários acelerômetros espalhados pelos componentes do veículo, conforme mostra a figura 5. Foram feitas medições com os obstáculos posicionados sobre a pista em três configurações diferentes visando excitar uma gama maior de movimentos.

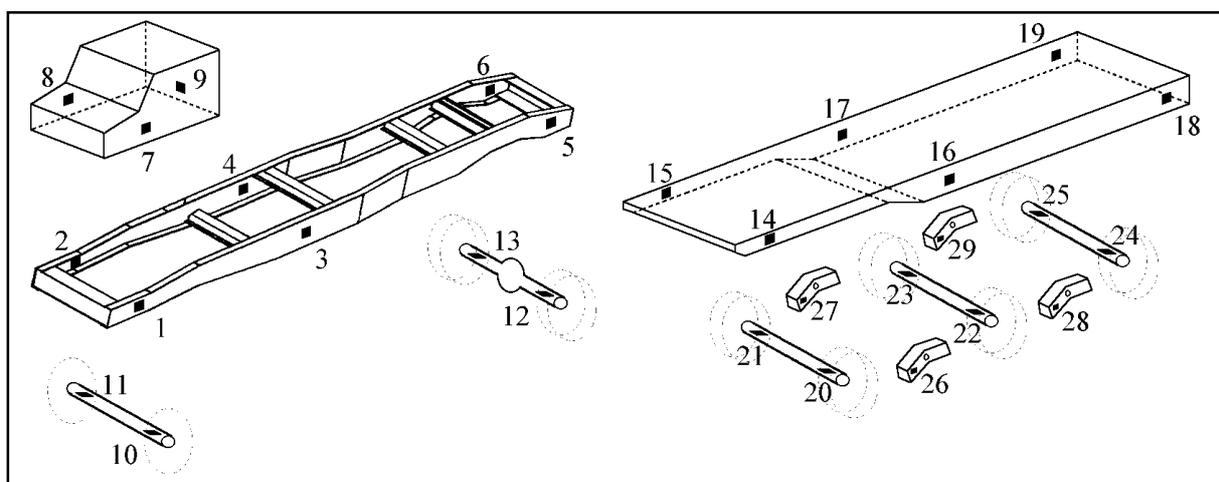


Figura 5. Locais de fixação dos acelerômetros. Nas posições 1, 3, 5, 14, 16 e 18 foram montados dois acelerômetros, um vertical e outro lateral.

- Medições de características da dinâmica lateral acoplada à vertical: O veículo trafega em linha reta e com velocidade constante quando é submetido a uma perturbação no volante que excita os movimentos laterais e verticais. Logo após a manobra, o veículo é estabilizado e continua movendo-se em linha reta. São medidos os sinais dos acelerômetros posicionados vertical e lateralmente. A manobra é registrada por um sensor potenciométrico instalado no volante de direção.

5. RESULTADOS

O cálculo da posição de equilíbrio estático é importante nos veículos de carga uma vez que esta posição pode variar grandemente em função do peso total do conjunto e da sua distribuição. A deflexão estática das molas do caminhão em vazio são dados conhecidos do fabricante e constam de seus relatórios de cálculo. Na tabela 1, são mostrados os valores reais e aqueles obtidos através de simulação com o veículo vazio. Pelos dados da tabela observa-se uma diferença de apenas 3,7 mm nas molas dianteiras e de 9,2 mm nas traseiras.

Tabela 1. Deflexão estática das molas do caminhão em vazio.

	Eixo Dianteiro [mm]	Eixo Traseiro [mm]
Valor Real	145,8	31,4
Valor de Simulação	142,1	40,6

As medições associadas à dinâmica longitudinal foram realizadas conforme descrito no item 4. Com os parâmetros dos ensaios conhecidos, foram feitas simulações sob as mesmas condições e obteve-se bons resultados. Na figura 6 pode-se ver os resultados para a velocidade em função da posição na pista de teste para o conjunto cavalo-carreta carregado. Neste ensaio foram usadas quatro marchas, correspondendo a três trocas.

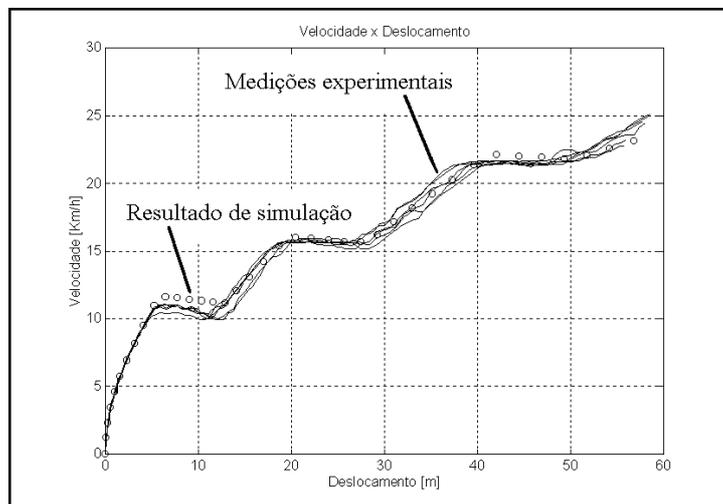


Figura 6. Velocidade do conjunto cavalo-carreta em função do deslocamento.

No caso da dinâmica vertical, a comparação entre simulação e medições experimentais mostrou bons resultados para o caminhão isolado em todas as situações analisadas. Para o conjunto cavalo-carreta, a simulação não representou as medições experimentais. Provavelmente isto se deve à incerteza presente nos parâmetros de rigidez e inércia da carreta, cuja estimativa não atingiu o grau de precisão obtido para o caminhão (dados fornecidos pelo fabricante). Na figura 7 é mostrado um gráfico da aceleração vertical do chassi do caminhão ao passar com suas rodas esquerdas sobre um obstáculo isolado.

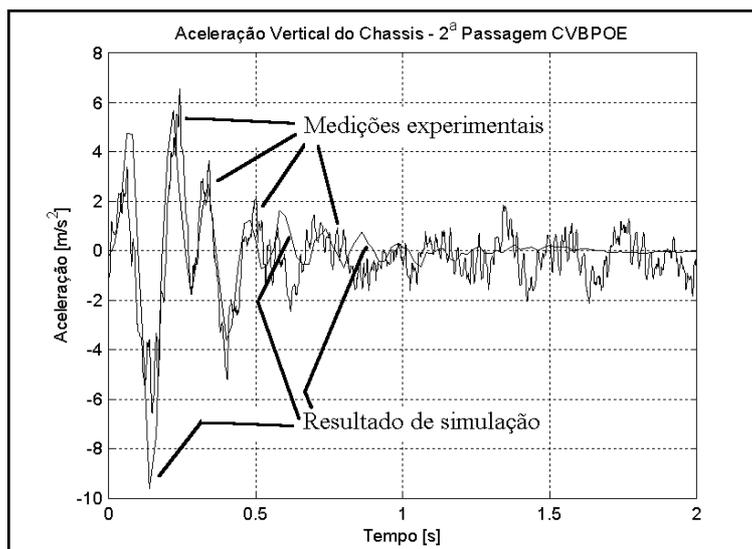


Figura 7. Resposta no tempo para o caminhão passando por obstáculo do lado esquerdo.

Os resultados experimentais obtidos para a manobra lateral não permitiram a sua utilização para efeito de comparação com a simulação. Apesar da atividade no volante de direção ter sido registrada satisfatoriamente pelo sensor potenciométrico, os acelerômetros posicionados lateralmente no chassi não conseguiram definir os movimentos adequadamente.

A utilização das técnicas de otimização seqüencial para melhorar o comportamento dinâmico de veículos mostrou ser um problema complexo. Uma vez que os modelos matemáticos são computacionalmente pesados, um número significativo de avaliações da função objetivo pode ser proibitivo. Além disto, é muito difícil estabelecer uma função objetivo que represente o efeito desejado em todas as condições de operação do veículo. Caso não se faça uma análise criteriosa desta função, corre-se o risco de otimizar um projeto para apenas uma condição específica.

Durante os testes realizados observou-se dois efeitos importantes. O primeiro é notado à medida que o algoritmo de otimização avança e faz alterações nas variáveis de projeto. Dependendo de quais sejam estas variáveis e do nível de sua variação, a posição de equilíbrio estático pode mudar e com isto o sistema apresenta uma oscilação inicial. Esta oscilação pode mascarar o cálculo da função objetivo caso ela seja baseada em uma função integral da resposta no tempo. Outro efeito que ocorre é a necessidade de estabelecer restrições para as variáveis de projeto associadas às curvas características de componentes elásticos e dissipativos, no sentido de garantir que estas curvas sejam possíveis de se obter a partir de um elemento mecânico real.

A figura 8 ilustra um exemplo de otimização aplicado ao caminhão onde o objetivo da análise é reduzir o nível de vibração da cabine. As possibilidades analisadas envolveram o estabelecimento de várias funções objetivo, todas elas associadas à redução da integral da energia cinética da cabine ao longo do tempo ou à redução da integral dos deslocamentos da cabine ao quadrado. No total foram consideradas 17 variáveis de projeto, que são: coordenadas x, y e z dos coxins da cabine, 7 pontos que definem a curva característica de rigidez da mola da cabine e 7 pontos que definem a curva característica de funcionamento dos amortecedores da cabine. As variáveis de projeto estão submetidas apenas a restrições laterais.

Os resultados obtidos mostraram uma modesta redução nos níveis de vibração, correspondendo a uma redução de 12,36 % na função objetivo associada à integral da energia cinética da cabine e de 23,4 % na função objetivo associada à integral dos deslocamentos da cabine ao quadrado. Estes resultados podem ser interpretados como sendo um caso onde o projeto original já se encontra numa configuração bastante próxima do ótimo, o que é esperado tratando-se de um veículo comercial moderno.

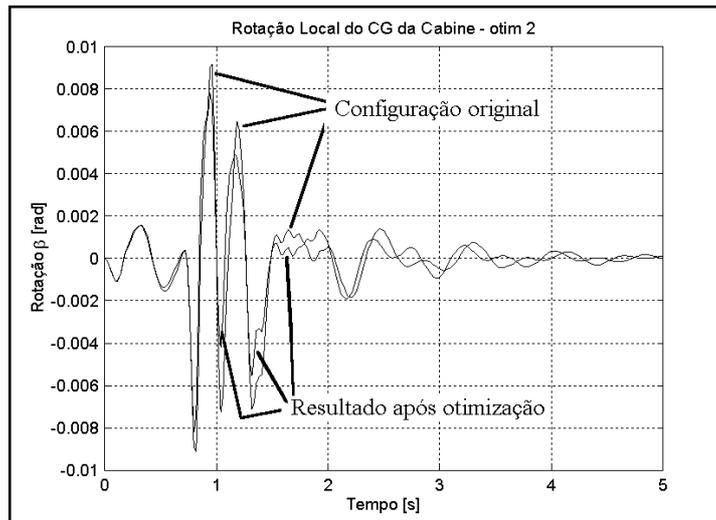


Figura 8. Resultado de otimizacão usando como funçao objetivo a integral da energia cinetica da cabine.

6. CONCLUSOES

Este trabalho abordou o estudo do comportamento dinamico de veiculos articulados utilizando tecnicas de modelagem, simulacão, experimentacão e otimizacão numerica que se mostraram adequadas aos objetivos propostos. Os modelos desenvolvidos permitem a analise do veiculo em um grande numero de situacões reais. A comparacão entre simulacão e ensaios experimentais mostrou bons resultados nos casos em que os parametros do veiculo eram conhecidos de forma precisa. A metodologia de otimizacão usando tecnicas de minimizacão sequencial apresentou bom desempenho, entretanto, mais estudos devem ser feitos no sentido de aprimorar a seleçao das funçoes objetivo.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Mercedes-Benz do Brasil S.A. pelo suporte deste trabalho de pesquisa (projeto UNI).

8. REFERÊNCIAS

- Bathe, K.J and Wilson, E.L., "Numerical Methods in Finite Element Analysis", 528 p.
- Borges, J.A.F., 1995, "Modelagem Tridimensional Não Linear de Veiculos Articulados Pesados do Tipo Cavalo Mecânico - Carreta", Dissertacão de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil, 190 p.
- Borges, J.A.F., 1999, "Dinâmica de Veiculos Articulados: Simulacão Computacional, Otimizacão e Ensaio Experimentais", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil, 213 p.
- Meirovitch, L., 1997, "Principles and Techniques of Vibrations", Prentice-Hall, USA, 560 p.

AJUSTAGEM DE UM TORNO MODULAR DE ULTRAPRECISÃO DE PEQUENO PORTE

Prof. Dr. Eng. Fernando Antônio Forcellini

Prof Dr-Ing. Walter Lindolfo Weingaertner

M. Eng. Milton Pereira

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, LMP/
Nedip. Florianópolis, SC, Brasil. www.lmp.ufsc.br www.nedip.ufsc.br

Prof. Dr-Ing. Habil. Günter Höhne

Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, Institut für
Maschinenelemente und Konstruktion, Ilmenau, Alemanha. www.tu-ilmenau.de

Resumo:

Este artigo descreve a fase de projeto preliminar de um torno de ultraprecisão de pequenas dimensões. Através da aplicação de conceitos e metodologia de ajustagem, algumas ações serão tomadas para permitir que o torno explore ao máximo a qualidade dos componentes empregados. O processo de ajustagem envolve uma fase de análise do sistema, seguida pelo modelamento das estratégias de ajustagem a ser empregada, terminando na possível simulação da ajustagem dos sistemas da máquina. As estratégias de ajustagem permitirão que o torno seja montado com a melhor característica geométrica possível. Um exemplo de modelamento para a ajustagem de um cabeçote é apresentado. A solução das equações geradas permitem que seja determinada a posição ideal do cabeçote com relação ao resto da máquina.

Palavras-chave: Usinagem de ultraprecisão, Projeto de máquina-ferramenta, Ajustagem.

1. INTRODUÇÃO

Dentro do escopo de um projeto cooperativo entre a Universidade Federal de Santa Catarina, representada pelos grupos de pesquisa LMP (Laboratórios de Mecânica de Precisão) e NeDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos), e a Universidade Técnica de Ilmenau (TUI), na Alemanha, através do IMK (Institut für Maschinenelemente und Konstruktion), foi realizado um estudo de caso empregando a teoria de ajustagem de mecanismos de precisão no projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão.

Com este estudo, pretende-se desenvolver no futuro uma metodologia específica para a aplicação de ajustagem do projeto de máquinas, dentro das etapas de projeto conceitual e projeto preliminar.

O processo de ajustagem no projeto preliminar inicia com uma avaliação do sistema como um todo, objetivando a identificação de pontos críticos do projeto, nos quais há ou haverá a necessidade de uma intervenção para a realização de ajustagem. Identificados os pontos potenciais de ajustagem, parte-se para o modelamento das ações de ajustagem

aplicadas a cada um dos subsistemas. Do modelamento, vem a parte de simulação, que visa a comprovação e avaliação da eficiência da ajustagem na correção de desvios relacionados ao subsistema em questão e ao sistema como um todo.

2. PROJETO MODULAR

O contexto de projeto modular aplicado neste trabalho diz respeito à utilização de diversos componentes distintos para a formação da máquina-ferramenta. Através do emprego de combinações entre estes componentes, surgirão diversas concepções de máquina-ferramenta cujas características operacionais serão melhores para determinados grupos de peças a serem fabricadas. Sendo assim, se forem empregados os componentes adequados, pode ser configurada uma máquina de ultraprecisão ou uma máquina de alta exatidão, dependendo da necessidade de qualidade final exigida para a peça usinada.

Na figura 1 são apresentados alguns desses componentes básicos para a montagem das concepções de máquinas-ferramenta disponíveis no Laboratório de Mecânica de Precisão.

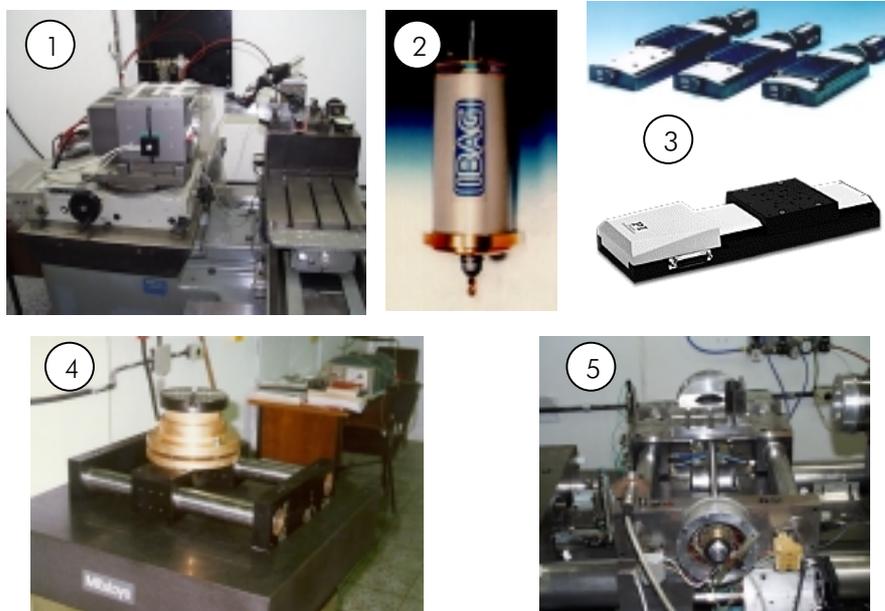


Figura 1 – Alguns componentes a serem utilizados na composição de máquinas-ferramenta. (1) – Cabeçote aerostático acionado e controlado; (2) Cabeçote magnético de alta frequência; (3) Guias lineares com acionamento e controle próprios; (4) Mancal Aerostático rotativo acionado e controlado; e (5) Guia linear aerostática de alta exatidão com acionamento.

Na figura 1 são apresentados alguns dos componentes possíveis de serem empregados na montagem das concepções da máquina. Outros componentes podem ser agregados ao projeto, dependendo da necessidade.

Como exemplo, podem ser destacadas duas concepções básicas de máquina-ferramenta de ultraprecisão a partir destes componentes básicos mostrados na figura 1:

1 – Torno R- θ para usinagem de superfícies esféricas: Através do emprego do cabeçote aerostático (fig. 1-1) combinado ao mancal aerostático rotativo (fig. 1-4), é possível gerar uma configuração básica de máquina de ultraprecisão cujas características geométricas são ideais para a produção de superfícies esféricas;

2 – Torno convencional com mesa XY para usinagem de superfícies de forma livre: Através do emprego do cabeçote aerostático e as guias lineares (fig. 1-3) forma-se a base para um torno de ultraprecisão convencional, com cabeçote e mesa XY.

A possibilidade de intercambiamento entre os componentes gerando concepções favoráveis a determinados grupos de peças a serem usinadas permite uma flexibilidade muito grande de fabricação, aliada à possibilidade de se extrair as melhores características geométricas da máquina para cada tipo de peça que se pretende fabricar.

A grande barreira a ser vencida neste processo diz respeito às interfaces entre os diversos componentes. Pretende-se realizar diversas montagens distintas com os mesmos componentes, deve-se ficar atento com relação às condições ideais de montagem entre estes componentes. A saída para isso está no estudo da ajustagem nas montagens.

3. O QUE È AJUSTAGEM?

Muitos projetos relacionados a instrumentos de precisão e outras áreas especiais podem ter um resultado insatisfatório se o projetista não possui o conhecimento adequado dos princípios básicos da ajustagem. As dimensões de peças manufaturadas sempre serão diferentes das dimensões especificadas no projeto detalhado, em qualquer estrutura. Além disso, essa diferença nem sempre é pequena.

Os erros das dimensões de cada componente de um sistema contribuem para o erro global nesse sistema. Esses erros não podem ser desconsiderados, mas podem ser mantidos dentro de limites toleráveis. Por outro lado, eles podem ser anulados de modo a não interferirem na função do sistema, tornando-se imperceptíveis.

Para reduzir o erro final na função de um sistema a um valor aceitável, normalmente são necessárias técnicas de fabricação dos componentes caras e refinadas.

Como a produtividade e o custo de produção limitam o grau de exatidão obtível na fabricação dos componentes, outros meios devem ser encontrados para que se atinja um erro final aceitável. A ajustagem oferece esta alternativa, já que permite que imprecisões de fabricação sejam toleradas no cumprimento da função final do sistema.

Geralmente, somente alguns componentes funcionais de um sistema necessitam de um reposicionamento. Em muitos casos, para o cumprimento da função final do sistema, não é necessário que todos os componentes sejam posicionados de acordo com o projeto teórico. Quase sempre é suficiente que os componentes possuam uma posição relativa bem definida entre si, mesmo que não estejam nas posições previstas pelo projeto.

Uma definição mais genérica de ajustagem pode ser dada por:

“A ajustagem consiste na alteração de um componente funcional de modo que este adquira a característica requerida para garantir o cumprimento da função desejada de toda a estrutura ou processo técnicos.”

4. PROJETO CONCEITUAL DE UMA CONCEPÇÃO DE TORNO DE ULTRAPRECISÃO DE PEQUENO PORTE

O primeiro passo no processo de projeto consiste na definição das necessidades a serem atendidas pelo sistema projetado.

Devido à necessidade de produção de espelhos planos para aplicação em sistemas de medição com Laser, identificada junto ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, pretende-se desenvolver uma primeira concepção de máquina-ferramenta de ultraprecisão que atenda a fabricação destes espelhos.

As principais características geométricas exigidas para esta máquina podem ser resumidas conforme mostra a figura 2.

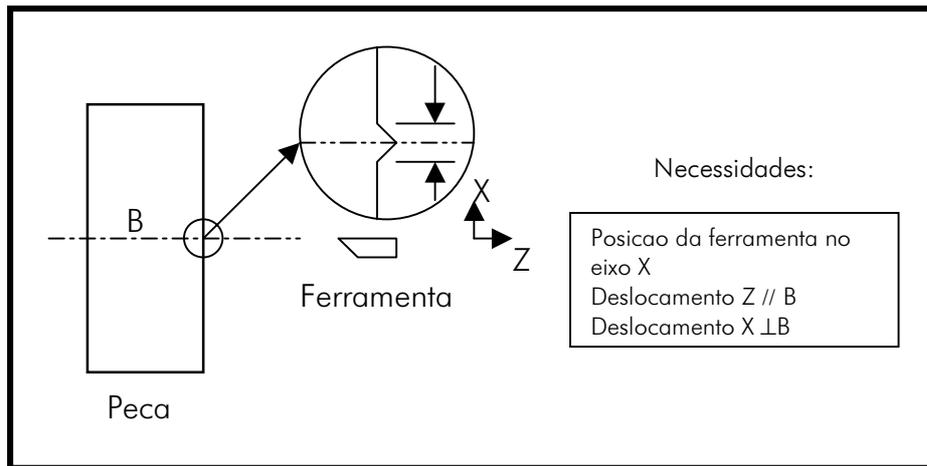


Figura 2 – Exigências geométricas para a usinagem de espelhos planos.

Basicamente, o que se procura na produção destes espelhos é que os movimentos nos dois eixos da máquina tenham elevada exatidão geométrica no seu deslocamento, o que é função direta da qualidade das guias empregadas, e elevada qualidade na montagem, resultando daí a posição relativa entre os componentes, o que deve ser garantido através da ajustagem.

Além disso, um ponto de elevada importância na confecção de espelhos planos, cuja superfície reflexiva envolve o centro de rotação da peça durante a usinagem, é a necessidade de que a ferramenta esteja na mesma altura deste centro de rotação da peça, para que não se forme um pequeno cone indesejável no centro da peça. A tolerância na formação deste cone é de $1\ \mu\text{m}$, o que é bastante difícil de ser alcançado, exigindo uma estratégia e dispositivo de ajustagem bastante apurados.

Com base nessas informações, é possível escolher, entre os componentes disponíveis para a montagem da máquina, a concepção de cabeçote mais mesa XY para a produção destes espelhos. A estrutura de funções para esta máquina é mostrada na figura 3.

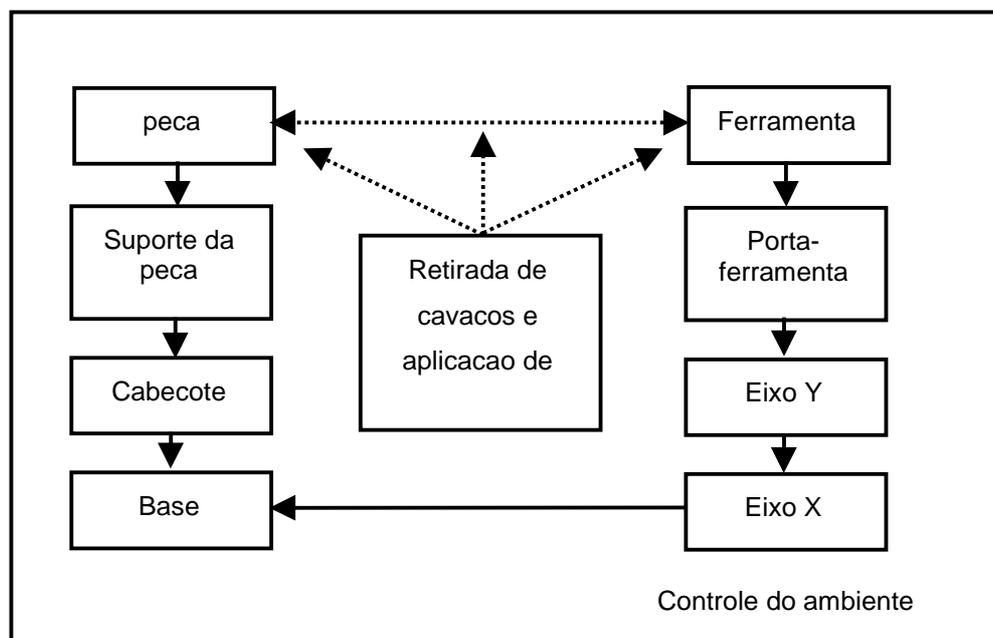


Figura 3 – Estrutura de funções do torno

Nesta estrutura estão representados os principais componentes e acessórios necessários ao perfeito funcionamento do torno na usinagem dos espelhos. Destaque para os sistemas de retirada de cavacos, aplicação de fluido de corte e controle do ambiente, que são fundamentais para a qualidade da usinagem.

5. ANÁLISE DOS ERROS E FATORES QUE INFLUENCIAM NA QUALIDADE FINAL DA PEÇA USINADA

A qualidade final da peça usinada depende da composição de uma cadeia de erros proveniente de cada um dos componentes do torno.

A figura 4 mostra quais são os erros e pontos importantes a serem observados para a garantia da qualidade final da peça usinada. Com a ajustagem deverá ser possível garantir a qualidade da função final do sistema. As letras correspondem à figura 5.

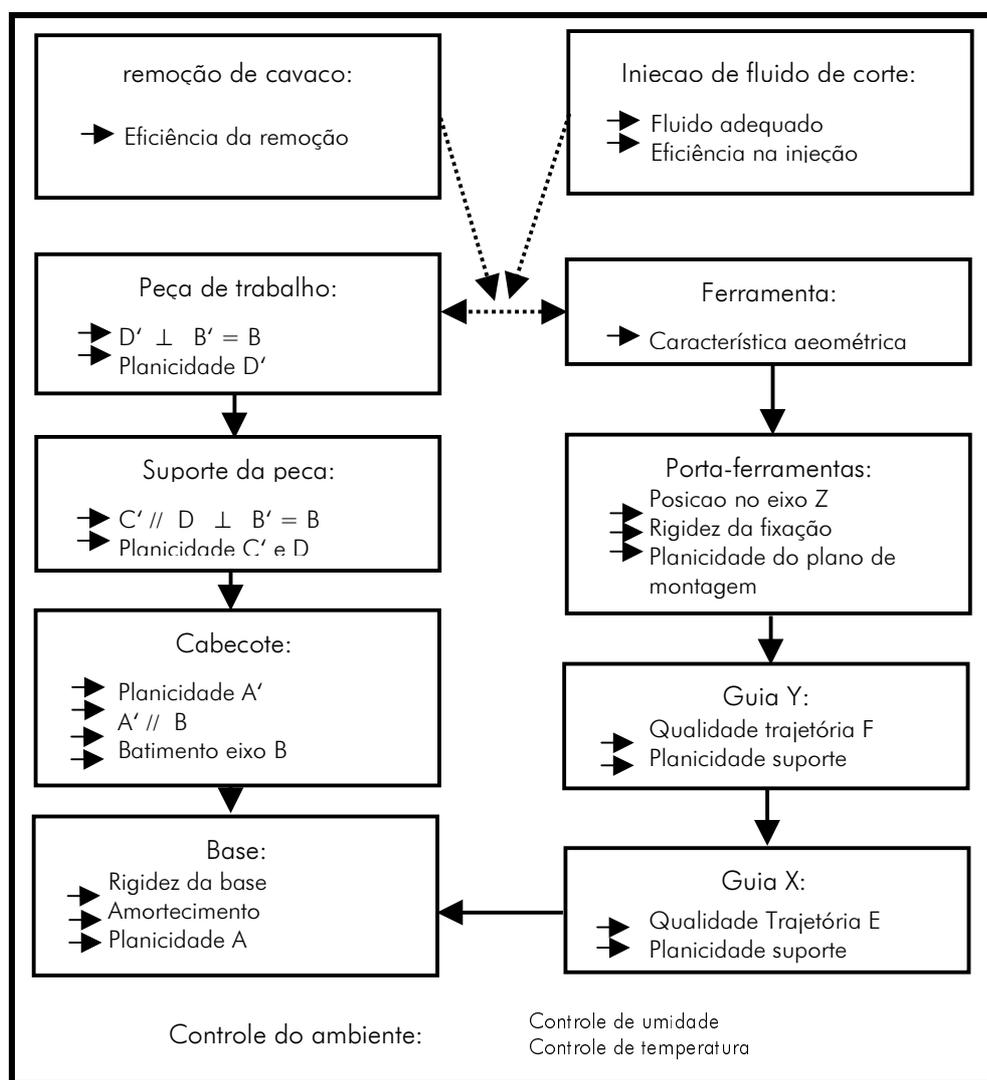


Figura 4 – Relação dos erros que influem na qualidade final da peça usinada.

Com base nos dados apresentados na figura 4, foram identificadas as referências de ajustagem, mostradas na figura 5.

Estas referências de ajustagem levam à identificação dos graus de liberdade que devem ser ajustados em cada componente da cadeia, como mostra a figura 6.

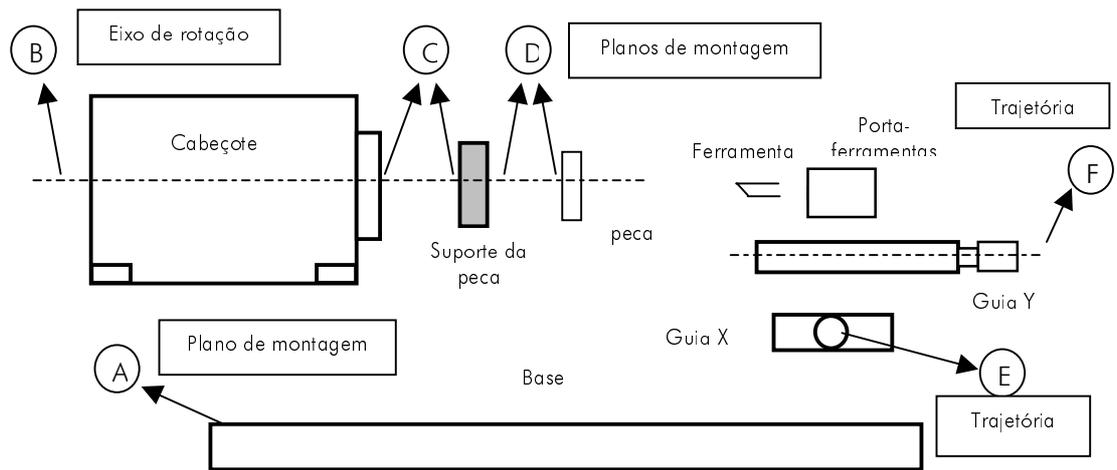


Figura 5 – Referências de ajustagem.

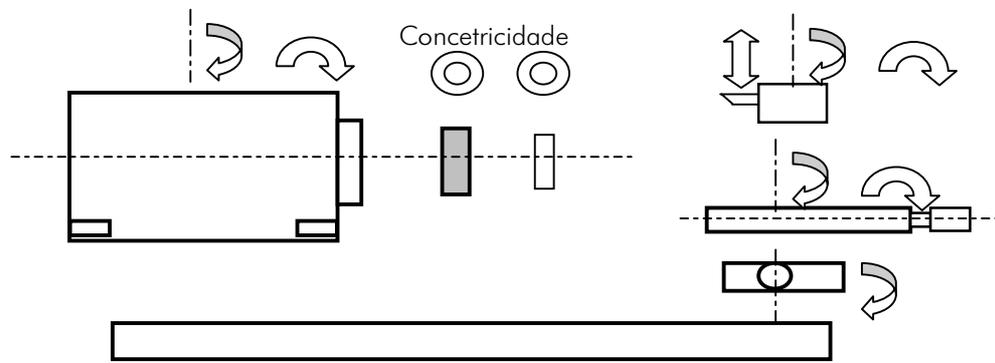


Figura 6 – Necessidade de ajustagem em cada componente do torno.

Se forem feitas as ajustagens nestas direções indicadas, serão satisfeitas as necessidades descritas na figura 2.

Com base nessas referências, deve-se atentar para o tipo de fixação que cada componente possui e de que forma é possível ajustar a posição deste componente a partir dos seus pontos de suporte. Se uma guia possui 6 parafusos de fixação, a influência do aperto de cada um desses parafusos é muito grande na posição da guia. Sendo assim, deve-se transformar essa fixação em 6 pontos numa fixação mais favorável ao processo de ajustagem. Se houvesse a necessidade de uma única montagem do componente, um trabalho complexo de ajustagem nos 6 parafusos seria justificado.

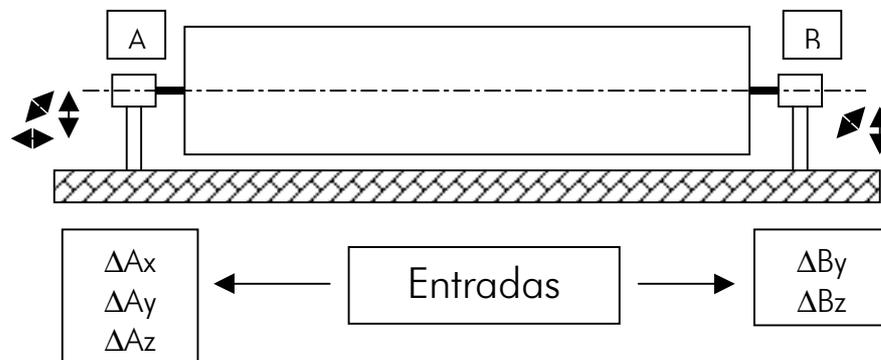


Figura 7 – Ajustagem de um eixo suportado por 2 pontos.

Como pretende-se fazer diversas montagens dos componentes formando concepções diferentes de máquinas, é realmente necessária uma nova solução para esta fixação.

Através do emprego de um software desenvolvido na TUI (Universidade Técnica de Ilmenau), é possível modelar e avaliar a influência de cada tipo de fixação proposta para um componente, em termos do erro final resultante desta fixação.

Com isso, pode-se propor diversos princípios de solução para a fixação dos vários componentes e decidir sobre qual é o melhor para cada concepção de montagem.

Um exemplo de modelamento é o suporte de um eixo em dois pontos, conforme figura 7.

Com as entradas do sistema dadas pelo ajuste nos pontos de fixação, tem-se na figura 8 as saídas e relações entre entradas e saídas.

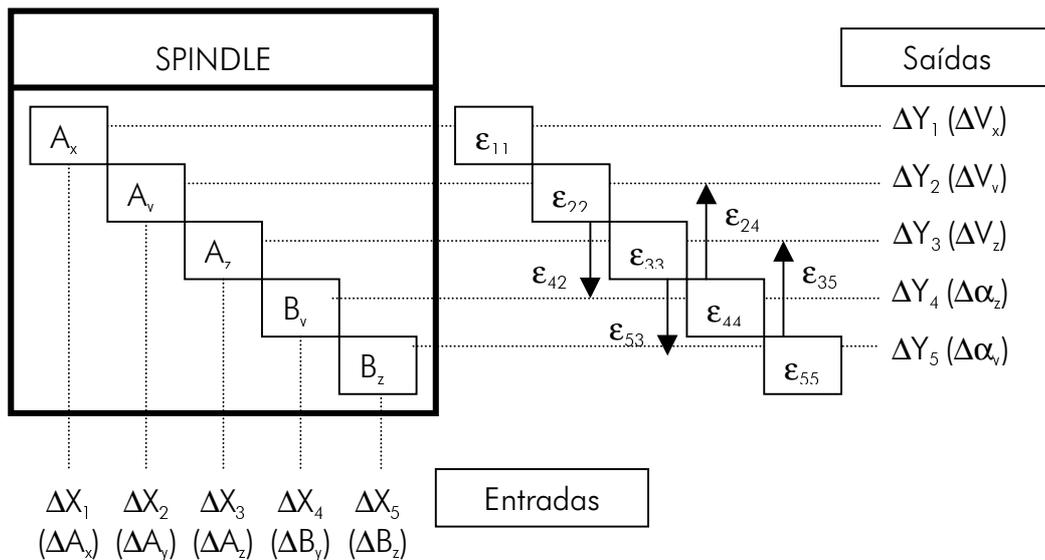


Figura 8 – Relação entre entradas e saídas no sistema.

Desta relação, resultam as equações mostradas na figura 9. A solução destas equações mostra o quanto cada valor de entrada influencia nos valores de saída do sistema.

$$\begin{bmatrix} \Delta V_x \\ \Delta V_y \\ \Delta V_z \\ \Delta \alpha_z \\ \Delta \alpha_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{22} & 0 & \epsilon_{24} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} & 0 & \epsilon_{35} \\ 0 & \epsilon_{42} & 0 & \epsilon_{44} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{53} & 0 & \epsilon_{55} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Delta X_1 \\ \Delta X_2 \\ \Delta X_3 \\ \Delta X_4 \\ \Delta X_5 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \Delta Y_1 \\ \Delta Y_2 \\ \Delta Y_3 \\ \Delta Y_4 \\ \Delta Y_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} \cdot \Delta X_1 \\ \epsilon_{22} \cdot \Delta X_2 + \epsilon_{24} \cdot \Delta X_4 \\ \epsilon_{33} \cdot \Delta X_3 + \epsilon_{35} \cdot \Delta X_5 \\ \epsilon_{44} \cdot \Delta X_4 + \epsilon_{42} \cdot \Delta X_2 \\ \epsilon_{55} \cdot \Delta X_5 + \epsilon_{53} \cdot \Delta X_3 \end{bmatrix}$$

Figura 9 – Sistema de equações que descreve a ajustagem do eixo.

O próximo passo do processo consiste na simulação destas equações para determinar qual é a melhor condição de ajustagem, ou qual a condição de ajustagem é exigida para o sistema para que sua função seja cumprida de maneira otimizada.

O modelamento foi realizado somente para o cabeçote. O processo deve ser repetido para cada componente cuja montagem seja importante na composição do erro final dos movimentos do sistema.

Uma outra vantagem consiste na possibilidade de avaliação da influência dos erros de fabricação dos componentes, como o erro de linearidade do movimento de uma guia.

6. CONCLUSÕES

A metodologia empregada para efetuar todo o processo de ajustagem do torno permitiu que se tivesse uma idéia global sobre os problemas referentes à condição geométrica global da máquina.

A utilização de dispositivos de ajustagem adequados permitirá que se obtenha as melhores características geométricas da máquina, levando em consideração que o limite obtível depende da qualidade inicial dos componentes empregados.

O próximo passo neste desenvolvimento consiste na elaboração de uma metodologia global envolvendo os diversos princípios de solução para ajustagem de sistemas de máquinas-ferramentas de precisão e ultraprecisão. Com esta metodologia será possível aplicar os conceitos de ajustagem ainda nas fases iniciais de projeto, otimizando a posterior montagem dos sistemas.

7. REFERÊNCIAS

- Adjustment of Precision Mechanisms, F. Hansen, London Iliffe Books Ltd, 1970;
- Beratungssystem für die Justierung, J.L.C. Gouvea, Proceedings of the 44. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.340-345, Ilmenau-DE, 1999;
- Fine Mechanism and Precision Instruments, Trylinski, W. Pergamon Press Oxford, 1971;
- Justierung in der Feinwercktechnik, M. Schilling R. Nönnig, Proceedings of the 38. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.33-44, Ilmenau-DE, 1993;
- Justieruntersuchungen am Justierleitsland, G. Höhne, R. Nönnig, D. Heß, R. Hoffmann, Proceedings of the 44. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.333-339, Ilmenau-DE, 1999;
- Justieruntersuchungen zum Ausrichten von optischen und mechanischen Aachsen, Höhne, R. Nönnig, D. Heß, R. Hoffmann, Proceedings of the 44. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.346-352, Ilmenau-DE, 1999;
- Konstruktionselemente der Feinmechanik, Krause, W. Verlag Technik Berlin, 1986;
- Quality Improvement of Precision Engineering Products by means of CAA System. J.M.G.C. Ferreira, S.D. Antunes, G. Höhne, R. Nönnig, J.L.C. Gouvea, Proceedings of the ICED 97, Tampere- Finlândia, pp. 309-312, 1997;

TRENS DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS: TIPOS E REPRESENTAÇÃO

Danilo Amaral

Franco Giuseppe Dedini

Universidade estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Projeto Mecânico, Caixa Postal 6051, CEP 13089-970, Campinas, SP, Brasil.

e-mail:

amaral@fem.unicamp.br

dedini@fem.unicamp.br

Resumo

Os trens de engrenagens epicicloidais ou trens de engrenagens planetárias (TEPs) são sistemas de transmissão de alta complexidade cinemática e de difícil visualização. Entretanto, são grandes as suas vantagens: compactos, leves, permitem altas reduções de velocidade, possuem alta confiabilidade pois tem engrenamento permanente, possuem capacidade de bifurcação e adição de potência e permitem múltiplas relações de transmissão. Sua principal aplicação são as caixas de transmissão automática dos veículos modernos. Como existe uma grande variedade de possibilidades de configurações na união de vários TEPs, o estabelecimento de formas de representação do sistema em estudo é fundamental para sua compreensão. Este trabalho tem como objetivo, apresentar as diversas formas de representação adotadas por vários autores e mostrar as equivalências entre elas.

Palavras-chave: Trens de engrenagens planetárias, trens de engrenagens epicicloidais, representação.

1 – INTRODUÇÃO

Trem de engrenagem é uma cadeia cinemática destinada a transmitir rotações. Segundo Pires e Albuquerque (1980), três montagens são possíveis: trem simples, trem composto e trem epicicloidal. Trem simples é um sistema de engrenagens onde, em cada eixo, só existe uma engrenagem (Figura 1a). O trem de engrenagem é chamado de composto, quando existe um ou mais eixos com duas engrenagens ou mais (Figura 1b). Nestes dois casos, o suporte dos eixos das engrenagens é fixo. Quando existe um suporte, de pelo menos um eixo, dotado de movimento de rotação, o trem é chamado de epicicloidal. Na Figura 1(c), os eixos que suportam as engrenagens intermediárias entre a engrenagem central e a externa (esta última com dentes internos), estão montados em um suporte que gira em torno do eixo central do conjunto. Essa possibilidade do eixo de uma engrenagem também poder girar ao redor de outro eixo, além de girar em torno de si mesmo é que caracteriza um trem epicicloidal. Essa nomenclatura se deve ao fato de um ponto, pertencente à engrenagem que possui eixo móvel, descrever uma curva epicicloidal.

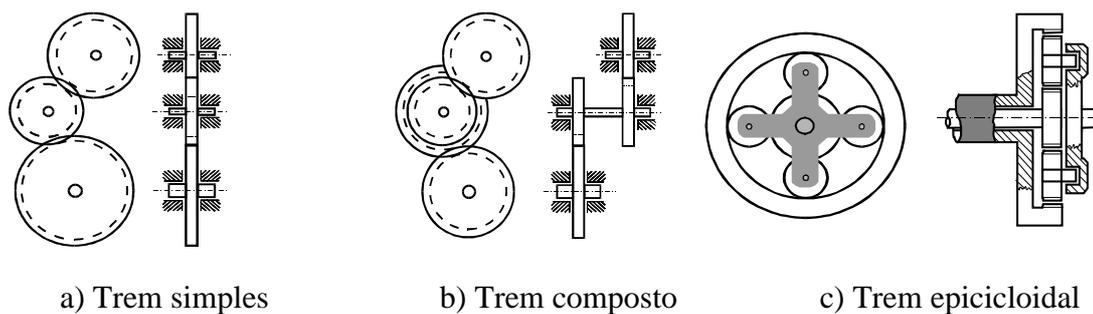


Figura 1 - Tipos de trens de engrenagens.

2 – TRENS DE ENGRENAGENS PLANETÁRIAS

Devido a analogia com nosso sistema solar, este tipo de trem epicicloidal é freqüentemente chamado de trem planetário ou trem de engrenagens planetárias ou simplesmente TEP. Em virtude disso, a engrenagem central é chamada de solar e a., ou as engrenagens que giram em torno dela, são chamadas de planetárias ou satélites ou simplesmente planetas. Quase sempre se utiliza, também, uma engrenagem de dentes internos em torno do TEP, onde os planetários também se engrenam. Esta é chamada de anular, semelhante a um anel. O elemento que suporta o eixo móvel dos planetas e que pivota em torno do eixo principal do TEP é chamado de suporte ou braço. A Figura 2 identifica estes elementos.

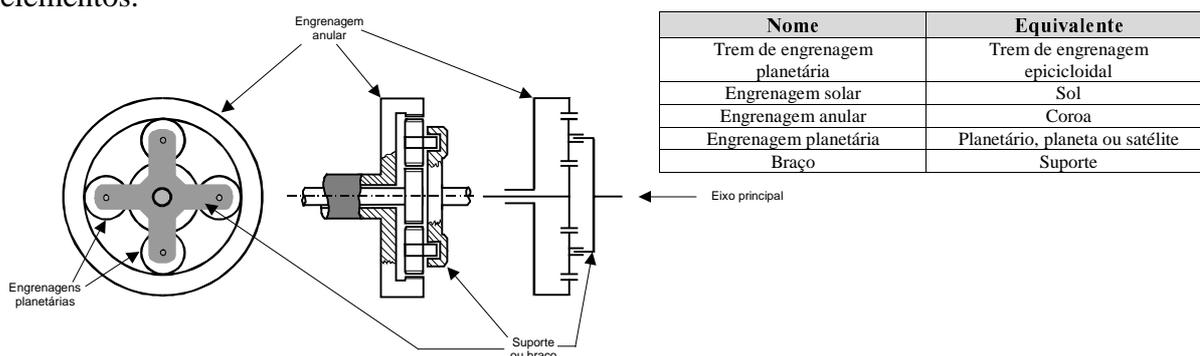


Figura 2 - Nomenclatura dos elementos de um TEP.

Diversos autores definiram o que é um trem de engrenagens planetários. Dubbel (1944) escreveu que engrenagens planetárias simples se caracterizam porque, nelas, existe uma roda fixa e outra móvel que gira ao redor da fixa e se engrena com ela.. Lima (1980) salientou que alguns sistemas de engrenagens se diferenciam dos comuns, pelo fato de possuírem uma ou mais engrenagens com possibilidade de girar ao redor do próprio eixo e, simultaneamente, em torno de um outro eixo. Shigley (1984) escreveu que, em um tipo de trem de engrenagens, pode-se obter efeitos surpreendentes, fazendo-se com que algum dos eixos gire em relação aos demais. Tais trens chamam-se trens planetários ou epicicloidais. Olson et al (1987) definiram que os trens de engrenagens planetários consistem de uma ou mais engrenagens centrais com engrenagens planetas engrenadas e que giram em torno delas, de tal forma que os pontos dos planetas descrevam curvas epicíclicas. Brasil (1988) definiu os TEPs, como trens de engrenagens em que alguns eixos são móveis, girando não só em torno de si mesmos, mas também em torno de outro eixo do trem. As engrenagens planetas estão ligadas por um braço de tal forma que a distância entre os centros das engrenagens permaneça constante.

Os TEPs são sistemas de transmissão de alta complexidade cinemática e de difícil visualização. Entretanto, suas vantagens são grandes: compactos, leves, alta redução de velocidade, alta confiabilidade, alta densidade de potência, capacidade de bifurcação e adição de potência, capacidade diferencial, sistemas de múltiplas relações de transmissão e engrenamento permanente, permitindo ainda a minimização dos esforços nos mancais e alinhamento dos eixos. Estas são algumas das características que tornam os TEPs sistemas de grande potencial de aplicações, embora ainda não tanto estudado e pesquisado, de tal forma a permitir cada vez mais sua utilização em massa (Dedini, 1985).

Suas vantagens os tornaram preferíveis para o uso militar, onde múltiplos engrenamentos reduzem o risco de parada. O funcionamento suave também os tornam adequados para uso em submarinos e a grande capacidade de redução torna possível sua aplicação em turbinas. Os TEPs também são utilizados em aplicações aeroespaciais e em helicópteros, além do uso automotivo como diferencial e caixa de transmissão automática. Os TEPs são mecanismos interessantes porque tem dois graus de liberdade.

Pode-se aumentar a complexidade do TEP, alterando-se o arranjo da configuração das engrenagens planetárias. A introdução de uma engrenagem intermediária entre o planeta e a engrenagem central resulta na inversão do sentido de rotação do membro de saída e, portanto, interfere no caráter cinemático do trem planetário. Estas duas engrenagens planetárias não necessariamente podem estar alinhadas radialmente, como mostra a vista frontal da Figura 3(a). Quando se utiliza três planetários emparelhados, não é alterado o sentido de rotação. Estes tipos são chamados de TEP com **planetários emparelhados**. Além disso, pode ocorrer ainda de o TEP possuir pelo menos dois planetas solidários em um único eixo. São chamados de TEP com **planetário composto** (Figura 3 b). E é possível ainda, um TEP possuir simultaneamente planetários emparelhados e compostos (Figura 3 c).

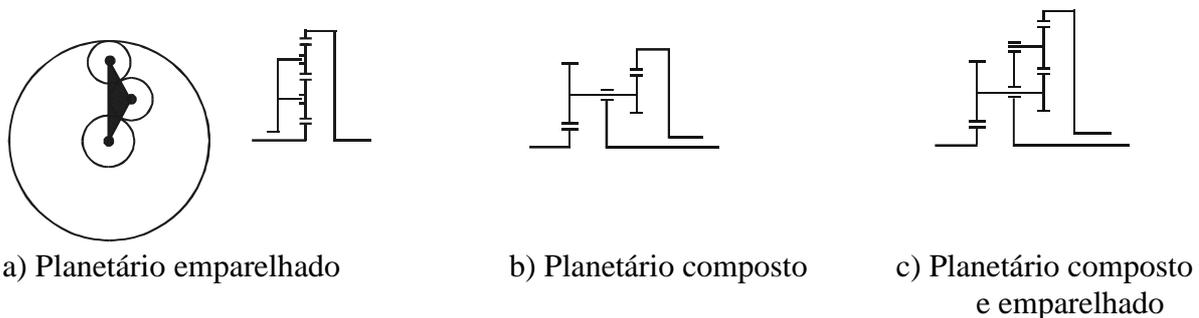


Figura 3 - Arranjos possíveis dos planetas nos TEPs.

Um TEP pode também possuir mais de um planeta entre as duas engrenagens centrais. Isso não muda o caráter cinemático do TEP. Um aumento do número de engrenagens planetárias resulta em uma maior divisão da carga transmitida entre os planetas. Essa é uma das grandes vantagens dos TEPs, onde o esforço nos mancais é bastante aliviado devido à simetria da aplicação da força pelos planetas, nos dentes da engrenagem solar. Portanto, deve-se sempre evitar a utilização de um único planetário porque, neste caso, não seria possível a compensação dos esforços. Na prática, normalmente se utilizam dois ou três planetas.

Uma importante classe de trens de engrenagens epicicloidais são os que possuem engrenagens cônicas (Figura 4 a). Somente com a utilização desse tipo de engrenagem é que se permite utilizar uma engrenagem solar com o mesmo número de dentes da engrenagem anular (Figura 4 b), o que seria impossível se todas fossem cilíndricas. A Figura 4(c) mostra como se transforma um TEP que possui somente engrenagens cilíndricas em um TEP com engrenagens cônicas, fazendo-se a inclinação do eixo que suporta os planetas. O uso de engrenagens cônicas não muda o caráter cinemático do planetário e a grande aplicação dessa

montagem são os diferenciais automotivos. Este presente trabalho se restringe ao estudo de TEPs com engrenagens cilíndricas.

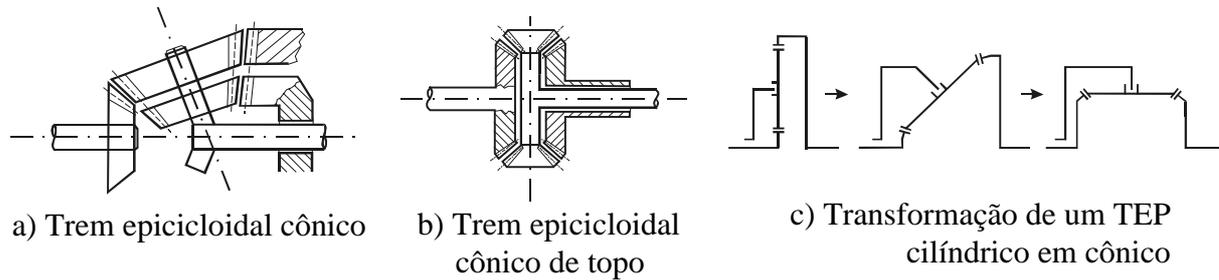


Figura 4 - TEPs com engrenagens cônicas.

3 – TIPOS DE TRENS PLANETÁRIOS

Lévai (1968), identificou em seu trabalho, quatro tipos de TEPs: 1) TEP Elementar; 2) TEP Simples; 3) TEP Ligado (TEP Incorporado) e 4) TEP Satélite e Planeta. Os tipos 2, e 3 são os mais importantes na prática.

3.1 - TEP Elementar:

São aqueles que possuem apenas uma engrenagem central. Entende-se por engrenagem central aquela cujo eixo de rotação é o eixo principal do TEP. Assim, a engrenagem solar e anular são engrenagens centrais, conforme mostra a Figura 5.

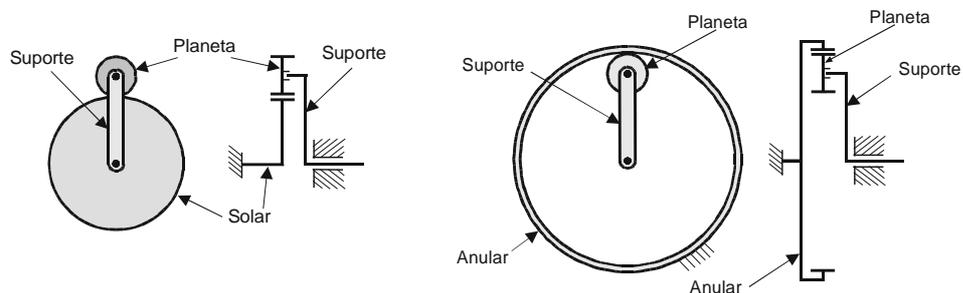


Figura 5 - Exemplos de TEP elementar.

3.2 TEP Simples:

São aqueles que possuem duas engrenagens centrais, um ou mais planetas e um suporte. A alteração da quantidade de engrenagens planetárias não interfere seu enquadramento como TEP simples. A utilização de um número maior de planetas contribui para uma maior e melhor distribuição das cargas atuantes. Este tipo também é chamado de TEP básico.

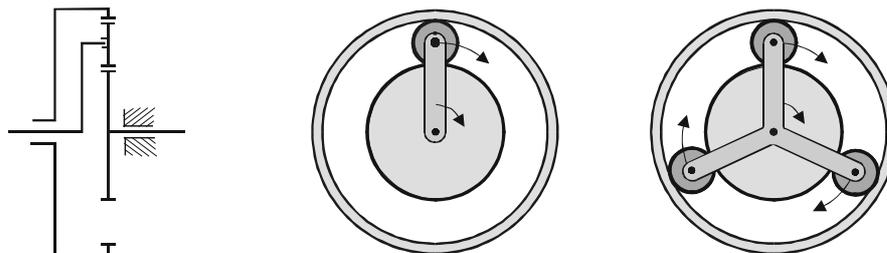


Figura 6 - Exemplos de TEP simples com 1 e 3 planetas.

3.3 - TEP Ligado

Os TEPs ligados se caracterizam pelo fato de que possuem mais de duas engrenagens centrais e podem ser separados em dois ou mais planetários simples. A separação de um TEP ligado não será muito óbvia se existir um incorporamento entre planetas e, neste caso, o TEP é classificado como incorporado. Trata-se portanto, de um caso particular do TEP ligado. A nomenclatura utilizada na Figura 7 é: P para engrenagens de dentes externos (positivo), N para engrenagens de dentes internos (negativo) e a letra entre parêntesis refere-se a planetas.

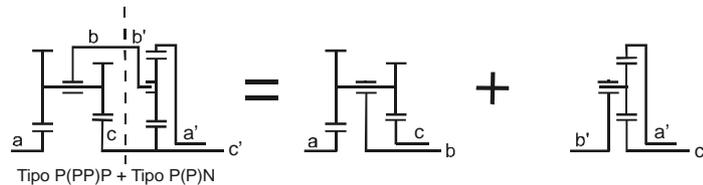


Figura 7 - Exemplo de TEP ligado.

3.4 - TEP Satélite e Planeta

Um TEP é classificado como satélite e planeta quando um TEP secundário é introduzido no eixo do planetário do TEP primário, conforme mostra a Figura 8.

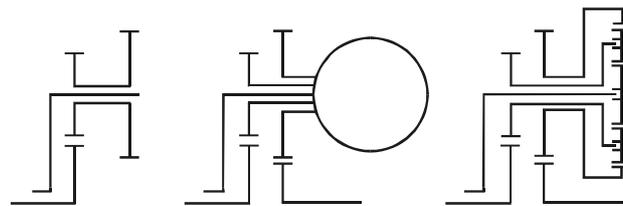


Figura 8 - Exemplo de TEP satélite e planeta.

4 - REPRESENTAÇÃO DOS TEPs

Como existe uma grande variedade de possibilidades de configurações de TEPs, torna-se necessário estabelecer formas de representação, para se definir e identificar o sistema em estudo. Diversas formas de representação de sua topologia já foram desenvolvidas. Basicamente existem três tipos de representação: funcional, esquemática e por grafo. A representação funcional pode ainda ser apresentada na forma tridimensional, em corte ou convencional. A representação esquemática pode ser apresentada sob a forma de esquema para definir um TEP e sob a forma de diagrama esquemático de blocos para definir as ligações entre vários TEPs. A representação por Grafo, mais recentemente utilizada para representar os TEPs, tem a vantagem de facilitar a utilização de computadores para a solução de problemas relativos a este mecanismo. Para solucionar dificuldades de isomorfismo identificadas na representação por grafo originariamente proposta, foi apresentada uma nova forma de representação por grafo, além da forma canônica. Cada uma destas formas de representação serão tratadas nos próximos itens. A Figura 9 ilustra as formas de representação disponíveis com os respectivos exemplos.

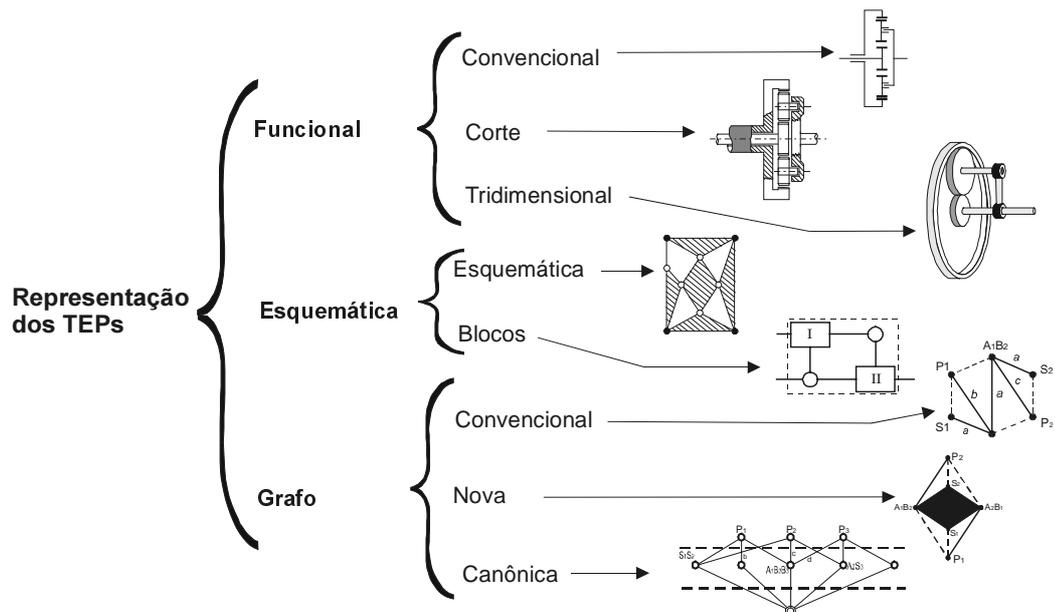
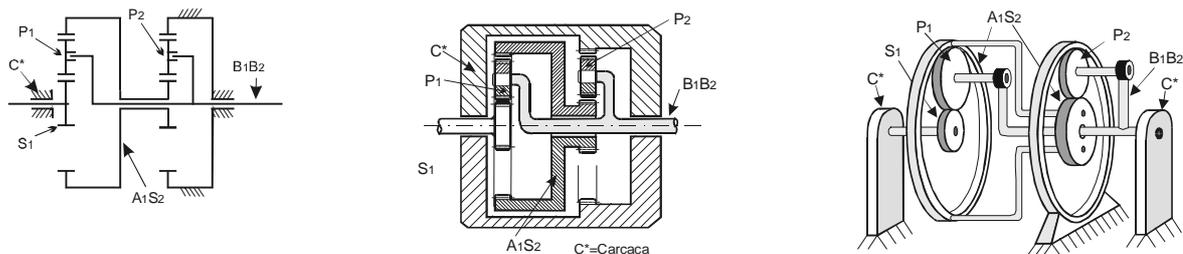


Figura 9 - Formas de representação dos TEPs.

4.1 - Representação Funcional

A representação funcional foi a primeira a ser empregada para identificar um TEP. Sua vantagem é que há paridade entre o modelo e a representação. Ela pode ser apresentada sob a forma convencional (croqui), em corte e tridimensional. A Figura 13 mostra as três formas de representação funcional de um mesmo TEP, onde as engrenagens são representadas pelos seus círculos primitivos que indicam em que pontos elas se tocam. Devido a simetria dos mecanismos planetários, é usual a representação de apenas metade do mecanismo. A representação funcional do TEP é feita incluindo a carcaça ou apoio do mecanismo. Quando não se inclui a carcaça ou apoio, obtêm-se a estrutura cinemática.



(a) Convencional

(b) Em corte

(c) Tridimensional

Figura 10 - Representação funcional de um TEP.

4.2 - Representação por Esquema

Há duas formas distintas de representação esquemática de trens de engrenagens planetárias: através de um esquema ou através de um diagrama de blocos. A primeira forma tem por finalidade identificar sua estrutura cinemática e a segunda tem por objetivo o estudo cinemático e do fluxo de potência em um sistema de vários TEPs ligados. A seguir, será detalhado a metodologia de cada uma destas formas de representação.

4.2.1 - Representação Esquemática

A forma de representação esquemática de um TEP foi publicada em 1969 por Buchsbaum e Freudenstein (1970) para identificar sua estrutura cinemática. Um vértice, representado por um círculo branco, significa um suporte de um eixo ou o próprio eixo. Um vértice, representado por um círculo preto, significa que há um engrenamento. Assim, cada elemento (conjunto de engrenagens e/ou eixos que sejam solidários entre si) do TEP forma um polígono hachuriado cujo número de vértices dependerá do número de vínculos (engrenamentos, apoios, eixos) deste elemento. O menor número de vínculos que um elemento isoladamente pode ter é dois (exemplo: uma engrenagem tem o vínculo do engrenamento e o apoio em torno de um eixo). Neste caso, o polígono sombreado se reduz a uma linha que une os dois vértices - um branco e o outro preto. Uma engrenagem bí-apoiada ou um eixo trí-apoiado será representado por um polígono de três vértices (um engrenamento e dois apoios ou os três apoios). Três engrenagens solidárias com um furo central para o eixo será representada por um polígono de quatro vértices. A Figura 11 mostra um exemplo.

É importante salientar que a soma do número de áreas sombreadas e das linhas isoladas representa o número de elementos do trem epicicloidal, aí incluído a carcaça ou apoio. O TEP da figura tem 6 elementos. A representação esquemática conta com 5 áreas sombreadas e mais um segmento que representa a engrenagem solar S_1 com o vínculo do engrenamento (círculo preto) na planetária P_1 e um vínculo de apoio e pivotamento na carcaça C^* (círculo branco).

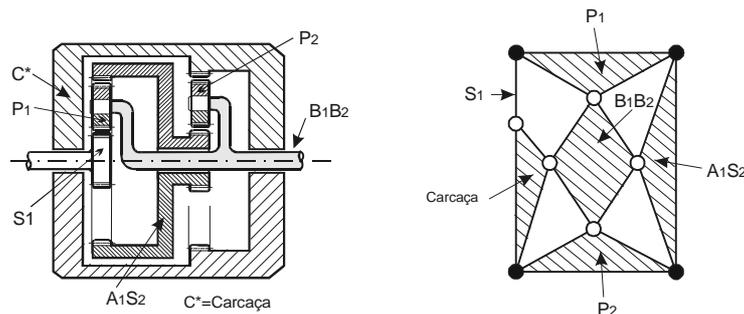


Figura 11 - Representação funcional em corte e esquemática do mesmo TEP.

4.2.2 - Representação Esquemática por Diagrama de Blocos

Macmillan (1961) propôs uma forma de representação para o estudo do fluxo de potência em mecanismos diferenciais. Sanger, em seu trabalho de 1972, sobre síntese de TEPs, utilizou esta forma de representação em um sistema de vários planetários conectados entre si. Este tipo de montagem é bastante utilizada em sistemas de transmissão de múltiplas velocidades. O elemento básico é o TEP simples, com dois graus de liberdade, que pode estar acoplado com outros TEPs. As conexões externas do TEP podem ser usadas como entrada, saída ou membro de controle. Portanto, para uma representação esquemática por diagrama de blocos é necessário se conhecer o número de TEPs e suas respectivas conexões. Os TEPs são representados por blocos e as conexões por círculos, conforme demonstra a Figura 12.

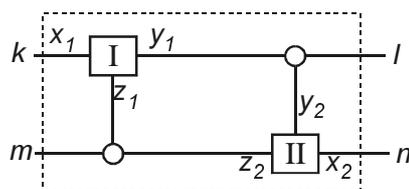


Figura 12 - Representação de dois TEPs ligados e suas conexões.

4.3 - Representação por Grafo

Segundo Wilson et al (1990), um grafo é um diagrama que consiste de pontos chamados vértices, unidos por linhas chamadas bordas, de tal forma que cada borda une dois vértices. A teoria de representação por grafo tem uma ampla faixa de aplicação, desde estudos sobre sistemas flexíveis de manufatura, gerenciamento da produção, tráfego urbano e até a representação de mecanismos. A representação por grafo tem sido usada como modelo de mecanismos desde 1960 (Olson et al.). Sua utilização tem a vantagem de facilitar o uso de computadores e sua principal característica é que há uma correspondência paritária entre os vértices e os elementos do TEP e as bordas com as ligações entre os elementos. O grafo também pode ser apresentado sob a forma de matriz, de onde se pode utilizar técnicas algébricas para a análise do TEP.

4.3.1 - Representação Convencional por Grafo

A representação convencional por grafo de um TEP é feita da seguinte forma: 1) Cada elemento é representado por um vértice. Engrenagens distintas mas solidárias são representadas por um único vértice ou seja, trata-se de um único elemento. Idem para uma engrenagem solidária com um eixo. O braço também é considerado um elemento assim como as engrenagens. Elementos fixos são representados por um círculo em torno do vértice. 2) As bordas ou lados tracejados representam um engrenamento entre dois elementos. São chamadas de “bordas de engrenamento”. 3) Uma borda ou lado de linha contínua indica que um elemento gira ou pivota sobre o outro. Este lado é chamado de “borda de revolução”. 4) Cada borda e cada vértice é denominado com o respectivo símbolo utilizado nas demais formas de representação.

Esta representação é comumente chamada de bicolor em função da necessidade de distinguir a diferença entre uma ligação de elementos através de engrenamento ou pivotamento. Para ilustrar este tipo, têm-se na Figura 13 a representação funcional convencional e a respectiva representação por grafo. Alguns autores utilizam bordas contínuas para ambos os casos, diferenciando-as pela espessura da linha.

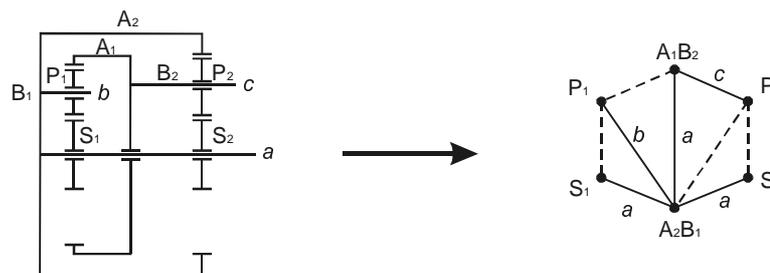


Figura 13 - Representação por grafo.

Entretanto, a representação por grafo convencional pode resultar em que o mesmo TEP possa ter mais do que uma representação (Hsu - 1992). Segundo Hsieh (1987), quando existe três ou mais elementos coaxiais em um TEP, pode-se fazer um rearranjo nos elementos coaxiais sem afetar e alterar a funcionabilidade do mecanismo. Isto pode resultar em um problema de isomorfismo. Dois grafos são ditos isomórficos se existe uma correspondência biunívoca entre seus vértices e bordas. Para os TEPs, dois grafos não isomórficos ou distintos podem representar mecanismos cinematicamente equivalentes. Tais grafos são chamados de pseudoisomórficos.

Para superar esta dificuldade, foi então proposta uma nova forma de representação por grafo, abordada no item seguinte.

4.3.2 – Nova Representação por Grafo

Diversos autores (Olson et al., Yan and Hsu) publicaram, após 1987, uma nova proposta de representação de TEPs por grafo, sem os inconvenientes verificados em sua forma convencional. Nesta nova representação, um TEP com “n” elementos é identificado por um grafo completo com “n” vértices. A diferença é que, além de vértices, bordas de engrenamento (linha tracejada) e bordas de revolução (linhas contínuas) ainda se tem um polígono sólido. Por esta proposta, um único grafo da Figura 17 representa o TEP mostrado na Figura 16.

Considerando que os elementos que giram em torno de um mesmo eixo estão em um mesmo nível, Hsu propõe uma nova forma de representação de TEPs por grafo, onde estes elementos de mesmo nível formam um polígono sólido.

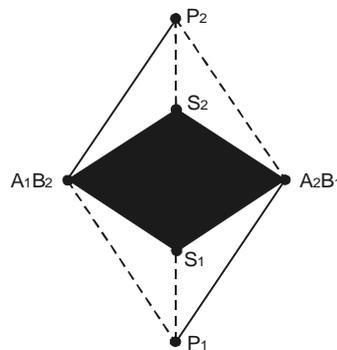


Figura 14 - Nova representação por grafo do TEP da Figura 13.

4.3.2.1 –Representação por Matriz

A matriz *adjacency* é a fundamental e completa representação de um grafo. Existem diferentes tipos de matriz que caracterizam um grafo. Um exemplo é a matriz *adjacency* de elemento-a-elemento ou um-para-um. Esta matriz, para representar um TEP de “n” elementos, é definida como uma matriz de $n \times n$ cujos elementos são dados por $a_{ij} = 1$ se o elemento i é adjacente com j e, caso contrário, $a_{ij} = 0$ (inclusive $a_{ii} = 0$).

Para a nova representação por grafo com n vértices, a matriz *adjacency* A pode ser definida como uma matriz simétrica de ordem n em que o elemento $a_{ij} = 1$ se o vértice i é adjacente ao vértice j por uma borda de revolução (linha cheia), $a_{ij} = 2$ se i é adjacente ao vértice j , unidos por uma borda de engrenamento (linha tracejada), $a_{ij} = m$ se o vértice i é adjacente ao vértice j com um polígono sólido com m vértices e $a_{ij} = 0$ se os vértices não são adjacentes. Ainda se tem $a_{ii} = 0$. Por exemplo, a Figura 14 apresenta um grafo com 6 vértices, bicolorido e com um polígono sólido de 4 vértices. A correspondente matriz de conectividade utilizando a seguinte ordem dos elementos ($P_1, P_2, S_1, S_2, A_1B_2$ e A_2B_1) é:

$$A = \begin{vmatrix} 0 & 4 & 4 & 4 & 2 & 0 \\ 4 & 0 & 4 & 4 & 2 & 1 \\ 4 & 4 & 0 & 4 & 0 & 2 \\ 4 & 4 & 4 & 0 & 1 & 2 \\ 2 & 2 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 2 & 2 & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad (1)$$

4.3 – Representação Canônica por Grafo

Para evitar o problema já relatado na seção 4.3.1 do pseudoisomorfismo na representação convencional por grafo, diversos autores (Tsai-1988, Chatterjee-1995) propuseram uma outra alternativa em função da existência de pelo menos três elementos coaxiais: a representação canônica por grafo. Nesta representação, há uma distinção entre as bordas e os vértices que são divididos em vários níveis. No primeiro nível, ficam as representações das engrenagens solar e anular e o braço. No segundo nível, ficam os planetas. Abaixo de todos está o nível base, que representa o eixo comum do conjunto. A Figura 15(b) mostra um exemplo de representação canônica por grafo do TEP da Figura 15(a).

A representação canônica por grafo tem sua aplicação típica na ilustração de “caixa de transmissão epicicloidial” conhecidas também por “caixa de transmissão automática” utilizada amplamente em automóveis. Estes sistemas normalmente trabalham com um único eixo comum, apoiado em uma carcaça por rolamentos. A taxa de redução do conjunto é a relação entre a rotação do eixo de saída e a rotação do eixo de entrada. Com a utilização de freios e embreagens, várias taxas de redução são obtidas.

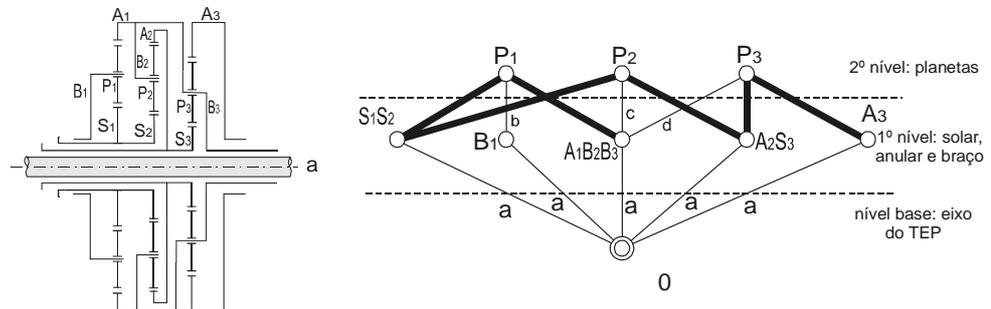


Figura 15 - (a) Representação funcional e (b) respectiva representação canônica por grafo.

5 – EXEMPLO DE APLICAÇÃO

Na Figura 16, é apresentado um exemplo das diversas representações de um sistema de transmissão chamado “caixa Wilson” de 4 velocidades. Trata-se de uma série de quatro TEPs ligados entre si com 10 elementos e uma carcaça. Pela representação por diagrama de blocos, pode-se observar que há duas ligações diretas a um TEP (S_1 e A_4), três conexões unindo duas saídas (B_1A_2 , S_2S_3 , B_3B_4) e uma conexão unindo quatro saídas o que resulta em um sistema com dois graus de liberdade. Para utilização deste sistema como transmissão, é necessário atuar nos membros de controle de tal forma que resulte em grau de liberdade igual a 1. Aplicando-se um freio de cada vez, obtêm-se este resultado, alterando a relação de transmissão, sem necessidade de que haja desengrenamentos dos elementos.

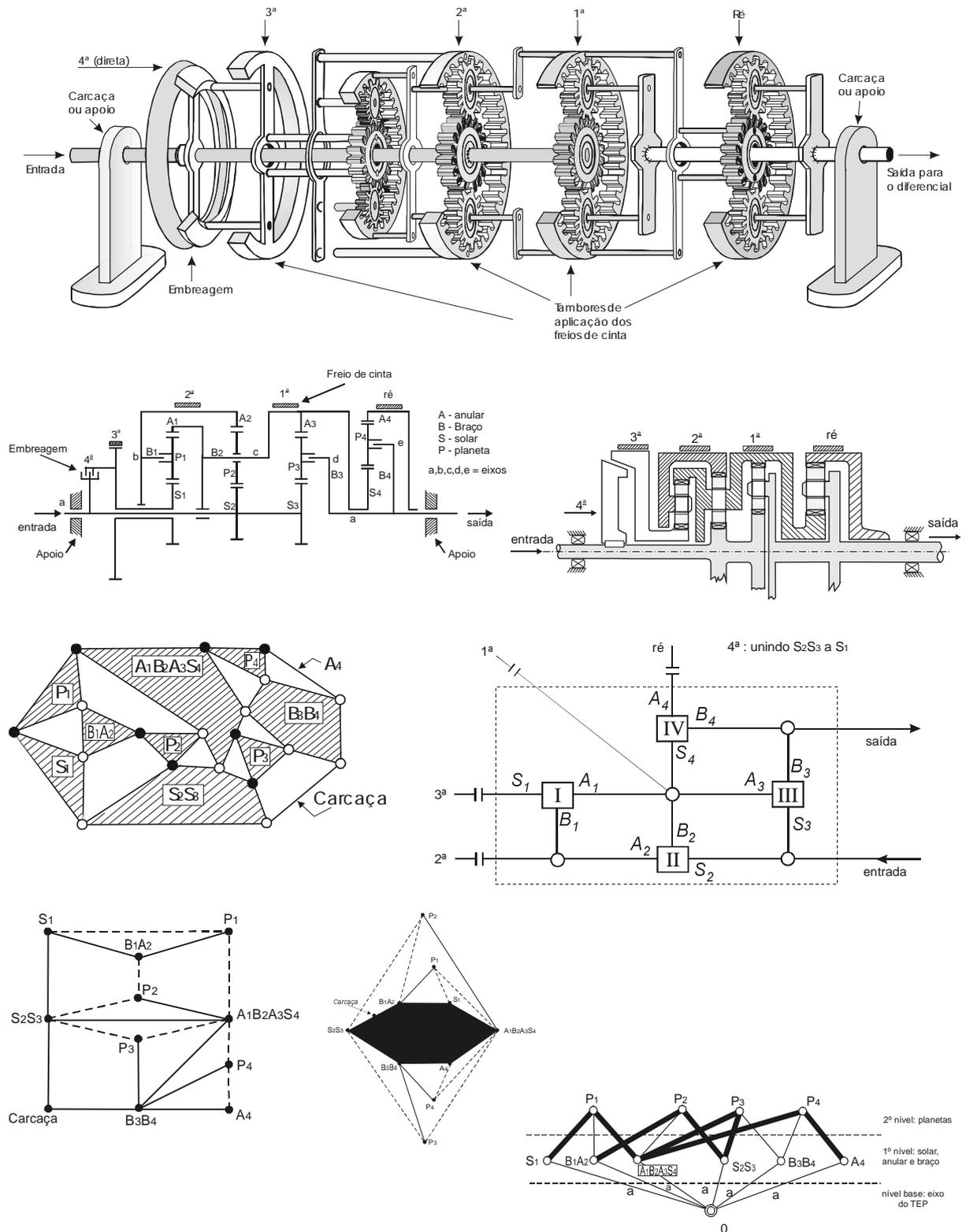


Figura 16 - Formas de representação da caixa Wilson de 4 velocidades.

6 – CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentada diversas formas de representação dos TEPs adotadas por vários autores mostrando, através do exemplo de aplicação da caixa Wilson, como construí-las. Para os pesquisadores de sistemas automáticos de transmissão, esse trabalho objetiva ser uma fonte de consulta, por condensar, em um único texto, várias formas de representação disponíveis.

7 – BIBLIOGRAFIA

- Brasil, H. V.**, Máquinas de Levantamento, *Editora Guanabara S.A*, Rio de Janeiro, 230 p., 1988
- Buchsbaum, F., Freudenstein, F.**, Syntesis of Kinematic Structure of Geared Kinematic Chains and other Mechanisms, *Journal of Mechanisms*, v. 5, p. 357-392, 1970.
- Charterjee, G., Tsai, L. W.**, Computer-Aided Sketching of Epicyclic-Type Automatic Transmission Gear Trains, *Technical Research Report of ISR*, paper TR 95-92, 7 p., 1995.
- Dedini, F. G.**, Projeto e Otimização de uma Transmissão Planetária por Rolos de Tração, *Dissertação de Mestrado*, UNICAMP, 150 p. , 1985.
- Dubbel, H.**, Manual Del Constructor de Maquinas, 2ª Edição, Editorial Labor S.ª, Barcelona, Madri, 1951 p., 1944
- Hsieh, H-I.**, Enumeration and Selection of Clutching Sequences Associate with Epicyclic-Type Transmission Mechanisms, Tese (Doutorado), 212 p., 1997
- Hsu, C. H.**, A Graph Representation for the Structural Synthesis of Geared Kinematic Chains, *Journal of Franklin Institute*, v. 330, nº. 1, p. 131-143, janeiro 1993.
- Hsu, C. H., Lam, K. T.**, A New Graph Representation for the Automatic Kinematic Analysis of Planetary Spur-Gear Trains, *ASME Journal of Mechanical Design*, v. 114, p. 196-200, 1992.
- Lévai, Z.**, Structure and Analysis of Planetary Gear Trains, *Journal of Mechanism*, v. 3, p. 131-148, 1968
- Lima, C. S.**, Trem de Engrenagens Planetários: Análise, Síntese e Aplicação em Veículo Híbrido, *Dissertação de Mestrado*, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, 1980.
- Macmillan, R. H.**, Power Flow and Loss in Differential Mechanisms, *Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 3, n. 37, p. 45-53, 1961
- Olson, D. J., Riley, D. R.**, A New Graph Theory Representation for the Topological Analysis of Planetary Gear Trains, *Proceedings of the 7th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, v. 3, p. 1421-1425, 1987.
- Pires e Albuquerque, O. A. L.**, Elementos de Máquinas, Editora Guanabara Dois S. A. , Rio de Janeiro, 440 p., 1980
- Sanger, D. J.**, Syntesis of Multiple-Speed Transmissions of the Planetary – Gear Type, *Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 14, p. 93-101, 1972
- Shigley, J. E.**, Elementos de Máquinas, Livros Técnicos e Científicos Editora S. A, Rio de Janeiro, 700 p., 1984.
- Tsai, L. W., Lin, C. C.**, The Creation of True Two-Degree-of-Freedom Epicyclic Gear Trains, *Technical Research Report of ISR*, paper TR 88-21, 1988
- Wilson, R. J., Watkins, J. J.**, Graphs – An Introductory Approach, *John Wiley & Sons*, 340 p., 1990.

UMA EXPERIÊNCIA EM PROJETO CONCEITUAL DE PRODUTO NO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UFPA

Celso Augusto Coelho

Antonio Jorge Hernandez Fonseca

Rodrigo José de Andrade Vieira

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66075-970, Belém, PA, Brasil. E-mail: celsocoe@ufpa.br

Resumo

O presente artigo tem a finalidade de apresentar um reprojeto de uma cadeira escolar utilizando as metodologias apropriadas, objetivando encontrar meios de desenvolvimento de produto para obter a diminuição de custos, aumento de confiabilidade e conforto a partir da opinião dos clientes. Este artigo se originou de um trabalho desenvolvido na disciplina Introdução ao Projeto de Produtos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará.

Palavras-chave: Projeto conceitual, Desenvolvimento de produtos, Cadeira escolar.

1. INTRODUÇÃO

Modernas teorias de desenvolvimento de produtos são unânimes em apontar o atendimento às necessidades do consumidor como fundamental para o sucesso de novos produtos, principalmente porque, por trás da decisão de se desenvolver um produto novo, sempre está a necessidade de competitividade e sobrevivência da empresa. O presente trabalho teve como uma de suas premissas fazer o levantamento dos requisitos do produto através da coletânea de informações diretamente dos usuários do produto, no caso a cadeira escolar. Esse tipo de metodologia permite que seja identificada através das informações coletadas, as novas características ou problemas que a cadeira escolar deverá apresentar em seu reprojeto para que a mesma não venha a cair na insatisfação de seus usuários diretos ou indiretos. O produto proposto tem características simples, o que torna fácil a implantação de metodologias sobre desenvolvimento de produtos.

2. LEVANTAMENTO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO

Nesta etapa, foi tomado como base a metodologia sugerida pelo Prof. A. J. H. FONSECA, na sua tese de Mestrado (Fonseca, 1996).

2.1. Definição do problema de projeto

O problema de projeto apresentado à equipe de desenvolvimento foi:

Executar o reprojeto de uma cadeira escolar, visando uma redução nos custos de produção, melhoramento do conforto dos usuários e do processo produtivo.

Antes de iniciar o processo de projeto deve-se levar em conta algumas informações mínimas básicas que permitam direcionar o trabalho na fase de projeto informacional.

Os itens necessários levantados pela equipe de projeto foram: tipo de projeto, tipo de produto, dados do estudo de marketing prévio, volume planejado de fabricação, desejos explícitos exposto no problema de projeto e restrições do projeto ou do produto.

Levantados os elementos acima, passa-se a “ordem de projeto” (Fig. 1).

Definidos os elementos indispensáveis para o início do projeto, passa-se à elaboração do projeto informacional aplicando a sistematização proposta.

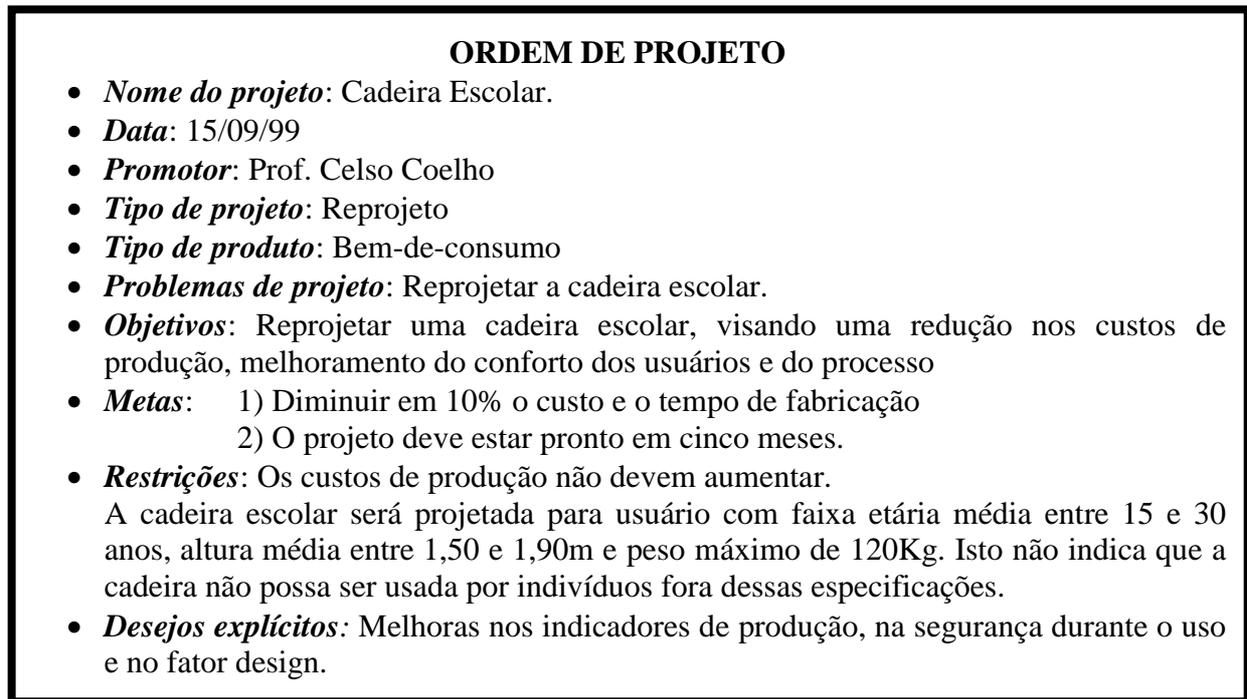


Figura 1. Ordem de Projeto. (Fonseca, 1996)

2.2. Determinação das especificações de projeto da cadeira

Será utilizada a seqüência descrita na Figura 2

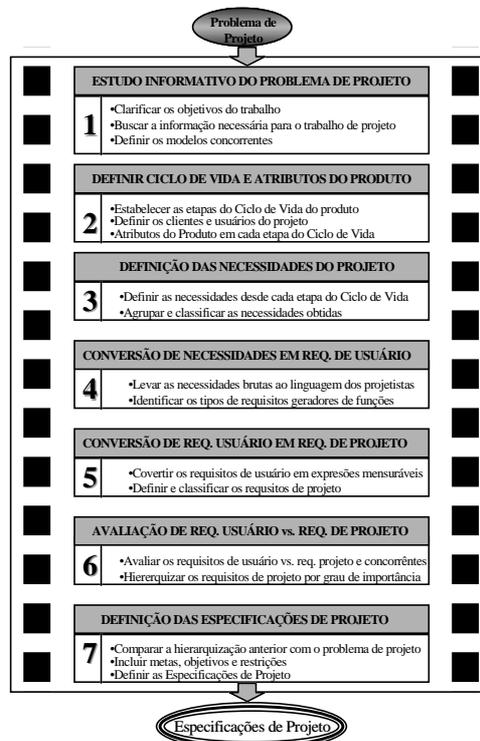


Figura 2. Etapas e tarefas da fase de projeto informacional. (Fonseca, 1996)

2.2.1. Primeira etapa. Estudo informativo do problema de projeto.

O objetivo desta primeira etapa é fazer um trabalho informativo com relação ao projeto que vai ser iniciado. A primeira tarefa é:

a) Clarificar os objetivos do trabalho.

Esta tarefa está relacionada com os motivos para o reprojeto da cadeira. Foi necessário levantar informações sobre os aspectos básicos da filosofia do reprojeto, todos baseados no produto existente, o qual significa que para clarificar os objetivos, é necessário estudar em detalhes os problemas apresentados pelo produto original que vai ser reprojeto. Desta maneira, passa-se à tarefa seguinte.

b) Buscar a informação necessária ao trabalho de projetos.

Foi feita uma análise detalhada, centrada na cadeira atualmente produzida, em quatro direções diferentes: de produção, ergonômicos de design e de transporte e armazenamento.

Foi providenciada uma cadeira para fazer testes ergonômicos e de uso, assim como foi visitada a fábrica produtora e uma oficina de manutenção para constatar na prática os problemas confrontados durante a produção e manutenção, visando ganhar clareza no enfoque dos problemas que motivaram o problema de projeto.

Durante a visita, a equipe de projeto ganhou informação sobre os concorrentes e tecnologia de produção adequadas, iniciando assim a terceira tarefa desta etapa.

c) Definir os modelos de produtos concorrentes.

Direcionados pela fábrica que produz a cadeira, a equipe de projeto procurou produtos similares, entre eles, cadeiras de auditório, de instituições particulares, cadeiras de plástico e outros

2.2.2. Segunda etapa. Definir o ciclo de vida e os atributos do produto.

Esta atividade foi apoiada na experiência anterior com o produto que era produzido. Cada problema do ciclo de vida do novo produto, tomou como base o que aconteceu com o produto original. Baseado neste critério, se decidiu o novo ciclo de vida, assim como os atributos relevantes do produto, os que serão levados em consideração para a análise do reprojeto.

a) Estabelecer as fases do Ciclo de Vida do produto.

As fases do ciclo de vida decididas segundo a experiência com o produto original foram: Projeto/Produção/Montagem em fábrica/Embalagem/Armazenagem/Transporte/Venda/Compra/Uso/Função/Manutenção/Desativação/Reciclagem/Descarte.

b) Definir os clientes do projeto.

Baseado no ciclo de vida decidido, passou-se a identificar os clientes envolvidos com o reprojeto. Desta maneira, os *clientes internos* são os projetistas, os produtores, os montadores, os embaladores, os transportistas e os armazenistas; os *clientes intermediários* são os vendedores e os compradores; os *clientes externos* são os usuários diretos da cadeira, o pessoal de manutenção, o pessoal de desativação e o pessoal da reciclagem e descarte.

c) Definir atributos do produto nas fases do ciclo de vida.

Foram decididos os 10 atributos básicos mínimos propostos, como atributos adequados para o trabalho com a cadeira. Neste caso são:

Atributos Básicos	Ergonômico: Aspectos vinculados com a relação homem-máquina. Ergonomia do uso. Sequência de ações, Uso.
	Estético: Aspectos vinculados com a aparência do produto. Expressividade, Símbolos, Signos, Linguagem do produto, Semiótica.
	Econômico: Aspectos vinculados com o custo de produção e o preço de venda. Financiamentos, Capital, Juros, Amortização.
	Segurança: Aspectos vinculados com a segurança no uso e funcionamento. Proteção contra acidentes, Atos inseguros, Ações inseguras.
	Confiabilidade: Aspectos vinculados com o uso e funcionamento estável. Taxa de falhas, Redundâncias ativa e passivas.
	Legal: Aspectos vinculados com as leis do país onde vai ser comercializado o produto. Leis sobre segurança, Leis ambientais, Leis de comércio.
	Patentes: Problemas relativos ao uso de patentes registradas. Grau de novidade do produto, Pagamentos de royalties, Uso de patentes.
	da Normalização: Problemas relativos ao uso de elementos normalizados. Normas nacionais, Regionais, Locais e de Fábrica.
	da Modularidade: Problemas relativos ao projeto modular de componentes. Módulos de fabricação, de Uso e de Manutenção
	do Impacto Ambiental: Problemas relativos à contaminação ambiental. Desativação, Reciclagem, Descartes.

Figura 3. Atributos básicos. (Fonseca, 1996)

2.2.3. Terceira etapa. Definição das necessidades do projeto.

Conformou-se, para enfrentar o projeto informacional, a equipe de projeto. Com esta equipe, foram decididas, diretamente, as necessidades de cada etapa do ciclo de vida do projeto. Foram usados questionários para a obtenção das necessidades de projeto sendo elaborados por fases do ciclo de vida (decidido antes) e pelos atributos básicos. Como o processo de obtenção é direto, as necessidades foram expressadas na forma de requisitos de usuário. Os questionários foram aplicados aos usuários diretos, produtores, compradores e empresas de manutenção (recuperação).

2.2.4. Quarta etapa. Conversão das necessidades em requisitos de usuário.

Como foi utilizado o mecanismo de obtenção direta das necessidades mediante a matriz de apoio à geração de necessidades, as mesmas foram obtidas, diretamente, na forma de requisitos de usuário. Isto significa que a tarefa de:

a) **Levar as necessidades à linguagem dos projetistas.**

Os requisitos de usuário definidos estão expostos na casa da qualidade (Fig.4)

b) **Identificar os tipos de requisitos geradores de funções.**

Na lista de requisitos de usuário não existe nenhuma função, pois todos os requisitos de usuário puderam ser expressados através dos verbos “ser, estar, ou ter”.

2.2.5. Quinta etapa. Converter os requisitos de usuário em requisitos de projeto.

Esta etapa tem duas tarefas. A primeira é:

a) Converter requisitos de usuário em expressões mensuráveis.

Esta tarefa é a de converter os requisitos de usuário em requisitos de projeto. Foi executada com apoio de uma matriz de conversão.

b) Definir e classificar os requisitos de projeto.

Os requisitos de projeto definidos na matriz de apoio ou conversão classificados segundo o critério dos atributos básicos do produto e decididos pelo consenso da equipe mista conformada em:

- **Ergonômicos:**
Utilizar formas ergonômicas;
Eliminar cantos vivos;
Eliminar ressaltos;
Aumentar área da mesa e do encosto;
Utilizar mesa com porta material;
Utilizar mesa inclinada;
Utilizar formas encaixáveis
- **Estética:**
Evitar cores vivas;
Utilizar peças similares;
Utilizar estrutura cilíndrica / quadrada.
- **Econômico:**
Usar aço, plástico, fibra, fôrmica;
Utilizar peças similares;
Eliminar excessos de estrutura.
- **Confiabilidade:**
Reduzir peças;
- **Normalização:**
Utilizar fixadores padrões.
- **Modularidade:**
Reduzir juntas complexas;

2.2.6.- Avaliação dos requisitos de usuário vs. requisitos de projeto.

É a etapa da casa da qualidade. Esta deve ser trabalhada em conjunto no grupo multidisciplinar conformado.

a) Avaliar requisitos de usuário vs. requisitos de projeto.

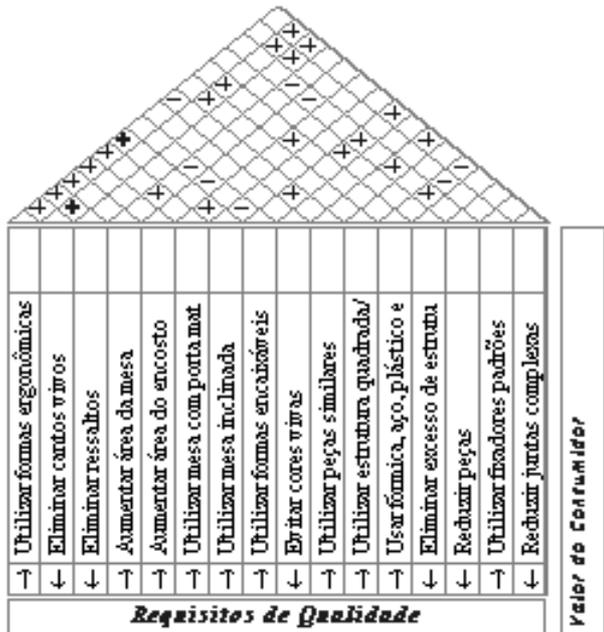
A casa da qualidade aparece na Figura 4.

b) Hierarquizar os requisitos de projeto por grau de importância.

Da casa da qualidade se obtém as duas hierarquizações decorrentes das avaliações dos requisitos de usuário vs. os requisitos de projeto sem levar em conta as avaliações do teto e levando em conta as avaliações do teto. Foram analisadas as duas hierarquizações, dividindo em quatro grupos. Observou-se, que a presença dos requisitos, aproximadamente se conserva nos primeiros grupos. Pode-se concluir então que as avaliações têm validade, passando-se a decidir a hierarquia final, adotando à avaliação que leva em consideração o teto.

Projeto Cadeira Escolar - UFFa
 Alon, Macedo, Moura e Rodrigo
 1409/99

Relações Cadeiras x Cadeiras	
F. Positivo	+
Positivo	+
Negativo	-
F. Negativo	-
Relações O que é x Cadeiras	
Forte	●
Médio	⊙
Fraco	○



Necessidades do Consumidor	Requisitos de Qualidade																Valor do Consumidor	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		
Não seja dura	●																●	90
Não ter cantos vivos	○	●	⊙														⊙	80
Ter medidas ergonômicas	●			⊙	⊙	○	⊙										⊙	95
Ter estrutura leve	○			⊙	⊙	○											○	85
Ter formas anatômicas	●	⊙	⊙	○	○		○										⊙	90
Não ter rebaixos (de rebreaj)	○	○	●														●	80
Ter encosto maior	⊙				●												⊙	70
Ter cor agradável										●							⊙	65
Ter fácil montagem			⊙	⊙						○							○	70
Ser protada sem desperdício				⊙	⊙	○				○							⊙	60
Ser facilmente transportada	○	○	○	○	○					●								95
Ser facilmente armazenada	○	○	○		○					●								95
Ter fácil montagem				○	○					●							⊙	90
Ter mínimo tempo de produção										●							⊙	80
Ter mínimo custo de produção	⊙			⊙	⊙	○				⊙							⊙	80
Ter estrutura mais resistente				○	○												○	60
Ter porta lateral da mesa	○					●	○										○	70
Ter mesa inclinada	⊙					○	●	○										75
Ter porta lateral	○					●	○	○									⊙	80
Ter madeira que não se deteriore																	●	70
Ter mesa mais larga	○			●	○					○							⊙	80
Valor:		2715	1150	1310	1695	1740	1385	900	2555	405	2465	990	4235	2435	2890	1540	1585	
Classif. dos Req.: critério sem telhado	3*	13*	12*	8*	7*	11*	15*	4*	16*	6*	14*	1*	8*	2*	10*	9*		
Classif. dos Req.: critério com telhado	1*	5*	7*	11*	14*	9*	13*	2*	16*	6*	15*	4*	10*	3*	12*	8*		

Figura 4. Casa da qualidade da cadeira escolar.

Hierarquia final dos requisitos de projeto:

1º Grupo	2º Grupo	3º Grupo	4º Grupo
1) Utilizar formas ergonômicas	5) Eliminar cantos vivos	9) Utilizar mesa com porta material	13) Utilizar mesa inclinada
2) Utilizar formas encaixáveis	6) Utilizar peças similares	10) Eliminar excesso de estrutura	14) Aumentar área do encosto
3) Reduzir peças	7) Eliminar ressaltos	11) Aumentar área da mesa	15) Utilizar estrutura quadrada / cilíndrica
4) Usar fórmica, plástico e fibra	8) Reduzir juntas complexas	12) Utilizar fixadores padrões	16) Evitar cores vivas

2.2.7. Definição das especificações de projeto.

A primeira tarefa é:

a) Comparar a hierarquização com o problema de projeto.

A comparação é feita visando a adição dos elementos incluídos no problema de projeto. Para o caso sob análise somente são as metas, restrições e objetivos.

b) Incluir metas, objetivos e restrições.

No problema de projeto aparecem as metas, objetivos e restrições.

c) Definir as especificações de projeto.

Finalmente as especificações de projeto da cadeira escolar, além das metas, objetivos e restrições são:

Especificação de Projeto	Objetivo	Sensor	Saída Indesejável	Observações
1. Utilizar formas ergonômicas	Maior conforto	Aceitação do usuário direto	Difícil montagem	Não sacrificar os objetivos e as restrições
2. Utilizar formas encaixáveis	Facilitar a montagem, transporte e armazenagem	Aceitação da fábrica	Muitas peças novas	Idem.
3. Reduzir peças	Diminuir peso	Quantidade de peças	Aumentar o número de peças	Idem.
4. Usar fórmica, plástico e fibra	Manter Qualidade	Aceitação pela fábrica	Solução complexa ou custosa	Idem.
5. Eliminar cantos vivos	Evitar acidentes	Segurança	Mais peças com cantos vivos	Idem.
6. Utilizar peças similares	Facilitar a montagem	Quantidade de peças	Muitas peças novas	Idem.
7. Eliminar Ressaltos	Evitar acidentes	Segurança	Numero maior de ressaltos	Idem.
8. Reduzir juntas complexas	Melhorar processo de fabricação	Aceitação pela fábrica	Solução complexa ou custosa	Idem.
9. Utilizar mesa com porta material	Maior conforto e funcionalidade	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
10. Eliminar excesso de estrutura	Diminuir peso e facilitar montagem	Aceitação pela fábrica	Solução complexa ou custosa	Idem.

11. Aumentar área da mesa	Melhorar Função	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
12. Utilizar fixadores padrões	Melhorar processo de fabricação	Aceitação do usuário direto	Preço maior	Idem.
13. Utilizar mesa inclinada	Maior conforto e funcionalidade	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
14. Aumentar área do encosto	Maior conforto	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
15. Utilizar estrutura quadrada / cilíndrica	Melhor aparência	Visual	Solução complexa ou custosa	Idem.
16. Evitar cores vivas	Melhor aparência	Visual	Preço maior	Idem.

3. CONCLUSÃO

De acordo com os resultados obtidos no desenvolvimento do trabalho, a equipe de projeto obteve ótimas experiências de aprendizagem na aplicação de metodologias de desenvolvimento de produto. Conseguiu, através das coletas de informações, identificar deficiências no processo de produção da cadeira escolar produzida na região e apresentar soluções para as mesmas. Através de proposta de design para a referida cadeira, a equipe apresentou também soluções para problemas comuns das cadeiras antigas, tais como conforto ao usuário, porta material, dificuldade de transporte, dificuldade na sua conformação e montagem. Quanto ao custo, a sua redução foi alcançado devido a equipe conseguir modularizar a sua produção, ocasionando a redução de peças complexas e consequentemente a diminuição de seu tempo de fabricação.

4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Back, N., 1983, “Metodologia de Projetos de Produtos Industriais”, Rio de Janeiro, Ed. Guanabara Dois.
- Clausing, D., 1994, “Total Quality Deployment”, New York, ASME Press, 3rd. print.
- Fiod Neto, M., 1993, “Desenvolvimento de um Sistema Computacional para Auxiliar a Concepção de Produtos Industriais”, Tese de doutorado, UFSC, Dpto. Eng. Mecânica.
- Fonseca, A. J. H., 1996, “Desenvolvimento de uma Sistemática para a Obtenção das Especificações de Projeto de Produtos Industriais”, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Hauser, J. R. e Clausing, D., 1988, “The House of Quality”, Harvard Business Review, May-Jun..
- Ogliari A., 1999, “Sistematização da concepção de produtos auxiliadas por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetado”, Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Pahl, G. e Beitz W., 1996, “Engineering Design-A Systematic Approach”, Springer-Verlag, London Limited.
- Vieira, R. J. A., Oliveira, M., VALE, A.R.M. & Almeida, M., 1999, “Projeto de Produtos com a utilização de Metodologias de Desenvolvimento”, Trabalho de conclusão da disciplina, Introdução a Engenharia de Produção II do curso de Eng. Mecânica da UFPA.

DESENVOLVIMENTO DE UMA SISTEMÁTICA DE AUXÍLIO PARA SELEÇÃO DE SISTEMAS DE AJUSTAGEM PARA MÁQUINAS-FERRAMENTA DE ULTRA PRECISÃO

Cláudio J. Weber*, Fernando A. Forcellini*, Walter L. Weingaertner*, Günter Höhne**

* Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica - NeDIP Núcleo Integrado de Desenvolvimento de Produtos. Campus Universitário Trindade, Florianópolis, SC, Brasil, CEP 88040-900, Caixa Postal 476, e-mail: weber@nedip.ufsc.br

** TUI - Technische Universität Ilmenau, Institut für Maschinenelemente und Konstruktion, Ilmenau, Deutschland, e-mail: guenter.hoehne@maschinenbau.tu-ilmenau.de

Resumo

Este artigo aborda o tema da ajustagem, sua definição, importância, limitações, aplicação, formas e tipos, assim como ajustagem no desenvolvimento de produtos genéricos como uma técnica de obtenção de elevada precisão funcional, sem no entanto usar elevadas precisões construtivas. A seguir o artigo foca o projeto de sistemas de ajustagem de máquinas-ferramenta de ultraprecisão, sistematizando as atividades de ajustagem nas etapas de projeto. Considera-se que a ajustagem deve ser levada em conta desde as fases iniciais do projeto, sendo que, os sistemas de ajuste tem influência significativa na escolha dos princípios de solução, e de medidas de grande efetividade na redução de erros, como definições de tolerâncias.

Palavras-chave: Ajustagem, Ultraprecisão, Nanotecnologia

1. Introdução

A ajustagem é definida por [Hansen, 1970] como sendo uma técnica que utiliza o movimento de componentes funcionais durante, ou depois da montagem em uma direção funcional, de maneira tal que após seu reposicionamento as funções de todo o sistema técnico possam ser realizadas. A quantidade de movimento utilizada é para a correção da posição de um componente e, em geral, somente algumas partes que tem um efeito específico na função total deverão ser movidas, não sendo necessário que todo componente funcional esteja em sua posição teoricamente correta.

O objetivo deste artigo é de prover conhecimento básico sobre ajustagem, e sistematizar estes conhecimentos nas etapas de projeto focando seu uso em máquinas-ferramentas de ultra precisão.

Neste artigo serão abordados somente os dispositivos mecânicos de ajustagem. Não serão abordados os sistemas computacionais de compensação de erros.

2. Importância da ajustagem

Segundo [McKeown, 1997] cada vez mais cresce a demanda por produtos de tecnologia avançada, que são totalmente dependentes de processos de fabricação de alta/ultraprecisão. Isto torna necessário o desenvolvimento de máquinas de alta precisão e seus respectivos sistemas e controles, capazes de atenderem esta demanda. Cabe mencionar que, atualmente a diminuição do tamanho dos lotes e, a diversificação cada vez maior dos produtos, exige

máquinas-ferramentas flexíveis capazes de se ajustarem de maneira rápida e econômica a este novo cenário produtivo.

As exigências de desempenho em termos de precisão de máquinas e sistemas de medição de alta/ultraprecisão tem aumentado de forma contínua, tanto em termos de tolerâncias geométricas e dimensionais, bem como a qualidade superficial. Contudo estas exigências não podem ser reduzidas continuamente por motivos não somente tecnológicos, mas também físicos, torna-se então necessário o desenvolvimento e uso de técnicas e meios que possam compensar tais deficiências. Em vista disto há a necessidade de uma sistemática que auxilie a equipe de projetos na seleção e aplicação das técnicas e na estratégia de ajustagem. Dentro deste contexto, as técnicas de ajustagem desempenham um papel fundamental na manufatura de alta precisão, ou seja, é possível produzir máquinas com elevada precisão funcional, e componentes de ultraprecisão sem no entanto fazer-se uso de construções com a mesma magnitude de precisão. Desta forma pode-se enumerar os seguintes fatores como de fundamental importância da ajustagem:

- Otimização funcional das máquinas-ferramenta;
- Redução dos custos de fabricação e operacionais;
- Otimização da manutenção;
- Compensação de desgastes;
- Melhora da montabilidade;
- Eliminação e/ou compensação os erros causados pela manufatura e montagem;
- Obtenção de futuros avanços em ciência e tecnologia.

3. Limitações da ajustagem

Quando menos precisas forem as dimensões de fabricação, mais barato será a fabricação da máquina-ferramenta, porém; mais sofisticados devem ser os sistemas de ajuste, tornando-os mais caros. Dessa forma, um dos limites impostos aos sistemas de ajustagem é a definição correta dos campos de tolerância na fabricação, de modo que seus custos não inviabilizem os sistemas de ajustagem.

Os sistemas de ajuste não podem ter muitas posições de ajuste, pois isto tornaria a tarefa de ajustagem muito complexa. Pelo fato de serem componentes mecânicos, também estão sujeitos a erros, portanto devem ser selecionados, dimensionados e localizados através de bons critérios de projeto, caso contrario terão pouca efetividade, ou até mesmo, podem prejudicar a precisão funcional.

4. Aplicação de ajustagem

A ajustagem pode ser aplicada com grande êxito em quase todas as etapas do ciclo de vida de um produto, e para os mais variados propósitos, que vão de máquinas de ultraprecisão até maquinaria pesada. A aplicação das técnicas de ajustagem deve ser adequadamente considerada desde as fases iniciais do projeto. A seguir serão mostradas algumas situações típicas onde podem ser aplicados os sistemas de ajustagem.

- Quando as características necessárias de um componente funcional, não podem ser realizadas, dentro das tolerâncias industriais disponíveis;
- Em casos onde o movimento de um componente durante ou depois da montagem possa ser feito de maneira mais fácil, segura e barata em relação ao uso de métodos de produção de precisão;
- Em uma estrutura comum para várias montagens funcionais quando é feita depois da conclusão das montagens separadas, ou é feita em outro lugar;

- Se as imprecisões na estrutura principal são desconhecidas ao fabricante das sub montagens;
- Quando folgas aparecem durante a montagem, devido a imprecisão na fabricação dos componentes individuais;
- Componentes funcionais submetidos a uso intenso, que apresentem desgastes;
- Mecanismos que precisam ajustar-se constantemente a diferentes condições de uso e solicitações de trabalho;
- Eliminação de etapas do processo produtivo, bem como de máquinas caras e precisas das linhas de produção.

5. Classificação dos sistemas de ajustagem

Os sistemas de ajustagem são classificados quanto ao seu tipo como:

- Puramente mecânicos,
- Eletromecânicos,

Os sistemas de ajustagem classifica-se quanto a sua atuação em:

- Manuais
- Automáticos

Os sistemas de ajustagem classifica-se quanto a sua dinâmica em:

- Sistemas estáticos: estes requerem a ação de um agente externo para que o processo de ajustagem possa ser executado, não pode ser feito durante o trabalho de uma máquina-ferramenta. Estes sistemas não implementam a flexibilidade operacional.
- Sistemas dinâmicos: estes podem executar o processo de ajustagem antes ou durante o trabalho de uma máquina-ferramenta. Estes sistemas implementam a precisão e a flexibilidade operacional.

Os sistemas de ajustagem podem ser combinados de várias maneiras em um mesmo produto. Estes sistemas são caracterizados pelo fato de agregarem dois ou mais sistemas de ajustagem, esta combinação pode ser em série, paralelo, ou uma combinação de ambas. Esta combinação pode ser feita também entre os sistemas puramente mecânicos e eletromecânicos, manuais e automáticos, além dos sistemas estáticos e dinâmicos. No mesma máquina-ferramenta, também podem ser combinados vários sistemas de ajustagem com diferentes princípios de solução.

6. Ajustagem no desenvolvimento de um produto

Os produtos devem cumprir com sua função com precisão, qualidade e confiabilidade, a um custo acessível, assim tolerâncias adequadas, e ajustes garantem tais requisitos assegurando que os erros fiquem dentro de limites admissíveis, para tanto o comportamento de erro deve ser considerado desde as fases iniciais do processo de desenvolvimento do produto. Isto fornece subsídios para decidir por medidas de redução de erros através de ajustes, ou através de outros meios.

Os primeiros trabalhos sobre ajustagem foram estudos genéricos, e foram apresentados por [Hansen, 1970], [Bauerschmidt, 1975], [Herrig1989] e [Schilling, 1993], este último apresentou um fluxograma com a seqüência das ações e ferramentas para análise de erros e ajustagem em produtos. O fluxograma apresentado na figura 1, é baseado na proposta de [Schilling, 1993], porém difere desta ao considerar a possibilidade de que um produto pode incorporar simultaneamente sistemas de ajustagem manuais e automáticos. Outra diferença é a inclusão de um processo de decisão na fase de análise, após a redução de erros. Caso os erros sejam de uma magnitude tal, que não possam ser controlados por medidas tecnológicas

e/ou por ajustagem, deve-se proceder alterações mais profundas como, alterações construtivas e/ou adoção de um novo princípio técnico.

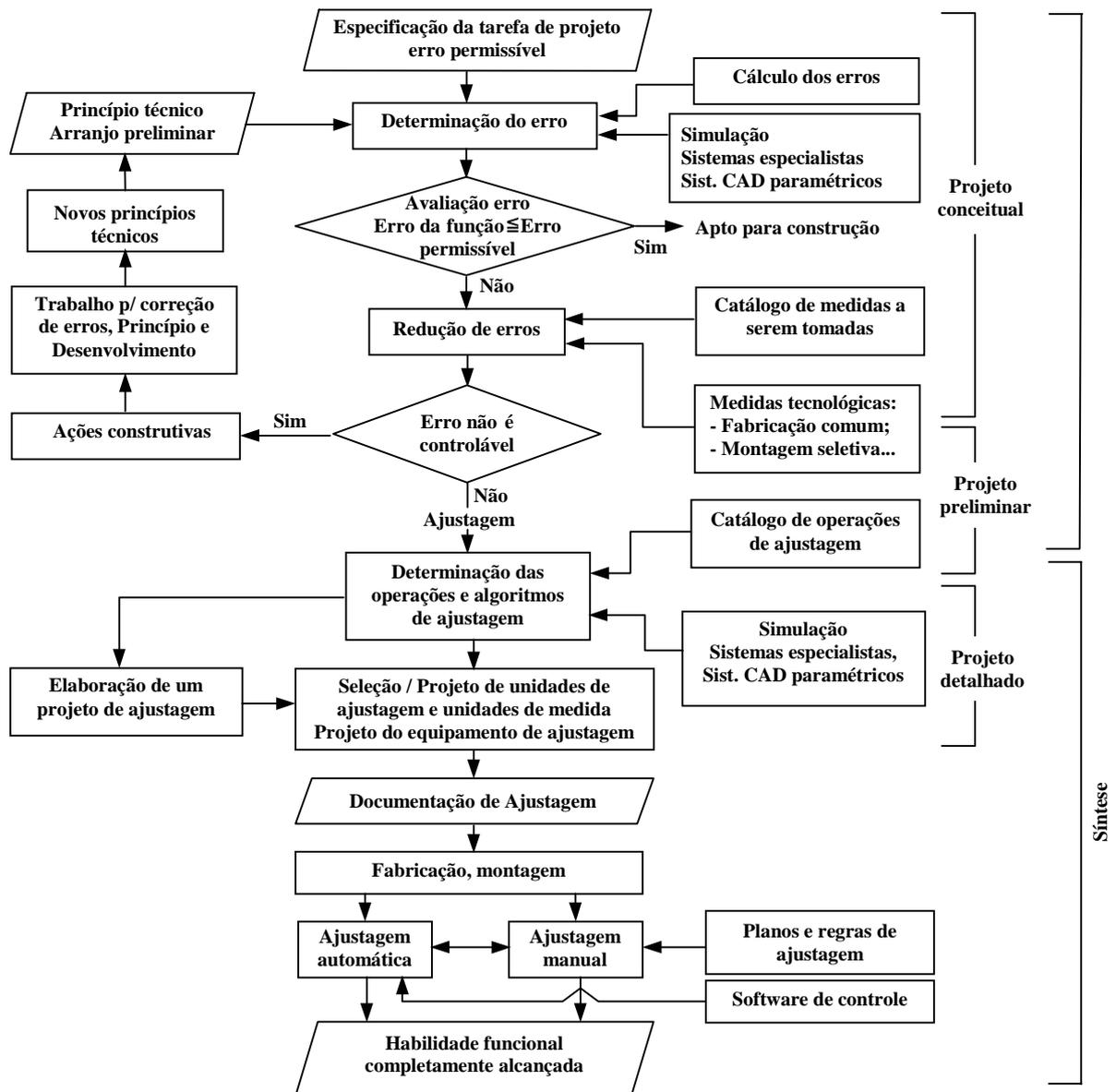


Figura 1. Fluxograma de informações para análise de erros e ajustagem.

7. Ajustagem em máquinas-ferramentas de ultraprecisão

As imprecisões dos componentes de uma máquina-ferramenta de ultraprecisão por exemplo, planicidade e/ou retinidade das guias tenderão a se reproduzir também nas peças usinadas. No entanto os erros das guias e/ou outros componentes podem ser compensados através de sistemas de ajustagem, de forma que a máquina-ferramenta atenda os requisitos funcionais de precisão, exigidos pelos produtos.

A demanda por produtos cada vez mais precisos e baratos fez com que os fabricantes de máquina-ferramenta de ultraprecisão, tenham como principal objetivo a implementação da precisão e redução de custos em suas máquinas. Assim os sistemas de ajustagem vem de encontro a este objetivo como uma ferramenta para satisfazer tais necessidades. Além disto, a ajustagem tem se tornado muito importante na montagem de máquinas-ferramentas de

ultraprecisão, pois além de permitir diminuição dos erros causados pela montagem, quando os erros das peças vão se somando, permite também a otimização deste processo pois trabalha-se com tolerâncias menos estreitas.

Na manutenção e instalação de máquinas, sempre que se trocam peças, adiciona se ou retira se módulos, é necessário a ajustagem das máquinas para que as mesmas possam cumprir as funções para as quais foram projetadas. Além do que, com o uso, as máquinas vão se desgastando, assim sendo os sistemas de ajustagem podem compensar tais deficiências, sem que seja necessário a troca de componentes, baixando os custos operacionais.

Cabe mencionar que a ajustagem é imprescindível na maioria dos processos industriais, pois é necessário que as máquinas-ferramentas sejam flexíveis para que possam ajustar-se a diferentes condições de usinagem, considerando a grande diversificação dos produtos a serem produzidos.

8. Sistemática de auxílio para seleção de sistemas de ajustagem para máquinas-ferramenta de ultraprecisão

Os sistemas de ajustagem devem começar a ser considerados desde a fase de projeto conceitual de uma máquina-ferramenta de ultraprecisão, simultaneamente com os princípios de solução, de forma a prover-lhes precisão e implementar habilidade funcional. A tabela 1 mostra as atividades de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão e seus sistemas de ajustagem sistematizadas nas várias etapas de projeto.

O processo de ajustagem se inicia após terem sido esgotadas todas as possibilidades de redução de erros, e de uma criteriosa avaliação de sua viabilidade, principalmente do ponto de vista técnico e econômico. Nesta etapa do processo de projeto é necessário o conhecimento detalhado da natureza, magnitude e localização dos erros que afetam o desempenho da função. Além disto é necessário saber onde, como e com que meios a ajustagem será realizada.

Tabela 1. Sistematização das atividades de projeto.

Esclarecer a tarefa	Projeto conceitual	Projeto preliminar	Projeto detalhado
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Definição da tarefa ▪ Elaborar especificações ▪ Definição dos erros permissíveis 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Estabelecer estrutura de funções ▪ Cálculo dos erros para funções ▪ Pesquisar princípios de solução ▪ Combinação de variantes de solução ▪ Selecionar componentes segundo critérios técnicos e econômicos ▪ Investigação dos erros ▪ Avaliação dos erros a cada nível de princípios de solução ▪ Instruções de redução de erro por meio de ajustes, manufatura esp., definição da tolerância ▪ Pesquisa de princípios de solução para sistemas de ajuste 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Desenvolver e otimizar o projeto preliminar ▪ Refinar e avaliar sobre critérios técnicos e econômicos ▪ Otimizar e completar projeto formas ▪ Verificar erros, controlar custos ▪ Preparar a lista das partes preliminares e documentos de produção ▪ Determinação dos algoritmos e operações de ajustagem ▪ Seleção do melhor sistema de ajuste 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Finalizar detalhes ▪ Completar desenhos detalhados e documento de produção ▪ Projeto do sistema de ajustagem ▪ Documentação do sistema de ajustagem: planos, instruções, software ▪ Verificar todos os documentos

9. Modelamento da ajustagem

Os fundamentos da ajustagem podem ser explicados segundo [Schilling, 1993], com a ajuda de um circuito de ajustagem, figura 2. A similaridade com circuitos de controle pode ser

observada. Assim como engenharia de controle, ela permite o modelamento das situações de ajustagem, e da representação matemática com sistemas especiais.

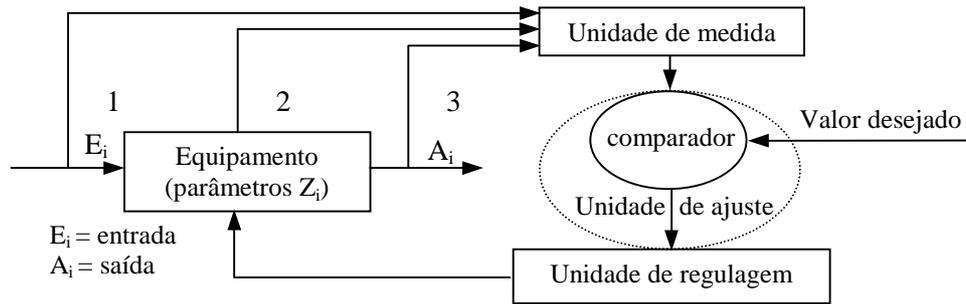


Figura 2. Circuito de ajustagem

Em função da grande importância da modelagem no processo de ajustagem, esta fase será e detalhada através de um exemplo da modelagem de um mecanismo de 4 barras, para que haja uma melhor compreensão, figura 3.

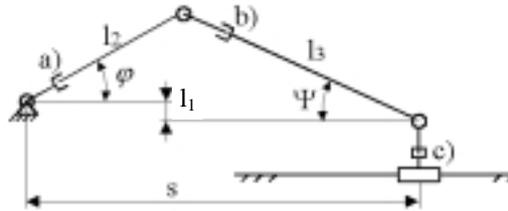


Figura 3. Representação de um mecanismo de 4 barras.

Como os comprimentos das barras tem limitada precisão, assim a função desejada que é o posicionamento na dimensão s , possuirá um erro $\Delta s = f(\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3, \Delta \varphi)$, que deve ser corrigido por ajustagem. Para a modelagem do mecanismo é necessário a obtenção da função de transferência expressa pela equação (1).

$$s(\varphi) = l_2 \cos \varphi + \sqrt{l_3^2 - (l_1 + l_2 \sin \varphi)^2} \quad (1)$$

Para que possa ser obtida precisão funcional em s , é necessário achar as grandezas de correção para as dimensões l_1 , l_2 e l_3 , de forma que estas dimensões possam ser ajustadas. Assim a equação de erro (2) é obtida derivado-se as equações que descrevem o mecanismo. Com a ajuda desta equação um modelo matemático para o problema da ajustagem pode ser obtido.

$$\Delta s = \cos(\varphi + \Psi) / \cos(\Psi) \cdot \Delta l_2 + \sin(\Psi) / \cos(\Psi) \cdot \Delta l_1 + 1/\cos(\Psi) \cdot \Delta l_3 \quad (2)$$

Em função de haver três desvios nas dimensões (Δl_1 , Δl_2 , Δl_3), são necessárias três equações lineares independentes para três diferentes ângulos de acionamento φ_1 , φ_2 , φ_3 ; e que a dimensão s seja função destes ângulos, de maneira a possibilitar o cálculo dos erros. Por comparação com o curso ideal s , podem ser determinados três desvios (Δl_1 , Δl_2 , Δl_3), figura 4.

O efeito dos erros nas dimensões l_1 , l_2 e l_3 na dimensão s , pode ser descrito com a equação de erro linear $\Delta y = \epsilon_{ij} \cdot \Delta x$. Neste caso resultam três valores de influência ϵ_{ij} para cada ângulo de acionamento φ , e que estão acoplados a cada uma das dimensões l_1 , l_2 , e l_3 , de onde resultam três equações lineares, (3), para cada ângulo de acionamento, de maneira que possam ser calculados os valores de correção para cada dimensão l_1 , l_2 , e l_3 .

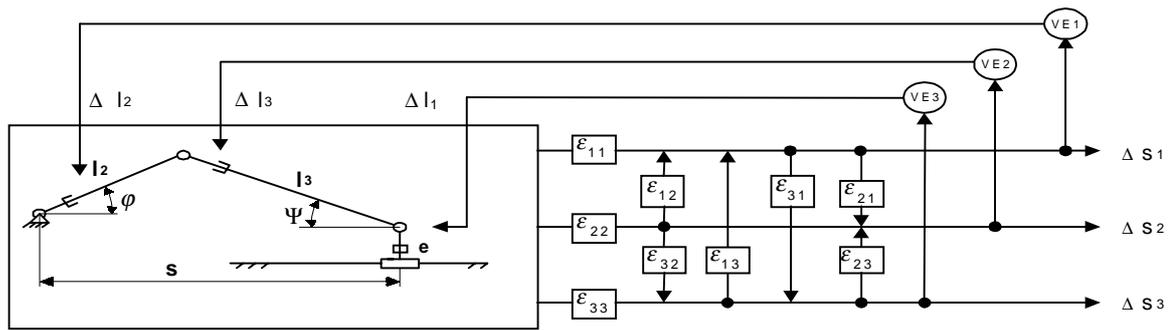


Figura 4. Conjunto de dimensões de ajustagem, VE – unidade de comparação.

$$\Delta y = \epsilon_{ij} \cdot \Delta x$$

$$\begin{aligned} \Delta S_1 &= \epsilon_{11}(\varphi_1) \cdot \Delta l_2 + \epsilon_{12}(\varphi_1) \cdot \Delta l_3 + \epsilon_{13}(\varphi_1) \cdot \Delta l_1 \\ \Delta S_2 &= \epsilon_{21}(\varphi_2) \cdot \Delta l_2 + \epsilon_{22}(\varphi_2) \cdot \Delta l_3 + \epsilon_{23}(\varphi_2) \cdot \Delta l_1 \\ \Delta S_3 &= \epsilon_{31}(\varphi_3) \cdot \Delta l_2 + \epsilon_{32}(\varphi_3) \cdot \Delta l_3 + \epsilon_{33}(\varphi_3) \cdot \Delta l_1 \end{aligned} \quad (3)$$

Foi desenvolvido na TUI um programa para simular e otimizar o processo de ajustagem chamado ILJUR, que é apresentado nas figuras 5 e 6 simulando o mecanismo de quatro barras do exemplo anterior. Para a simulação é necessário as dimensões de l_1 , l_2 , e l_3 ; as posições nas quais se deseja ajustar, isto é, os ângulos onde é necessária a precisão funcional φ_1 , φ_2 , φ_3 ; as metas de precisão, bem como os valores máximos para os erros de fabricação e montagem. Substituindo o valor das dimensões e os ângulos da posições a serem ajustadas em cada membro da equação de erros, podem ser achados os valores dos termos da matriz de influência usados na tela de entrada de dados do programa, figura 5.



Figura 5. Tela de entrada de dados do programa ILJUR 2.0. Fonte: ILJUR, 96

Com os dados do problema inseridos no programa ILJUR é possível fazer as simulações mostradas, figura 6, e obter as seguintes informações:

- Prever que posições do ângulo φ acarretam uma parcela maior de erros;
- Obter os valores de correção para as posições a serem ajustadas;
- Obtenção dos valores de erros residuais, em função dos valores de correção;
- Prever qual parte (barra) do mecanismo contribui com uma parcela maior de erros;
- Qual a sensibilidade e o curso máximo para cada solução de ajustagem;
- Definir uma seqüência de ajustagem, isto pode ser observado nas células em vermelho da matriz de influência, figura 5.

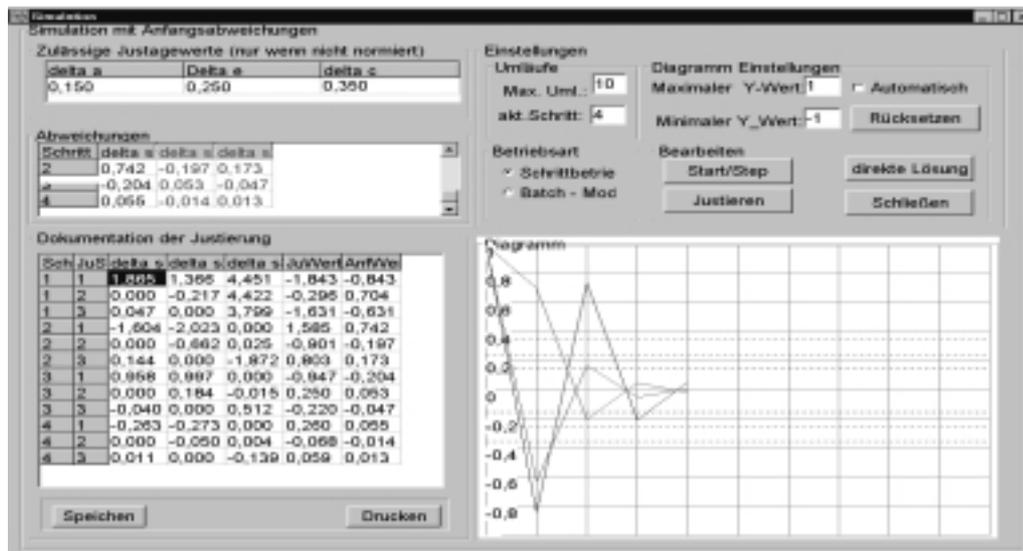


Figura 6. Tela de simulação do programa ILJUR 2.0. Fonte: ILJUR, 96

10. Conclusões

Em função da grande demanda por elevada precisão funcional, e de custos competitivos, a ajustagem é de importância fundamental. Também é necessário que a equipe de projetos, tenha conhecimento de técnicas adequadas para a correta seleção e aplicação dos mecanismos de ajustagem, desde as fases iniciais de projeto; permitindo assim otimizar a precisão e o desempenho funcional dos equipamentos.

A ajustagem tem se revelado uma técnica muito versátil na engenharia, pois pode ser aplicada praticamente em todas as áreas, desde máquinas de ultra precisão, até mecânica pesada. Além do que, otimiza a precisão funcional de uma máquina sem no entanto que a mesma tenha elevada precisão construtiva. Ao longo do ciclo de vida, a ajustagem desempenha um papel importante, otimizando e tornando as máquinas aptas a desempenharem as funções para as quais foram projetadas, desde as fases de montagem, instalação, manutenção, e preparação da máquina.

11. Bibliografia

- BAUERSCHMIDT, M., 1975., **Beitrag zur Verbesserung des Fehlerverhaltens von Geräten**. Ph.D. Thesis, TU Ilmenau.
- HANSEN, F., 1970., **Adjustment of Precision Mechanisms**. London Iliffe Books LTD.
- HERRIG, M., 1989., **Analyse von Justiervorgängen in Optischen Geräten mit einem linearen Fehlermodell**. Proceedings 34th IWK, TH Ilmenau, p 203-205.
- ILJUR. 2.0, **Programm zur Simulation von Tolerierungs und Justieraufgaben sowie der Diagnose vorgenommener Justierungen na konkreten Geräten**. TUI Technische Universität Ilmenau, 1996.
- McKEOWN, P., 1997., **Precision engineering & nanotechnology**. Lecture Notes.
- SCHILLING, M., NÖNING, R., 1993., **Justierung in der Feinwerktechnik**. Proceedings 38th IWK, TU Ilmenau Germany, p 33-44.

PROTÓTIPO DE UMA MÁQUINA DESFIBRADORA DE SISAL DE CORTE PARALELO, UTILIZANDO UMA GARRA PARA A REALIZAÇÃO DO MOVIMENTO DE RETIRADA DA FOLHA DURANTE O DESFIBRAMENTO

Josenilson dos Santos Araújo

Seyyed Said Dana

André Moreno da Costa Moreira

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: Josenilsonsa@bol.com.br

Resumo

As máquinas desfibradoras existentes não oferecem nenhuma segurança ao seu operador. Desfibrar as "folhas de agave" é uma das principais fontes de sobrevivência econômica da região Nordeste do Brasil. Substituindo a máquina existente por uma nova que ofereça segurança não só é uma necessidade para reduzir acidentes de trabalho, mas também oferecer uma oportunidade de emprego para mais de meio milhão de pessoas, tentando evitar a migração delas para as superlotadas áreas urbanas. Nos últimos anos o enfoque foi projetar máquinas de tamanho reduzido que dessem assistência a pequenos e médios produtores. Uma atenção especial é prestada à simplificação do trabalho do operador sem ser necessária a eliminação de postos de trabalho. Desta forma, o conceito de automatização sustentável segura é introduzido, e o processo de projetar uma máquina desfibradora de corte paralelo pequena, e segura com o movimento de retirada da folha é proposto.

Palavras-chave: Tecnologia Adequada, Protótipo de Máquina, Sisal, Máquina Desfibradora.

1. INTRODUÇÃO

A principal vegetação capaz de sobreviver a uma condição de clima severa e muito seca na região Nordeste do Brasil é denominada agave. Esta planta cresce em áreas rurais do Nordeste brasileiro, e é a principal fonte de renda para a maioria da população sertaneja.

Para fazer uso desta planta é necessário transformar a folha em fibra através do seu desfibramento. O produto final e utilizável é uma fibra natural e ecológica que pode ser usada na fabricação de materiais têxteis diferentes.

Há poucos registros de projetos e fabricação de máquinas desfibradoras, devido a falta de interesse econômico no desenvolvimento das mesmas. Esta é uma conclusão óbvia que pode ser feita por qualquer indivíduo que esteja atento às condições sócio-econômicas da região nordeste do Brasil. A tecnologia usada para o desfibramento começou a ser desenvolvida no México no século XIX. Um relatório interno escrito pelo CEPED, um instituto de pesquisa de desenvolvimento do estado da Bahia, Brasil, descrevia todos os aspectos de tecnologias existentes de desfibramento, de 1935 a 1987. O relatório indica a existência de várias propostas de máquinas desfibradoras bem como os princípios operacionais das mesmas.

Mas, as máquinas primitivas tinham uma baixa taxa de produção, onde o esforço do trabalhador devia ser acrescido continuamente para se ter uma máquina mais rápida e mais produtiva. Finalmente uma máquina chamada " Motor Paraibano " foi desenvolvida no nordeste brasileiro. Sendo hoje a principal e a única máquina disponível à população trabalhadora desta região. A figura 1 mostra a geometria básica desta máquina.

A máquina existente, " Motor Paraibano " não oferece nenhuma segurança ao trabalhador que a utiliza. O processo de alimentação é realizado através das mãos do operador, gerando um grande risco de acidentes de trabalho. A população de trabalhadores dedicada a processar o " agave " especificamente os operadores das desfibradoras, foi submetida a um processo sistemático de mutilação de mãos e braços, enquanto usavam esta máquina. Esta situação dramática afeta as áreas de toda " a produção de agave " que são todos os estados do Nordeste brasileiro. Para citar uma referência, é suficiente mencionar a região da Bahia um dos principais produtores. Este estado tinha apresentado em 1984 um dado estatístico de 5000 mutilados. Este número representa apenas a parte dos incidentes oficialmente registrados.

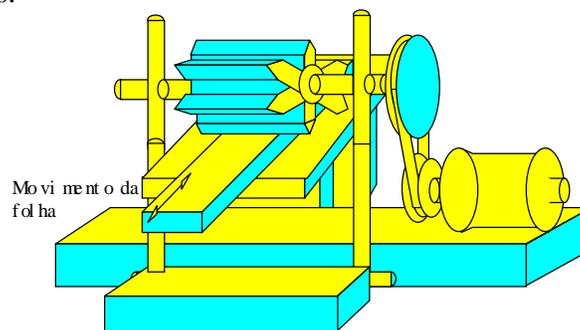


Figura 1- Geometria do " Motor Paraibano "

Vários esforços foram concentrados através de universidades e diferentes instituições na construção de alguns dispositivos de segurança para uso no " Motor Paraibano " visando prevenir os acidentes. Recentemente, Dana(1997), explicou as razões principais para a falta de sucesso no desenvolvimento destas máquinas.

A principal razão mencionada para este fracasso baseia-se no fato de que a folha é segurada pelas mãos do operador. Como o período de trabalho chega a 10 ou mais horas por dia, a fadiga devido à força de puxar a folha aplicada as mãos e ombros diminuem a sensibilidade das mãos do operador, conduzindo à má operação e aumento de riscos de acidentes. Em outras palavras, o processo de desfibramento não oferece qualquer tipo de conforto para o trabalhador, o que demonstra a necessidade de se mudar o procedimento de desfibramento.

Dessa forma, o conceito de automatização sustentável segura é introduzido, e o processo de projetar uma máquina desfibradora paralela de pequeno porte segura, com movimento de retirada da folha é proposto.

2. ASPECTOS ECONÔMICOS E SOCIAIS

Para projetar qualquer processo ou produto, novo ou alternativo, deve-se considerar quatro aspectos fundamentais:

- aspectos econômicos e poder de compra dos clientes potenciais;
- circunstâncias sociais e ambientais;
- disponibilidade tecnológica para produzir o produto;
- exigências técnicas.

Para a era da tecnologia sofisticada, as tendências demonstram o emprego de produtos altamente automatizados por várias razões, a eficiência e confiabilidade dos procedimentos automatizados e produtos com preços mais baixos são argumentos suficientes para a aprovação e apoio da idéia em questão, implementando o conceito de automatização para a maioria dos processos de produção e produtos.

Analisando a renda bruta da população em áreas rurais da região nordeste do Brasil, pode-se chegar facilmente à conclusão que os clientes potenciais não possuem um alto poder aquisitivo. O ambiente social da mesma região indica ainda o estado de baixo desenvolvimento.

Resultados de relatórios oficiais indicam uma tendência de migração entre zonas rurais e as urbanas, sufocadas já com seus próprios problemas. O projeto de uma nova máquina desfibradora preocupa-se também com os problemas social, econômico, e político e não somente com o problema técnico.

A pobreza, combinada ainda com a falta de água, por causa da condição do tempo muito seco no Nordeste, contribui para a diminuição da densidade tecnológica bem como disponibilidade de bons produtos e serviços.

Os três primeiros aspectos, já foram analisados, porém, o que tem maior peso no projeto final é o quarto aspecto que são as exigências técnicas. Por outro lado, a falta de eficiência e qualidade na produção das " fibras de sisal " poderia levar a falência da atividade econômica relativa a comercialização as fibras.

Assim, para suprir as necessidades de todos os quatro aspectos básicos no projeto de uma máquina desfibradora alternativa, é introduzido o conceito de automatização sustentável segura sendo discutidas suas aplicações e seus limites.

3. CONCEITO DE AUTOMATIZAÇÃO SUSTENTÁVEL SEGURA

A definição do conceito de automatização sustentável segura é muito simples, e tem como objetivo introduzir a automatização de processos, máquinas, e produtos, só nas áreas específicas, partes, ou componentes que são perigosos ao operador ou que causam fadiga na produção em série.

Desta maneira, a força de trabalho só é substituída por componentes automáticos, obviamente, nas áreas de risco. Como o trabalho nestas áreas é realizado por elementos automatizados, a segurança humana é preservada. Ao mesmo, o tempo, a eficiência, a produtividade e qualidade tendem a aumentar trazendo benefícios econômicos.

3.1. Concepção de projeto da máquina desfibradora com movimento de retirada da folha.

O conceito de automatização sustentável segura é aplicado em uma nova filosofia de projeto. A nova idéia tem como principal objetivo, transferir o trabalho feito pela mão do operador para um dispositivo mecânico. Deste modo, o operador está livre da fadiga criada na área das mãos e do ombro. O resultado será uma máquina mais segura e confortável no desempenho desta atividade. Os aspectos econômicos são fortemente encorajadores para a substituição do " Motor Paraibano ". Neste projeto, o movimento de retirada da folha é introduzido por três razões:

1. Para projetar uma máquina similar à configuração do " Motor Paraibano ". É necessário que a máquina esteja em conformidade com as características físicas dos operadores e sua adaptação ao trabalho facilitando a operação.

2. Fazendo isto, a máquina torna-se ergonômica e diminui a fadiga do operador, pois não há grande esforço para realizar o processo de alimentação da máquina.

3. Permite a produção de uma fibra de melhor qualidade, porque o operador está segurando a fibra já desfibrada evitando que ela venha a torcer prejudicando a qualidade do produto final.

Para propor um projeto alternativo levam-se em consideração as seguintes metas:

- máquina inteligente;
- máquina segura;
- máquina de pequeno porte;
- facilidade para operar;
- boa produtividade;
- baixo custo.

4. OPÇÕES DE DESFIBRAMENTO

Como Dana (1998) descreve, há duas opções para executar o processo de desfibramento:

Desfibramento paralelo: descrito quando a velocidade da superfície de desfibramento é paralela a velocidade da superfície da folha.

Desfibramento transversal: descrito quando a velocidade da superfície de desfibramento é perpendicular à velocidade da superfície da folha.

Sendo descritas as vantagens de ambas as opções relatadas neste trabalho, e já considerando as metas definidas, a nova máquina deveria ser compacta tornando-se portátil.

Dessa forma a primeira opção, o desfibramento paralelo, é adotado.

4.1. Descrição do desfibramento paralelo

Utilizando o modelo de máquina " Motor Paraibano "(tradicional), o elemento responsável pelo desfibramento é uma lâmina especial que está montada em um rotor móvel. No início do desfibramento, a folha é estacionária, tendo mais tarde uma velocidade relativa em sentido oposto das lâminas giratórias. O operador enquanto segura em uma das metades da folha, alimenta com a outra parte as lâminas giratórias. Posteriormente ele retira a folha, como mostrado pelo movimento M na figura 2, desfibrando assim metade da folha. Efetuando então a primeira parte do trabalho a ser executada pelo operador. A segunda parte do trabalho, baseia-se em virar a folha entregando a mesma a um outro operador. O segundo operador, enquanto segura à primeira parte que já está desfibrada, alimenta a máquina com a segunda parte da folha através da lâmina giratória desfibrando a segunda parte, iniciando o processo de armazenamento.

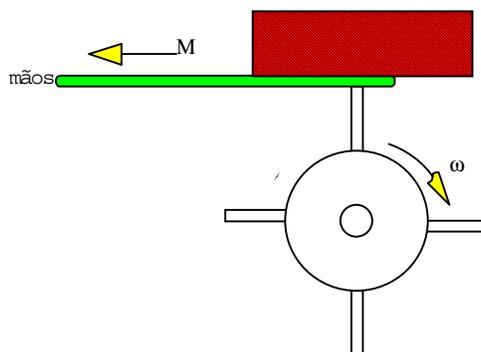


Figura 2 - A Configuração da Desfibradora Paralela

4.2. A alimentação alternativa

O principal desafio e objetivo do nosso projeto é a segurança do operador, logo, as configurações alternativas apresentadas permitem que o operador trabalhe sem utilizar as mãos para realizar o desfibramento. As possíveis configurações para a concepção da máquina foram as seguintes:

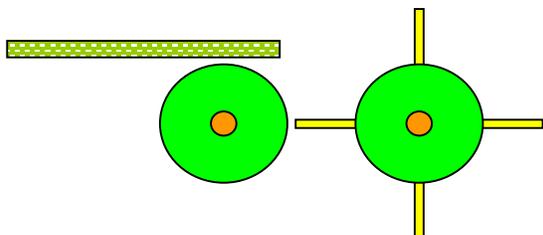


Figura 3 - Configuração usando dois rotores (1)

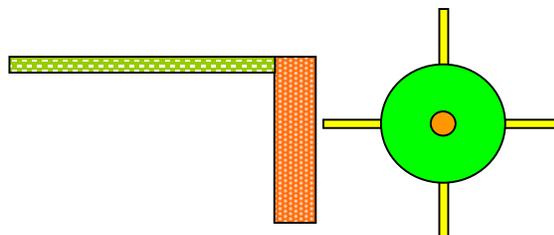


Figura 4 – Configuração usando um rotor e um batedor (2)

A configuração (1) satisfaz o tipo de desfibramento proposto, mas com uma desvantagem, pois o desbaste realiza-se em apenas um ponto que é o tangencial entre os raspadores e o cilindro de apoio. A configuração (2) é mais viável pois o desfibramento ocorre ao longo de toda a superfície do batedor permitindo assim um desfibramento progressivo e sem cargas excessivas aplicadas repentinamente.

5. CONFIGURAÇÃO ADOTADA

A configuração adotada no desenvolvimento do projeto levou em conta todos os fatores possíveis em relação as configurações alternativas. Como já foi citado, o tipo de configuração adotada é a que temos um batedor para suportar a carga do desfibramento com uma restrição. O batedor terá uma certa curvatura que tangenciará as lâminas raspadoras as quais estão montadas sobre um cilindro conectado ao motor elétrico que além de ser responsável pelo desfibramento também será de fundamental importância para realização do mecanismo de retirada da folha que será detalhado mais adiante.

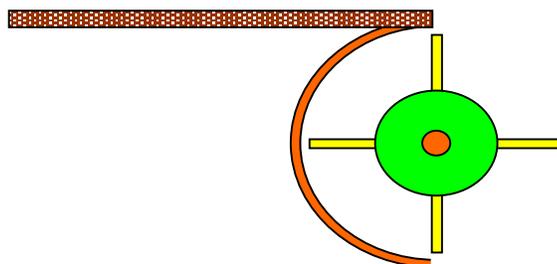


Figura 5 – Configuração adotada

6. O MECANISMO DE RETIRADA DA FOLHA

O mecanismo de retirada da folha possui um elemento fundamental no qual baseia-se o nosso trabalho que é uma garra projetada para suportar a carga do desfibramento que é da ordem de 50 Kgf. Esta garra está montada sobre trilhos por meio de roldanas visando reduzir o atrito e conseqüentemente a força do operador para realizar a tarefa de alimentação da máquina. A folha é colocada até a sua metade dentro das superfícies móveis da garra cuja posição inicial é aberta, com o início do movimento uma das superfícies móveis (a inferior)

irá deslocar-se para cima de modo a prender a folha, isto é possível devido a duas barras presas sobre a superfície da mesa que realizam pressão sobre a garra a partir de um determinado espaço. Ao chegar no final do curso do barramento dos trilhos, a garra encontrará um limitador que a impedirá de continuar o curso, evitando assim acidentes de trabalho. Neste momento o operador aciona o mecanismo de retirada da folha através de uma alavanca que tensionará uma correia que está conectada a um sistema de polias ligadas ao eixo do rotor que contém as lâminas raspadoras que por sua vez é tracionado pelo motor elétrico. Essa correia está acoplada através de polias a dois cilindros em cujas superfícies estão enrolados cabos de aço que promovem a volta da garra a sua posição inicial.

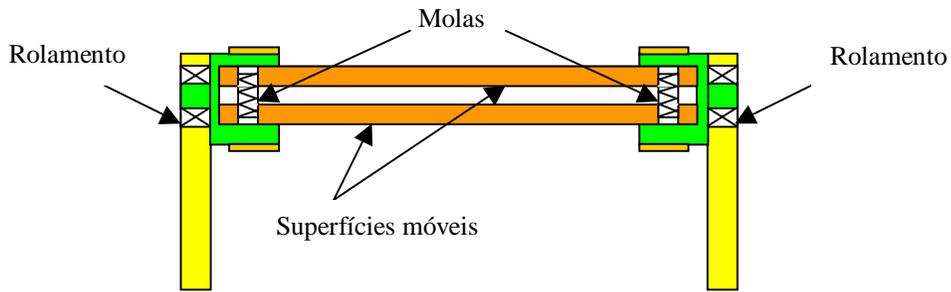


Figura 6 - Esquema da garra

O mecanismo de retirada da folha permite ao operador que trabalhe com a máquina sem utilizar as mãos para puxar a folha e desfibrá-la.

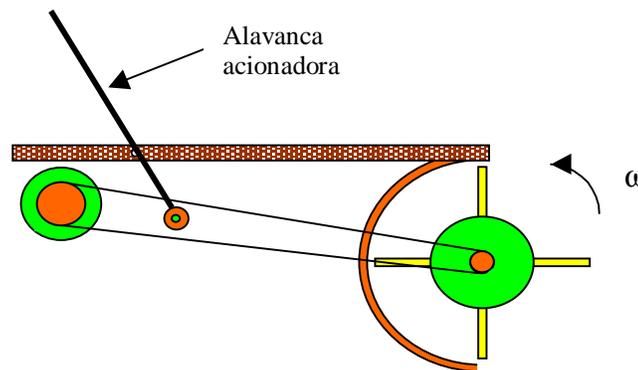


Figura 7 – Configuração do mecanismo de acionamento da garra

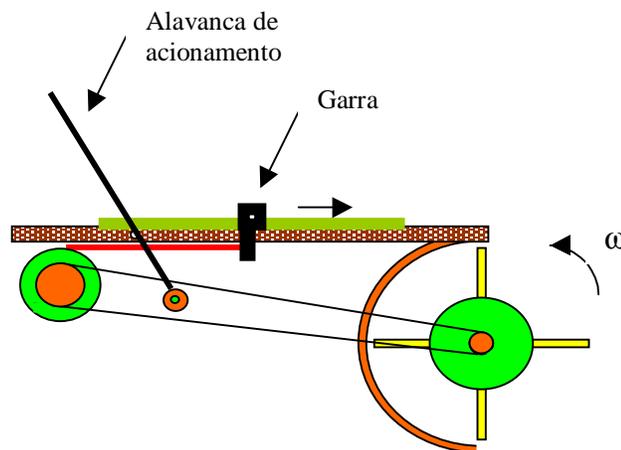


Figura 8 – Configuração do sistema durante o processo de alimentação da máquina

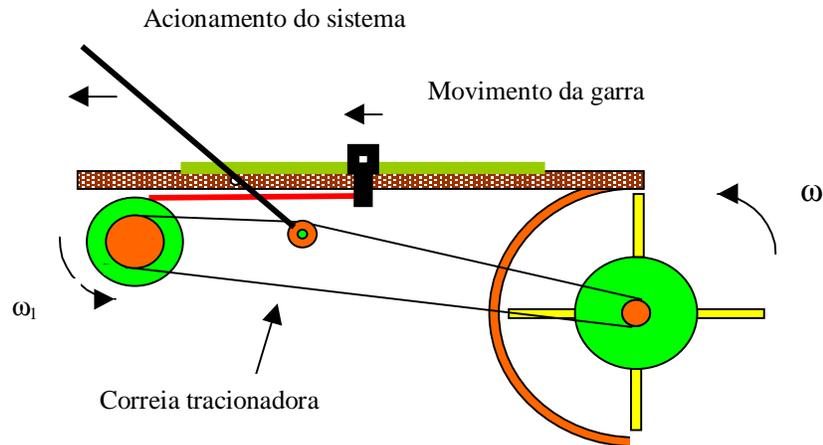


Figura 9 – Sistema de acionamento durante o processo de retirada da folha

7. O DESENHO FINAL DA MÁQUINA

A concepção final da máquina levou em consideração todos os aspectos de funcionalidade e de facilidade na manutenção e troca dos elementos componentes que a constituem, visto que a máquina desempenhará o seu trabalho em uma região que não dispõem de uma grande estrutura tecnológica para usinagem de peças detalhadas, motivo este que também é de fundamental importância para a escolha dos materiais empregados no desenvolvimento do projeto.

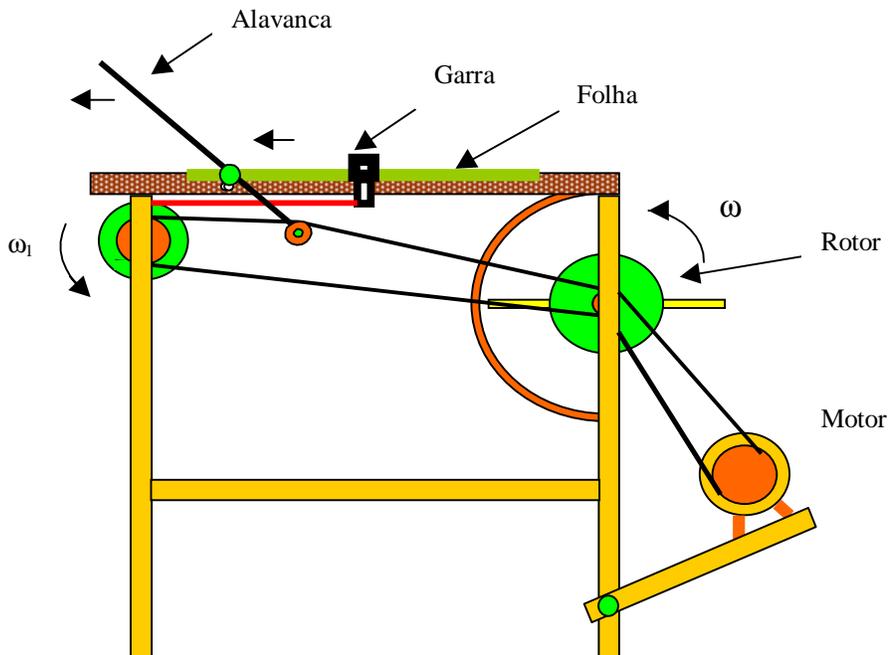


Figura 10 – Configuração da máquina na versão final

8. CONCLUSÕES

Trabalhar na concepção de um novo projeto é um dos primeiros desafios e sonhos de um engenheiro. Os princípios matemático, físico e mecânico envolvidos no processo podem parecer difíceis e complexos. O processo de criação de qualquer coisa nova é mais intuitivo que analítico. Porém, a parte mais difícil no processo realmente não é definida por fórmulas matemáticas ou conceitos mecânicos. A maioria das limitações normalmente vem com as condições sociais e econômicas do ambiente de funcionamento. É bem mais simples projetar uma nova máquina desfibradora com alta eficiência e executando todas as tarefas automaticamente, reduzindo o perigo de acidentes humanos para níveis próximos de zero. A solução de engenharia, apesar de ser excelente do ponto de vista de engenharia, conduzirá a perda de emprego de mais de meio milhão de pessoas como Hein (1994) explica no seu relatório. Estas observações finais aqui mencionadas, não tentam resolver o problema destas pessoas, mas apenas tenta mostrar que a engenharia não somente desafia um problema matemático ou tecnológico mas também problemas de ordem socio-econômicos.

O projeto com movimento de reversão procura aliviar o trabalho do operador, enquanto, ao mesmo tempo, visa quebrar as barreiras causadas por mudanças de projetos de novas máquinas desfibradoras de sisal.

O trabalho futuro entrará na direção de fabricação deste projeto e avaliação de seu desempenho, com as devidas medições de produtividade bem como sua eficiência.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Dana S.S, 1999, "Design of Alternative Safe Parallel Threshing Machine". Proceedings of Sixth Pan- American Congress of Applied Mechanics and Eighth International Conference on Dynamics Problems in Mechanics, Vol. 8, pp 1189-1192, Rio de Janeiro, Brazil
- Dana, S.S, Moreira, A.M, 1998, "Design of a Safe Parallel Threshing Machine Using Alternating Movement". V CEM- NNE, Vol. II pp 503-510, Fortaleza, Brazil
- Dana, S.S, Monteiro, L.L., 1998, "The State of Art of the Threshing Machines: The Productivity Estimations and Comparisons". V CEM- NNE, Vol. I pp 361-368 .Fortaleza, Brazil
- Dana, S.S. 1997, " Revising the Design of the Transversal Threshing Machine by Considering the Actual Load Distribution", Proceedings of 7th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, Vol. I, pp Ap1-Ap3, Angra dos Reis, Rio de Janeiro, Brazil
- Dana, S.S. 1996, " Structural. Optimization of the " Threshing Machine", Proceedings. of IV CEM-NNE, Vol I, pp 475-480, Recife, Brazil
- Hatakeyama, Kazuo. 1990, "Maquina Desfibradora de Sisal, Estado da Arte", Poli, Salvador. Brazil.
- Hein, Rony. 1994, "A Sina do Sisal". Terra , Ano3, Edição 30, pp60-66, São Paulo, Brazil.
- Targino, G. Dana, S.S. 1992, "Uma Estratégia para Fortalecimento da Tecnologia Regional", Proceeding of IICEM-NNE, Vol.II, pp452-457, João Pessoa, Brazil

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA MODULAR PARA MECANIZAÇÃO AGRÍCOLA EM PEQUENAS PROPRIEDADES

Giovano Marcos Mazetto

Fernando Antônio Forcellini

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: giovano@nedip.ufsc.br, forcellini@emc.ufsc.br

Augusto Weiss

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Ciências Agrárias, Departamento de Agronomia, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: augusto@cca.ufsc.br

Resumo

A busca por métodos de produção agrícolas, que diminuam os problemas de erosão e perda de produtividade causados pelo sistema convencional de plantio, tem levado os agricultores a adotar os chamados métodos conservacionistas de cultivo. Esta mudança, exige uma adequação, em termos de mecanização. Com objetivo de disponibilizar à indústria de implementos agrícolas, projetos de implementos cujos princípios de solução já tenham sido testados e aprovados, foram realizados trabalhos visando a obtenção de um sistema modular. Como resultado destes trabalhos, foi obtido um sistema modular conceitual composto por dez módulos. Estes módulos, combinados entre si atendem a quatro funções globais variantes. O compartilhamento de módulos deverá resultar em vantagens fabris, como redução de estoques e linhas de produção mais racionalizadas. Os trabalhos atualmente estão voltados para a fabricação de um protótipo, onde serão utilizados componentes atualmente fabricados pela indústria, juntamente com demais módulos.

Palavras-chaves: Sistema modular, pequenas propriedades, implementos agrícolas.

1. INTRODUÇÃO

Os produtos modulares vem permitindo a indústria em geral, obter índices cada vez mais elevados de produtividade e qualidade, sem citar os menores custos de produção e revenda. Automóveis, computadores e móveis, são apenas alguns dos bens de consumo desenvolvidos sob esta óptica de projeto, que literalmente tiveram seus custos reduzidos, baseando-se em conceitos peculiares como interfaces padronizadas, módulos intercambiáveis, padronização de componentes entre outros.

No entanto, se são muitas as vantagens obtidas com a aplicação das metodologias de projeto de produtos modulares, sua aceitação e conseqüente aplicação na indústria, ainda está longe do desejado e um dos fatores responsáveis apontados, é justamente o desconhecimento dos profissionais, sobre estas técnicas de trabalho. No decorrer dos últimos anos, o NeDIP - Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos – pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, tem dedicado parte de suas pesquisas, a

aplicação e aprimoramento das metodologias de projeto. Entre estudos recentes, podem-se citar, o desenvolvimento de implementos agrícolas e metodologias, como os trabalhos de CASTALDO (1999) e de PIZZATTO (1998), respectivamente, um implemento para manejo da cobertura vegetal, em pequenas propriedades e uma sistemática de projeto para produtos modulares, com aplicação em móveis.

Tendo como base estes aspectos, é apresentado como objetivo principal deste trabalho, o desenvolvimento de um sistema modular que possa dar uma contribuição no sentido de melhorar o atual quadro de mecanização da pequena propriedade rural, enfocando os implementos destinados as atividades conservacionistas de cultivo.

Para a obtenção deste propósito, são aplicadas ferramentas específicas de projeto, como QFD, Análise Funcional, Matriz Morfológica entre outras em um grupo de quatro implementos agrícolas. Deve-se citar também, o emprego de uma metodologia de projeto de sistemas modulares, que está sendo desenvolvida pelo NeDIP. Esta metodologia, está dividida em quatro fases principais. Estas fases por sua vez dividem-se em etapas e tarefas, dando ao processo de projeto uma característica mais uniforme, diminuindo as lacunas existentes em outras metodologias principalmente em relação ao nível de abstração que envolve as tomadas de decisão. A Figura 1, mostra o fluxo geral da metodologia adotada, que orienta as atividades de projeto a serem desenvolvidas.

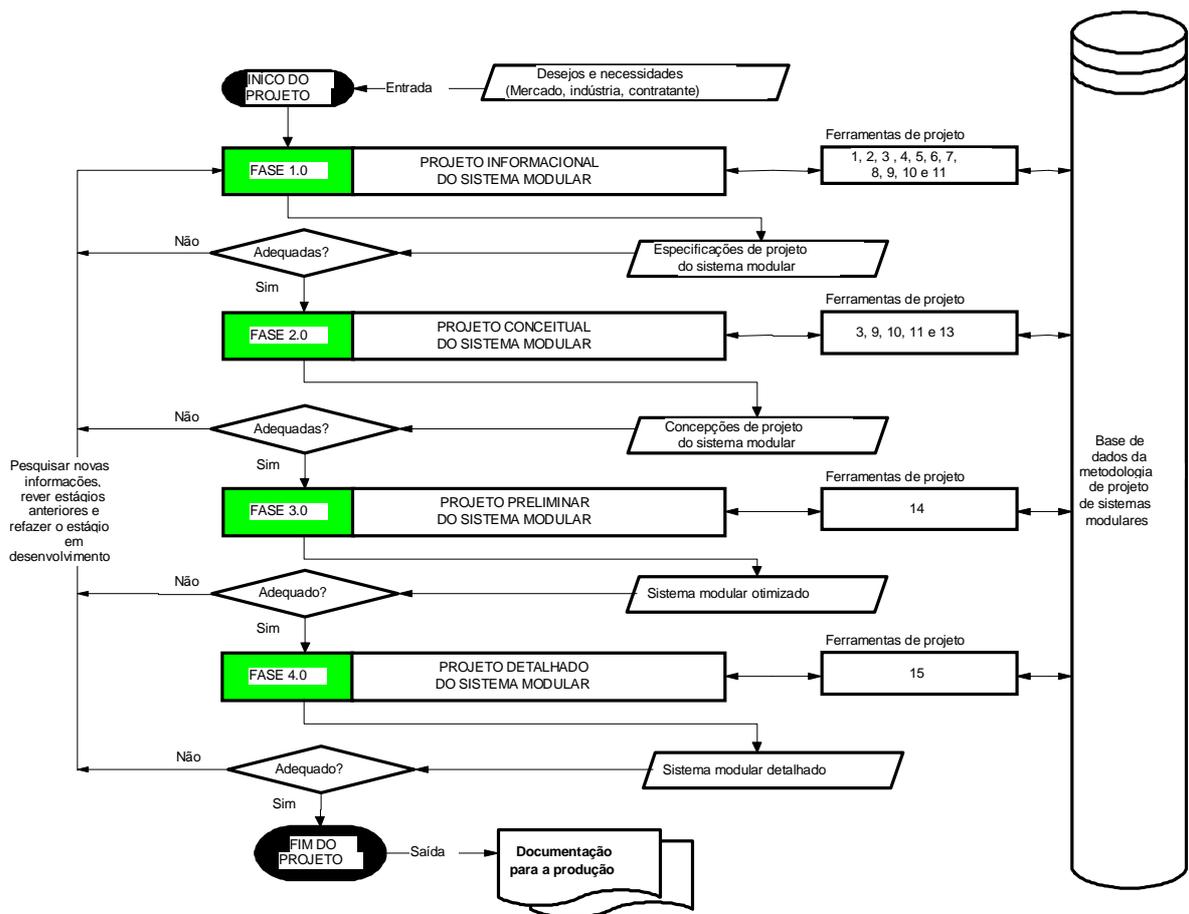


Figura 1: Fluxo geral da metodologia utilizada (MARIBONDO 1999).

Os trabalhos resultaram em um conjunto de 11 módulos, que combinados entre si, atendem as quatro Variantes da Função Global (VFG) dos implementos, caracterizando desta forma o aspecto de compartilhamento de componentes, que entre outros, caracterizam um produto modular. Na seqüência é apresentado o desenvolvimento dos trabalhos.

2 Desenvolvimento

O desenvolvimento do projeto, teve início com um estudo detalhado, sobre alguns aspectos da mecanização agrícola nas pequenas propriedades do Estado de Santa Catarina. A partir de um universo de dez implementos indicados para a atividade conservacionista em pequenas propriedades, estudados inicialmente, foram selecionados quatro. Os critérios para esta seleção foram, respectivamente, o nível de desenvolvimento e o grau de importância dos mesmos para o cultivo conservacionista. Os implementos selecionados são destinados a atender as seguintes atividades: 1) plantio e adubação do solo, através dos implementos conhecidos como: a) semeadora/adubadora em linha com tração animal e duplo cinzel; b) semeadora/adubadora em linha também de tração animal e cinzel para adubo e duplo disco para as sementes. 2) escarificação para descompactação do solo, através de um escarificador com disco de corte e tração animal, e; 3) sulcagem para transplântio de mudas, realizado por um sulcador com disco de corte e tração animal.

Após o levantamento do estado da arte, que culminou com a delimitação do número de implementos, foi estabelecida uma definição inicial do problema de projeto: contribuir para uma melhoria na qualidade de vida do homem do campo, fornecendo a indústria de implementos agrícolas, projetos bem detalhados e oriundos de tecnologias apropriadas, condizentes com as indústrias locais, através da modularização de implementos, visando melhor desempenho, facilidade de fabricação e diminuição de custos.

2.1 Projeto Informacional do Sistema Modular

Nesta fase do desenvolvimento, foram identificados então, os desejos e necessidades dos futuros clientes e usuários do sistema modular. Para coletar estes desejos e necessidades, foi feita uma análise do ciclo de vida dos produtos deste gênero. Após esta coleta as informações foram transformadas em requisitos de projeto, ou seja, as informações coletadas foram interpretadas e transcritas para linguagem técnica, passível de quantificação.

A atividade realizada na seqüência, foi a hierarquização dos requisitos de projeto. Para esta atividade, foi utilizada a primeira Matriz Casa da Qualidade. Os resultados desta aplicação, apontaram como requisito mais importante, o menor tempo de *set up*, seguido de um menor número de componentes. Como terceiro requisito, tem-se um baixo número de novos componentes, e assim por diante.

O passo seguinte a hierarquização dos requisitos de projeto, foi a elaboração das especificações do projeto, como é mostrado na Tabela 1. Esta tabela apresenta uma descrição do item, seguido de um valor meta e uma unidade de medida para o mesmo. É indicado ainda neste quadro, um sensor, destinado a indicar um método de medição ou controle das metas traçadas e ainda uma indicação de saída indesejável, alertando para possíveis problemas de devem ser evitados durante a busca por soluções que atendam as especificações em questão. A Tabela 1 mostra apenas uma parte das especificações de projeto, ao total são 18 os itens que a compõem.

Tabela 1: Especificações de projeto para o sistema modular.

Descrição	Meta	Uni	Sensor	Saída indesejável
1 Set up	15 minutos	Min	Testes de campo	Tempo elevado
2 Número de componentes	Reduzir em 50% o número de componentes	Núm.	Análise de projeto	Aumento do número de componentes ou da complexidade de fabricação
3 Componentes padronizados	Utilizar no máximo 30% de novos componentes	%	Avaliação no decorrer do projeto	Mais do que 30% de novos componentes
4 Custo de fabricação	O custo do sistema modular deve ser menor do que os implementos atualmente fabricados	R\$	Estimativas de custo através de ferramentas específicas	Custo maior ou perda de qualidade.

2.2 Projeto Conceitual

O objetivo desta fase do projeto, é obter a definição conceitual do sistema modular, e para tanto, foram identificadas as estruturas funcionais dos implementos. Antes porém, da identificação das estruturas funcionais, realizou-se delimitação das fronteiras do sistema em estudo. Esta atividade é importante, porque permite que sejam definidas as entradas e saídas de energia, material e sinal envolvidos no processo em estudo. A Figura 2 mostra o desenho esquemático do implemento 1, um escarificador com disco de corte, sendo que os limites do sistema excluem o operador e a fonte de tração, considerando apenas as entradas de energia que estes provêm ao sistema.

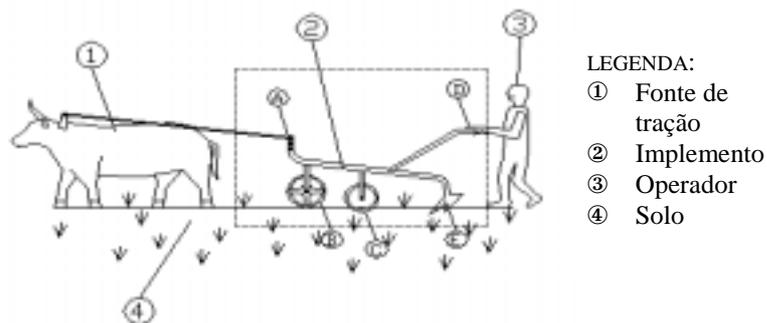


Figura 2: Limites do sistema relativo ao implemento 1.

A identificação das estruturas funcionais, inicia com a interpretação da Função Global do implemento. Na seqüência, a Função Global é desdobrada em Funções Parciais (FP) e Funções Elementares (FE). Como resultado desta atividade, são apresentadas as Funções Elementares que compõem o implemento e a representação gráfica de sua estrutura. Este processo foi repetido para todos os implementos em estudo e durante a identificação das funções, foram encontradas muitas funções comuns entre os implementos. Para simplificar os trabalhos, estas funções comuns foram agrupadas e receberam a mesma numeração, ou seja são tratadas como uma única função, mas que se repete em mais de um implemento. A Tabela 2 mostra a relação de funções de um dos implementos estudados e a Figura 3 a respectiva representação gráfica.

Após a identificação das Funções Elementares dos quatro sistemas em estudo, foram elaboradas Fichas Técnicas contendo informações sobre cada função. Foram catalogadas ao todo, 17 Funções Elementares diferentes. A partir de uma análise das Funções Elementares identificadas e catalogadas, a equipe de projeto decidiu que alguns dos princípios de solução atualmente utilizados, não seriam modificados, ou seja, o sistema modular a ser criado, deverá ser compatível com componentes já existentes. Desta maneira, o sistema modular passou a contar com 6 Módulos Construtivos (MC) já definidos.

Tabela 2: Relação das Funções Elementares do implemento 1.

Resumo do Desdobramento das Funções que Compõem o Implemento 1			
Primeiro desdobramento <u>Função parcial</u>	Segundo desdobramento <u>Função Elementar (FE)</u>	Função Principal: ESCARIFICAR SOLO <i>Interpretação técnica das funções elementares</i>	Numeração das Funções Elementares
1.1	-	Posicionar haste	FE 1.1
1.2	1.2.1	Ajustar torque	FE 1.2.1
	1.2.2	Fixar tração	FE1.2.2
1.3	1.3.1	Dar mobilidade	FE 1.3.1
	1.3.2	Cortar palhada	FE 1.3.2
	1.3.3	Romper solo	FE 1.3.3
1.4	-	Captar força humana	FE 1.4
1.5	-	Auxiliar manobras	FE 1.5

Na seqüência das atividades foram estabelecidas as estruturas funcionais modificadas. Para esta atividade, o seguinte roteiro foi observado: 1) definição da Função Global do sistema modular; 2) definição das Variantes da Função Global do sistema modular; 3) classificação das Funções Elementares identificadas nos quatro implementos; 4) listagem das Funções Elementares necessárias para a execução de cada uma das Variantes da Função Global; 5) criação dos Módulos Funcionais (MF) e, 5) apresentação das estruturas funcionais modificadas compostas pelos Módulos Funcionais.

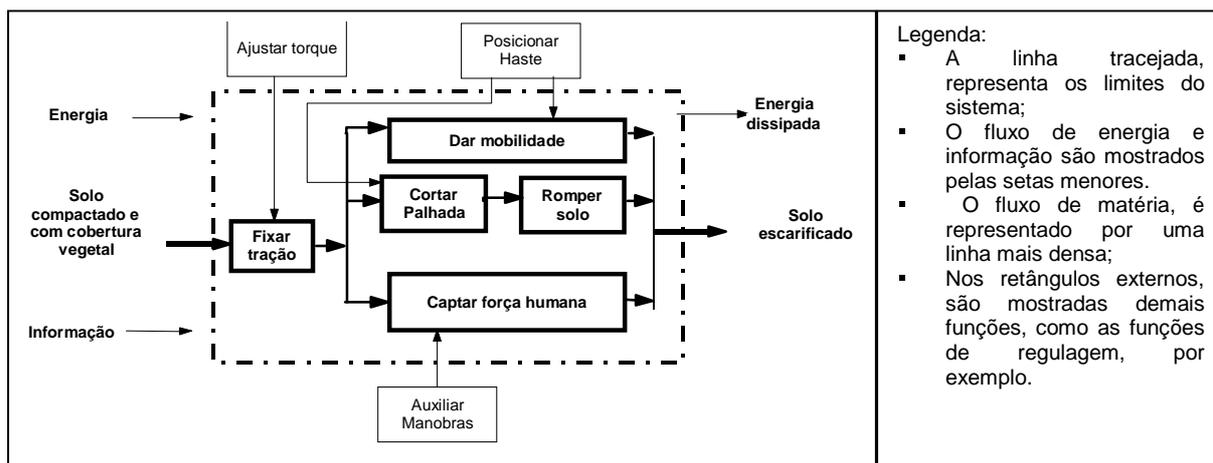


Figura 3: Representação gráfica da estrutura de funcional e sua legenda

Como resultado da realização das atividades descritas, obteve-se um conjunto de 10 Módulos Funcionais. A combinação entre estes módulos em quatro arranjos diferentes, permite que quatro Variantes da Função Global (VFG) sejam atendidas.

Após a definição dos Módulos Funcionais que compõem o sistema modular, os trabalhos são direcionados para a obtenção dos Módulos Construtivos (MC), ou seja, tendo como base os requisitos de projeto e de modularidade, são pesquisados e definidos os princípios de solução adequados para cada um dos Módulos Funcionais. A Tabela 3, mostra a relação total dos Módulos Funcionais do sistema modular.

Tabela 3:Relação dos Módulos Funcionais (MF) do sistema modular.

Denominação	Classificação do módulo	Funções atendidas	Interpretação técnica das funções	Classificação
MF 01	ESPECIAL	FE 1.3.3	ROMPER SOLO	ESPECIAL
MF 02	BÁSICO	FE 1.2.1	AJUSTAR TORQUE	AUXILIAR
		FE1.2.2	FIXAR TRAÇÃO	BÁSICA
MF 03	BÁSICO	FE 1.1	POSICIONAR HASTE	AUXILIAR
		FE 1.3.1	DAR MOBILIDADE	BÁSICO
		FE 1.3.2	CORTAR PALHADA	BÁSICA

Continuação da Tabela 3

MF 04	BÁSICO	FE 1.4	CAPTAR FORÇA HUMANA	BÁSICA
		FE 1.5	AUXILIAR MANOBRAS	AUXILIAR
MF 05	ESPECIAL	FE 2.3.1.1	CAPTAR POTÊNCIA	ESPECIAL
		FE 2.3.1.3	COMPACTAR SOLO	ESPECIAL
		FE 2.6	INTERROMPER DOSAGEM	AUXILIAR
		FE 2.1.2	POSICIONAR RODA COMPACTADORA	AUXILIAR
MF 06	ESPECIAL	FE 2.7	DOSAR ADUBO	ESPECIAL
MF 07	ESPECIAL	FE 2.8	DOSAR SEMENTES	ESPECIAL
MF 08	ESPECIAL	FE 2.3.3	DEPOSITAR ADUBO	ESPECIAL
MF 09	ESPECIAL	FE 2.3.4	DEPOSITAR SEMENTES (CINZEL)	ESPECIAL
			DEPOSITAR SEMENTES (DISCO DUPLO)	
MF 10	ESPECIAL	FE 4.3.3	ABRIR SULCO	ESPECIAL

A pesquisa por princípios de solução que atendessem as funções de cada módulo, foi realizada de forma independente, e para esta atividade foi utilizada a ferramenta conhecida como Matriz Morfológica. Após a aplicação da Matriz Morfológica para cada Módulos Funcional, deparou-se com uma situação nova, devido ao fato de que para cada módulo, foram encontradas mais de uma solução construtiva que atendia as especificações de projeto.

Diante da necessidade de optar entre os princípios de solução indicados, desenvolveu-se uma Matriz de Apoio a Escolha entre Módulos Funcionais, que utiliza como critérios, os requisitos de projeto. Após a aplicação desta matriz, apenas as concepções mais pontuadas, foram consideradas. O último passo para a escolha dos princípios de solução, foi a aplicação dos chamados Critérios de Modularização, a saber: 1)critérios gerais: similaridade entre estruturas funcionais e físicas do sistema modular e; minimização das interações incidentais entre os componentes físicos; 2) critérios específicos: energia, material, sinal, geometrias, entre outros. Com base nos critérios de modularização, foram então selecionados os princípios de solução para os Módulos Construtivos do sistema modular.

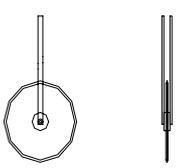
FUNÇÃO ELEMENTAR 1.3.2		FICHA 05
Interpretação técnica: cortar palhada		
Implementos em que está presente: todos		
<p>Descrição da função elemental: Cortar a palhada sobre o solo promovendo a menor perturbação possível na cobertura vegetal. O corte é realizado através de cisalhamento, onde o disco é pressionado verticalmente contra o solo. O disco penetra no solo girando sem deslizamento a uma profundidade pré determinada.</p>		
Exemplo de princípio de concepção: Disco metálico		<p>Características: É basicamente composto por um disco metálico, montado em um eixo através de buchas ou rolamentos. O eixo, colocado no centro do disco é fixado a uma espécie de garfo, que por sua vez é fixado a estrutura do implemento. o disco de corte, deve permitir a regulagem da profundidade do corte, o que é feito na maioria das vezes através do garfo.</p>
		
Efeito portado pelo componente do exemplo: cisalhamento		
Classificação do componente: Básico - B		
Observações: O princípio de solução aplicado originalmente nesta função elemental, deve ser mantido		
Entradas: (energia, material, sinal)	Saídas: (energia, material, sinal)	
Demais observações:		Possibilidade de união? Sim (X) Não ()
Tanto esta FE, como a FE 1.3.1, estão ligadas a		Se sim, com quais? FE 1.3.1 - FE 1.1
FE 1.1. Existem soluções construtivas		
que englobam estas funções.		

Figura 4: Ficha técnica.

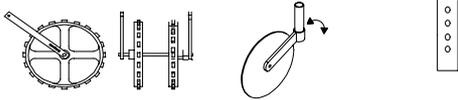
Concepções Alternativas Dos Módulos Funcionais	Alternativas para o Módulo Funcional			
	02	03	04	05
Requisitos técnicos para avaliação das alternativas concepção	I	II	III	IV
1) Menor número de componentes	X	X	X	X
2) Maior facilidade de fabricação		X	X	X
3) Maior rapidez e lógica na montagem	X	X	X	X
4) Menor custo (estimativa)		X	X	X
5) Manutenção mais simples		X	X	X
6) Maior quantidade de materiais recicláveis	X	X	X	X
7) Menor risco de acidentes com transporte e manuseio				X
8) Maior simplicidade nas operações e regulagens	X			X
9) Maior durabilidade	X	X	X	X
10) Maior facilidade de uso em terrenos acidentados	X	X	X	X
11) Menor set-up	X			X
12) Maior facilidade de limpeza após o uso				
13) Maior manobrabilidade				X
14) Maior facilidade de transporte fora do uso				X
15) mais adequados a fontes de tração de pequena potência		X		X
16) Maior facilidade de acoplamento a tração	X			
17) Maior confiabilidade	X	X	X	X
18) aspecto mais robusto	X	X	X	X
Somatório dos requisitos de cada alternativa de concepção	9	1	7	8
	11	4	11	10
	1	4	2	10
	3			

Figura 5: Matriz de Apoio a Escolha de MF.

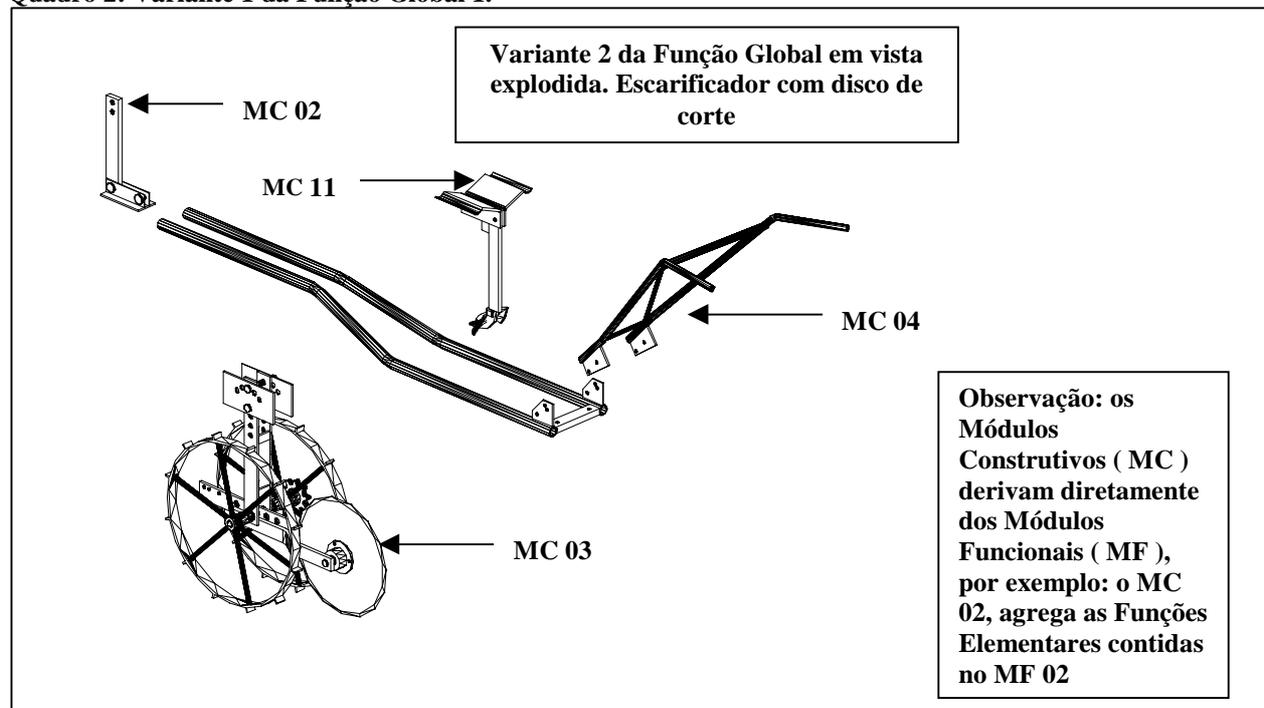
As figuras 4 e 5 mostram as ferramentas desenvolvidas para auxiliar no desenvolvimento do projeto. A partir da aplicação destas ferramentas, juntamente com as tradicionais já citadas, foi possível obter a definição conceitual do sistema modular. No Quadro 1, são mostrados dois Módulos Construtivos, juntamente com algumas observações sobre as decisões tomadas, suas denominações e funções por eles portadas. No quadro 2 e 3, são mostradas em uma representação esquemática as Variantes 1 e 2 da Função Global respectivamente.

O próximo passo, na seqüência dos trabalhos, é o desenvolvimento do Projeto Preliminar do Sistema Modular, fase está, que com base em critérios técnicos e econômicos entre outros, terá como resultado as definições preliminares sobre geometrias, dimensões, interfaceamento entre módulos e etc.

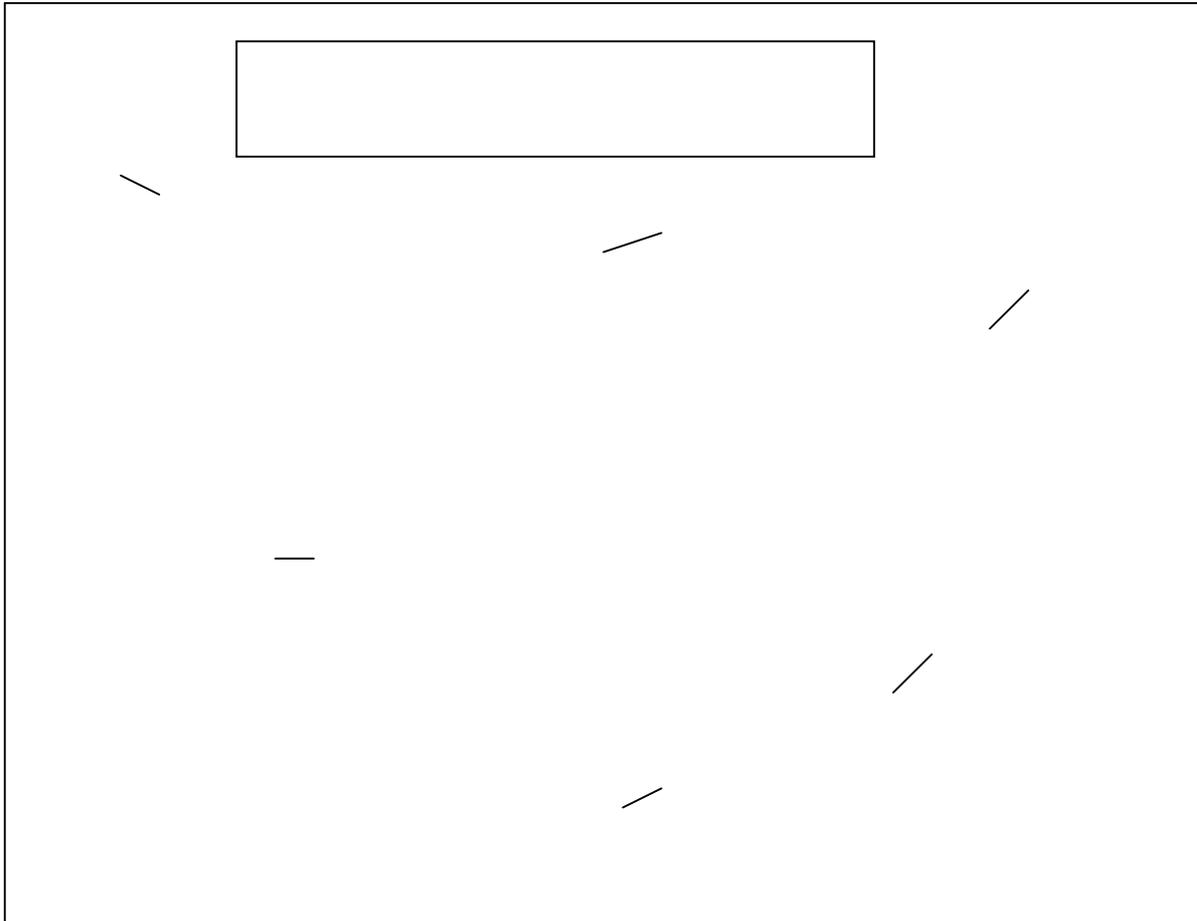
Quadro 1: Módulos Construtivos Básicos.

Nome	Funções	Princípios de solução empregados
MC 02	<ol style="list-style-type: none"> 1 Ajustar momento 2 Fixar tração 	 <p>A opção por estes princípios de concepção se justificam pela simplicidade de sua construção. A fixação por parafuso e porca foi descartada, devido ao tempo de fixação e maior necessidade de ferramentas para a montagem.</p>
MC 03	<ol style="list-style-type: none"> 3 Posicionar haste; 4 Dar mobilidade 5 Cortar palhada. 	 <p>Para dar mobilidade, a opção pelas rodas duplas está ligada as informações obtidas com pessoas que tiveram ligação direta, com testes desenvolvidos neste tipo de equipamentos e que, segundo as mesmas, o corte da palhada acontece de forma mais regular, quando as rodas estão próximas e nos dois lados do disco, ao invés de estarem imediatamente a sua frente. Destes mesmos testes de campo, resultou também a informação de que os discos de corte que apresentavam um movimento relativo, ou seja, não eram rígidos, apresentavam melhor desempenho, por desviarem de pequenos obstáculos encontrados no caminho.</p> <p>A chapa com furos, como forma de ajuste da posição da haste, é de simples fabricação, e dispensa ferramentas para set up.</p>

Quadro 2: Variante 1 da Função Global 1.



Quadro 2: Variante 2 da Função Global.



3 Conclusão

Os resultados até então obtidos, com a aplicação de uma metodologia de projeto a um grupo de quatro implementos agrícolas, demonstram que uma das maiores dificuldades encontradas pela equipe está na organização das informações coletadas, juntamente com as tomadas de decisão peculiares a atividade de projeto. Como resultados desta primeira aplicação, estes dois aspectos fizeram com que a equipe desenvolvesse duas ferramentas de auxílio.

A primeira delas, denominada Ficha Técnica, foi de fundamental importância na organização das informações coletadas, permitindo que de forma simples, fosse possível confrontar as diversas funções catalogadas e assim iniciar a definição dos módulos, agrupando as funções comuns ou semelhantes, identificando semelhanças construtivas, ou ainda restrições de união entre as mesmas.

A segunda ferramenta, denominada Matriz de apoio a escolha de MF, foi desenvolvida com o intuito de auxiliar na escolha dos princípios de solução, visto que em muitos casos, existiam mais de uma combinação de princípios que atendiam a especificações de projeto. É certo também que neste caso, trata-se apenas de um desenvolvimento inicial, e prova disso é que a própria equipe que está desenvolvendo a metodologia que foi utilizada, está trabalhando para aperfeiçoar e implementar computacionalmente esta ferramenta, o que mostra que estamos no caminho certo.

De um modo geral, conclui-se que este trabalho permitiu a equipe de projeto avançar significativamente, rumo ao domínio da técnica de projeto, além de apresentar soluções inovadoras para implementos até então fabricados de forma praticamente artesanal.

Finalizando, acredita-se também ter contribuído de forma significativa para o desenvolvimento de produtos agrícolas destinados a pequenos produtores, se confirmadas as expectativas, poderão ser obtidas reduções de custo e massa dos implementos, aspectos estes citados como críticos, além de uma maior facilidade de fabricação. Quanto a metodologia aplicada no desenvolvimento, os resultados são reais, por apontar aos pesquisadores passo a passo, as dificuldades e vantagens encontradas ao longo da aplicação, contribuindo assim para o desenvolvimento desta em tempo real.

4 Bibliografia

- 1) BACK, Nelson, FORCELLINI, F. A., **Projeto de Produtos**. Notas de aula da disciplina Projeto Conceitual, do curso de Pós-graduação em eng. Mecânica. UFSC, 1996.
- 2) CASTALDO, E. Cardoso. **Desenvolvimento, construção e testes de um picador para coberturas vegetais**. Florianópolis, 1999. 118 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina.
- 3) MARIBONDO, Jucelino de Farias. **Diretrizes para o Desenvolvimento de uma Metodologia de Projeto de Sistemas Modulares**. COBEM-99. Águas de Lindóia, SP Nov. 22 a 26.
- 4) PIZZATO, Alex. **Desenvolvimento de uma Sistemática de Apoio ao Projeto de Móveis Modulares**. Florianópolis, SC: Curso de Pós-graduação em eng. Mecânica -CTC-EMC-UFSC, 1998.(Dissertação de Mestrado).
- 5) WEISS, Augusto. **Desenvolvimento e Adequação de Implementos para Mecanização Agrícola nos Sistemas Conservacionista em Pequenas Propriedades**. Florianópolis, SC: Curso de Pós-graduação em eng. de Produção –CTC-EPS-UFSC, 1998. (Tese de Doutorado).

4. REFERÊNCIAS

Akao, Y., 1990, "Quality Function Deployment - QFD : Integrating Customers Requirements into Product Design". Cambridge. Productivity Press.

Back, N, 1983, "Metodologia de Projeto". Rio de Janeiro. Editora Guanabara Dois.

Ferreira, C.V, 1997, "Estimativa de Custos de Produtos na Fase de Projeto Conceitual: Uma Metodologia para Seleção da Estrutura Funcional e da Alternativa de Solução". Florianópolis. SC. CPGEM. UFSC. Dissertação.

Ferreira, C.V.,1998, "Estimativa de Custos de Componentes Injetados". Florianópolis. SC. 1998. CPGEM. UFSC. Relatório.

Ferreira, C.V. 2000. " TRIZ - Teoria da Solução de Problemas Inventivos". PPGEM. EMC. CTC. UFSC. Apostila.

Pahl, G. & Beitz, W., 1995. "Engineering Design : a Systematic Approach". Berlin. Springer Verlag.

Pugh, S., 1990, "Total Design. Integrated Methods for Successful Product Engineering". Addison-Wesley Publishing Company.

Roozenburg, N.F.M. e Eekels, J., 1995, "Product Design.: fundamental and methods". England: John & Sons Ltda. ISBN 047194351-7

Terninko, J., Zusman, A. e Zlotin, B., 1998, "Systematic Innovation. An Introduction to TRIZ (Theory of Inventive Problem Solving). St. Lucie Press.

Theory of Inventive Problem Solving. www-personal.engin.umich.edu/~gmazur/triz

Ullman, D.G. "The Mechanical Design Process". Mc-Graw Hill. Mechanical Technology Series. 1992. ISBN 007065739-1.

3. CONCLUSÕES

As metodologias de projeto tradicionais foram elaboradas considerando a “teoria de sistemas técnicos” e esta abordagem não se mostra a mais adequada ao desenvolvimento de componentes injetados. O projeto do componente injetado inicia-se com o processo de manufatura e a família de material do produto especificada. Devido a este fato, novas informações e restrições são introduzidas no projeto do produto e, assim, devem ser consideradas. A metodologia proposta contribui, entre outros pontos, no sentido de possibilitar que o desenvolvimento do componente injetado ocorra considerando estas informações e estas restrições.

A metodologia proposta apresenta a vantagem de permitir que o desenvolvimento do componente injetado ocorra de forma integrada. Desta forma, as informações relacionadas aos distintos campos de conhecimento podem ser consideradas, simultaneamente, desde o início do processo de projeto do produto, segundo a filosofia da Engenharia Simultânea. Além disto, considerando as informações provenientes dos campos de conhecimento desde o início do projeto, a ocorrência de problemas relacionados a moldabilidade do componente, a manufatura do molde de injeção e a aspectos econômicos pode ser minimizada e, conseqüentemente, o custo de desenvolvimento do componente pode ser reduzido.

A etapa definição das especificações de projeto do componente injetado ocorre de forma integrada e mais fundamentada, pois as informações envolvidas no projeto do componente injetado são consideradas simultaneamente. Esta abordagem é possível devido ao emprego da Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto, juntamente, com a Matriz de Correlação do QFD. Nesta etapa do projeto, ocorre a preparação de informações sobre o produto e, a ferramenta proposta, apresenta a vantagem de permitir o mapeamento destas informações. Em termos técnicos, esta preparação envolve a consideração de informações relacionadas ao componente, ao processo, ao molde e ao material de injeção. Em termos econômicos, envolve a consideração de informações relacionadas aos custos ciclo de vida do componente.

Em se tratando da *geração das alternativas de concepção do componente*, tem-se a vantagem de gerar as concepções segundo as particularidades deste tipo de atividade, ou seja, levando em conta o desenvolvimento de formas básicas, as especificações do componente, processo, molde e material de injeção, as regras de projeto e a experiência de quem executa este tipo de projeto. Esta abordagem é possível devido ao emprego da Matriz de Geração de Alternativas de Concepção, que integra os conceitos da matriz morfológica (Back, 1983) e das estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução apresentadas por Roozemburg *et all* (1995).

Com relação a *estimativa do custo das alternativas de concepção* espera-se obter um modelo que permita estimar o custo do produto, considerando a natureza das informações disponível no início do projeto. Esta abordagem visa permitir que o componente obtido apresente um custo adequado. A consideração de aspectos econômicos desde o início do projeto, auxilia na identificação das características do componente, responsáveis pela elevação dos custos. Desta forma, podem ser introduzidas alterações no produto nas fases iniciais de projeto, assim, os custos que se mostrarem elevados podem ser adequados.

Na etapa de *seleção da concepção do componente*, a metodologia permite que a esta atividade ocorra levando em conta as características deste projeto. Desta forma, o desempenho técnico e econômico do componente podem ser avaliados de forma integrada e simultânea, através do emprego da Matriz de Apoio à Decisão para Seleção da Alternativa de Concepção do Componente Injetado.

2.4. Seleção da Concepção do Componente Injetado

Na quarta etapa do projeto conceitual, segundo a metodologia proposta por Ferreira (1999), ocorre a seleção da alternativa de concepção do componente injetado. Este processo deve ser conduzido de forma sistemática, levando em conta aspectos, técnicos e econômicos, a multidisciplinaridade e a interdisciplinaridade deste tipo de desenvolvimento.

Para apoiar este processo sugere-se o emprego da ferramenta proposta e denominada de Matriz de Tomada de Decisão para Seleção da Concepção do Componente Injetado, a qual visa apoiar e orientar o decisor no processo de seleção da concepção do componente, através da avaliação das alternativas de concepção, economicamente, em relação ao custo estimado e, tecnicamente, em relação as especificações de projeto.

Para que a seleção da alternativa de concepção do componente seja realizada de forma criteriosa e sistematizada deve ser estabelecido um método de julgamento e seleção. No tocante ao método de julgamento, deve-se buscar um modo para avaliar as alternativas de concepção em relação as especificações de projeto, uma vez que, tem-se disponível o valor do custo estimado. A avaliação técnica deve ser realizada com base nas especificações de projeto, considerando os aspectos funcionais, de forma, de durabilidade, de operacionalidade, de moldabilidade do processo, de manufacturabilidade do molde, entre outros.

No tocante ao método de seleção, deve ser proposta uma estratégia que permita, ao decisor, selecionar a mais adequada concepção para o projeto do produto, considerando o resultado da avaliação realizado previamente.

Segundo a metodologia proposta, para selecionar a alternativa de concepção do componente injetado, devem ser realizadas as seguintes tarefas:

- **Tarefa 13:** Avaliar as alternativas de concepção do componente injetado.

A avaliação das alternativas de concepção do componente injetado deve ser realizada considerando aspectos técnicos e econômicos, segundo uma abordagem criteriosa e empregando-se procedimentos sistemáticos. Nesta linha, encontram-se alguns trabalhos, entre eles, destacam-se os métodos descritos por Pugh (1990), Ullman (1992), Pahl e Beitz (1995) e Ferreira (1997).

Nesta avaliação, os aspectos relacionados ao componente, ao processo, ao molde, ao material e ao custo devem ser corretamente ponderados. Isto é, deve-se considerar qual destes aspectos é mais importante em relação aos demais e apresenta maior influência sobre o desempenho do componente injetado. Para isto, no decorrer da Tese será proposta uma sistemática que considere estas particularidades.

- **Tarefa 14:** Selecionar a concepção do componente injetado.

A seleção da concepção do componente deve ser realizada considerando, mutuamente, os resultados da avaliação das alternativas de concepção em relação as especificações de projeto e o resultado da estimativa de custo. Para isto, é necessário que seja estabelecida uma estratégia para seleção da concepção do componente injetado. Este procedimento será proposta na elaboração da Tese.

A Metodologia de Desenvolvimento e Estimativa de Custos do Componente Injetado foi sintetizada nestas quatorze tarefas. A sistematização desta metodologia visa, posteriormente, a sua implementação computacional. Para isto, tornar-se-á como base

2.3. Etapa 3: Estimativa do Custo das Alternativas de Concepção do Componente

Na terceira etapa do projeto, segundo a metodologia proposta, deve ocorrer a estimativa do custo das alternativas de concepção do componente injetado.

A estimativa do custo é fundamental para que sejam avaliados aspectos econômicos das concepções. Entre outras informações, a estimativa do custo do componente injetado fornece como resultado, o custo do molde de injeção, e que mostra-se importante para análises de investimentos relativos à manufatura do produto.

Para estimar o custo do componente injetado, neste momento do projeto, deve estar disponível um conjunto de informações sobre o próprio componente, o processo, o material e o molde. Desta forma, empregando-se um método adequado é possível estimar o custo deste produto.

Portanto, segundo a metodologia proposta, para estimar o custo das alternativas de concepção do componente injetado são descritas as seguintes tarefas:

- **Tarefa 11:** Preparação das informações sobre custos do componente injetado. Nesta etapa, devem ser identificados os atributos do componente, do processo, do molde, do material e de custos, necessários e suficientes para estimar o custo do componente injetado. Estas informações podem ser identificadas (buscadas) no banco de dados do sistema, uma vez que estão descritas nos princípios de solução que compõem as alternativas de concepção do componente injetado.

Além disto, devem ser identificados parâmetros que não encontram-se representados nos atributos do produto, mas influenciam o custo do componente. Estes parâmetros são, por exemplo: número de componentes a serem produzidos, capacidade da injetora, custo por unidade de peso do material, entre outros.

- **Tarefa 12:** Estimar o custo das alternativas de concepção do componente. O custo do componente injetado deve ser estimado através do emprego de métodos de estimativa de custos adequados. Entretanto, considerando o nível de informações disponíveis na fase de projeto conceitual, observa-se uma dificuldade de determinar o custo do componente injetado, dado os métodos existentes.

Neste sentido, faz-se necessário propor e desenvolver um modelo que realize tal tarefa. Um estudo preliminar mostrou que, para estimar o custo do componente, pode-se considerando a natureza das informações disponíveis, inicialmente, determinar os parâmetros que determinam e influenciam o custo do produto, como, por exemplo, a altura e a espessura máxima da parede do componente injetado. Na sequência, considerando estes parâmetros, observou-se a possibilidade de determinar o tempo de setup da máquina, de molde aberto e de resfriamento do componente. Finalmente, com estas informações pode-se estimar o custo do componente injetado.

Além disto, para que o resultado da estimativa do custo do componente injetado seja preciso é necessário determinar os demais custos do ciclo de vida do componente injetado. Deste modo, devem ser propostos métodos de estimativa de custos adequados.

Como resultado destes procedimentos, tem-se o custo estimado das alternativas de concepção. Na próxima etapa do projeto, segundo a metodologia proposta, proceder-se-á a seleção da concepção do componente injetado.

Finalizando, nesta etapa do projeto, através de uma abordagem integrada, são definidas as especificações de projeto do componente injetado. Estas especificações serão empregadas nas demais etapas de projeto para apoiar os processos de geração de alternativas de concepção, de estimativa de custos e de seleção da concepção do componente injetado.

2.2. Etapa 2: Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado

Nesta etapa do processo de projeto, segundo a metodologia proposta por Ferreira (1999), são geradas as alternativas de concepção do componente injetado. Para isto, propõe-se o emprego da ferramenta de projeto, denominada de Matriz de Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado.

Esta matriz está sendo proposta considerando a integração dos conceitos da Matriz Morfológica (Back, 1983) com as estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução apresentadas por Roozemburg & Eekels (1995). Nas linhas da matriz estão representadas as funções do componente injetado, por exemplo, suportar carga, posicionar componente, entre outras. E, nas colunas, são dispostos, para cada uma das funções, os princípios de solução do componente, como, por exemplo, cilindros, snaps e outros.

Segundo a metodologia proposta, a geração das alternativas de concepção do componente injetado, envolve a execução das seguintes tarefas:

- **Tarefa 8:** Modelar funcionalmente o componente injetado. No projeto do componente injetado, as funções do produto estão associadas a aspectos estéticos, de forma, geométricos, estruturais, de processo de injeção, de manufatura do molde e de material.

- **Tarefa 9:** Pesquisar os princípios de solução para as funções do componente. A busca pelos princípios de solução, segundo a abordagem proposta, é realizada em um banco de dados, o qual compõem-se de uma série de formas e/ou elementos básicos, caracterizados através de um conjunto de atributos do produto. Como resultado deste processo, tem-se representada na Matriz de Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado, as funções do componente e os, respectivos, princípios de solução.

- **Tarefa 10:** Gerar as alternativas de concepção do componente injetado através do emprego das estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução, apresentadas por Roozemburg & Eekels (1995).

Para gerar as alternativas de concepção devem ser considerados aspectos relacionados ao componente, ao processo, ao molde, aos materiais e aos custos, os quais estão traduzidos nas especificações de projeto. Segundo a metodologia proposta, a geração das alternativas de concepção deve ser realizada com base nas especificações de projeto, nas informações disponíveis sobre os princípios de solução e empregando as estratégias de eliminação e combinação apresentadas por Roozemburg & Eekels (1995).

Portanto, com base nas especificações de projeto e empregando-se as estratégias de eliminação, inicialmente, são excluídos aqueles princípios de solução que estão em desacordo com as especificações. Na sequência, os demais princípios são arranjados empregando-se as estratégias de combinação, gerando as alternativas de concepção do componente injetado.

A alternativa de concepção do componente injetado pode ser entendida como sendo uma representação esquemática deste tipo de produto, descrita através de um conjunto de princípios de solução e atributos do produto.

A Matriz Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado foi proposta com base na filosofia da TRIZ (*Theory of Inventive Problem*) (Terninko et al, 1998). A TRIZ, originalmente, foi elaborada considerando o domínio de sistemas técnicos. Através da abordagem da TRIZ, o desenvolvimento do componente injetado pode ser visto como um processo de otimização e/ou satisfação dos requisitos de projeto e de busca de soluções para as contradições entre estes requisitos.

A seguir, serão descritas as tarefas necessárias para definir as especificações de projeto, segundo a metodologia proposta. Desta forma, tem-se:

- **Tarefa 1:** Levantar as necessidades dos usuários, do componente, do processo, do molde, do material de injeção e de custos.

- **Tarefa 2:** Estabelecer os requisitos de projeto, associados aos campos de conhecimento da engenharia do componente, do processo, do molde, de materiais e de custos.

- **Tarefa 3:** Relacionar as necessidades com os requisitos visando identificar a importância relativa dos requisitos de projeto. A execução desta tarefa deve ser realizada segundo a abordagem tradicional do QFD, procurando identificar o grau de relacionamento entre as necessidades dos clientes e os requisitos de projeto. Este relacionamento visa, entre outros aspectos, determinar a importância dos requisitos de projeto, que será empregado para determinar quais são os requisitos de projeto a serem otimizados.

- **Tarefa 4:** Correlacionar os requisitos de projeto procurando identificar as contradições entre os mesmos. Neste estágio do projeto, deve ser identificado na Matriz de Correlação do QFD, as contradições entre os requisitos do componente, do processo, do molde, do material e de custo. Para isto, estes requisitos devem ser correlacionados, entre si, procurando identificar, para um dado requisito a ser satisfeito, aqueles que dificultam atingir este objetivo.

- **Tarefa 5:** Identificar os requisitos a serem otimizados e os, correspondentes, requisitos conflitantes. A identificação do requisito a ser otimizado é realizada com base na importância dos requisitos de projeto. Desta forma, comparando, entre si, os requisitos em contradição, aquele que apresentar maior importância deve ser entendido como o requisito de projeto a ser otimizado e, o correspondente, o requisito em contradição.

- **Tarefa 6:** Buscar uma orientação para a solução das contradições entre os requisitos. A equipe de projeto deve, inicialmente, associar os requisitos de projeto, otimizados e em contradição, aos parâmetros de engenharia do componente, do processo, do molde, do material. Na sequência, empregando-se a Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado (Ferreira, 1999), ilustrada na figura 2, a equipe de projeto obtém as orientações para a solução das contradições entre os requisitos de projeto, isto é, as diretrizes de projeto do componente injetado.

- **Tarefa 7:** Definir as especificações de projeto do componente injetado. No modelo tradicional de projeto, a definição das especificações de projeto é realizada com base no relacionamento entre as necessidades dos clientes e os requisitos de projeto. Para auxiliar a execução desta atividade foi introduzido o conceito de diretrizes de projeto do componente injetado. Assim, as especificações de projeto podem ser definidas de forma mais fundamentada, considerando um maior número de informações e o resultado da Matriz de Correlação do QFD. Nesta abordagem, busca-se obter especificações de projeto melhor formuladas e definidas, permitindo a minimização da ocorrência de problemas e do tempo de desenvolvimento do produto.

considerando a natureza das informações, seja capaz de determinar o custo do componente injetado.

Finalmente, na quarta etapa do projeto, realiza-se a seleção da concepção do componente injetado, a qual deve ser realizada considerando o resultado da estimativa de custo e as especificações de projeto. Para isto, propõe-se o emprego de uma Matriz de Tomada de Decisão para Seleção da Concepção do Componente Injetado, a qual busca tornar este processo de seleção mais criterioso.

A seguir, estas etapas serão apresentadas detalhadamente.

2.1. Etapa 1: Definição das Especificações de Projeto do Componente Injetado

A primeira etapa do projeto conceitual, segundo a metodologia proposta, tem como objetivo principal a definição das especificações de projeto do componente. De acordo com a metodologia proposta, estas especificações são obtidas considerando o resultado dos relacionamentos entre as necessidades dos clientes e os requisitos de projeto, as contradições entre os requisitos de projeto e, principalmente, as informações das diretrizes de projeto do componente injetado.

A definição das especificações de projeto é realizada através de uma nova abordagem, que busca integrar a Primeira Matriz do QFD (Akao, 1990) e a ferramenta proposta, que será denominada de Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado. Para definir as especificações de projeto do componente, primeiramente, deve-se identificar na Matriz de Correlação do QFD, as contradições existentes entre os requisitos do componente, do processo, do molde, do material e de custo. Na sequência, devem ser buscadas as diretrizes de projeto do componente injetado, ou seja, regras, estratégias ou princípios para o projeto do componente, considerando estas contradições.

Para executar este processo, propõe-se o emprego da **Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado** proposta por Ferreira (1999) e ilustrada na figura 2.

A utilização da Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto considera, inicialmente, a identificação, no "campo 1", do requisito a ser otimizado e, no "campo 2", do correspondente requisito que está em contradição com o primeiro. Do relacionamento entre estes requisitos é obtido, no "campo 3", uma indicação para a solução do problema, ou seja, uma diretriz de projeto do componente injetado, as quais serão empregadas para definir as especificações de projeto.

MATRIZ DE APOIO À DEFINIÇÃO DAS DIRETRIZES DE PROJETO DO COMPONENTE INJETADO					
		CAMPO 2 - Parâmetros em Contradição			
		Parâmetros de engenharia do componente	Parâmetros de engenharia do processo	Parâmetros de engenharia do molde	Parâmetros de engenharia de material
CAMPO 1 - Parâmetros a serem otimizados	Parâmetros de engenharia do componente		Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto
	Parâmetros de engenharia do processo	Diretrizes de projeto		Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto
	Parâmetros de engenharia do molde	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	CAMPO 3	Diretrizes de projeto
	Parâmetros de engenharia de material	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	

Figura 2. Representação esquemática da matriz de apoio à definição das diretrizes de projeto (Ferreira, 1999)

2. METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES INJETADOS

A proposição da metodologia é originada do estudo do processo de projeto de sistemas técnicos, das práticas de desenvolvimento de componentes injetados e, também, do processo de estimativa de custos. E, busca refletir as relações entre os campos de conhecimento envolvidos, satisfazer as necessidades e as práticas do setor e tratar o desenvolvimento do componente injetado de forma integrada, segundo a filosofia da Engenharia Simultânea.

A Metodologia de Desenvolvimento e Estimativa de Custos de Componentes Injetados, proposta está representada, esquematicamente, na figura 1. Para cada uma destas etapas, estão associados um conjunto de informações e ferramentas de projeto. A metodologia proposta compõe-se das seguintes etapas:

- **Etapa 1:** Definição das Especificações de Projeto do Componente Injetado;
- **Etapa 2:** Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado;
- **Etapa 3:** Estimativa do Custo das Alternativas de Concepção e
- **Etapa 4:** Seleção da Concepção do Componente Injetado.

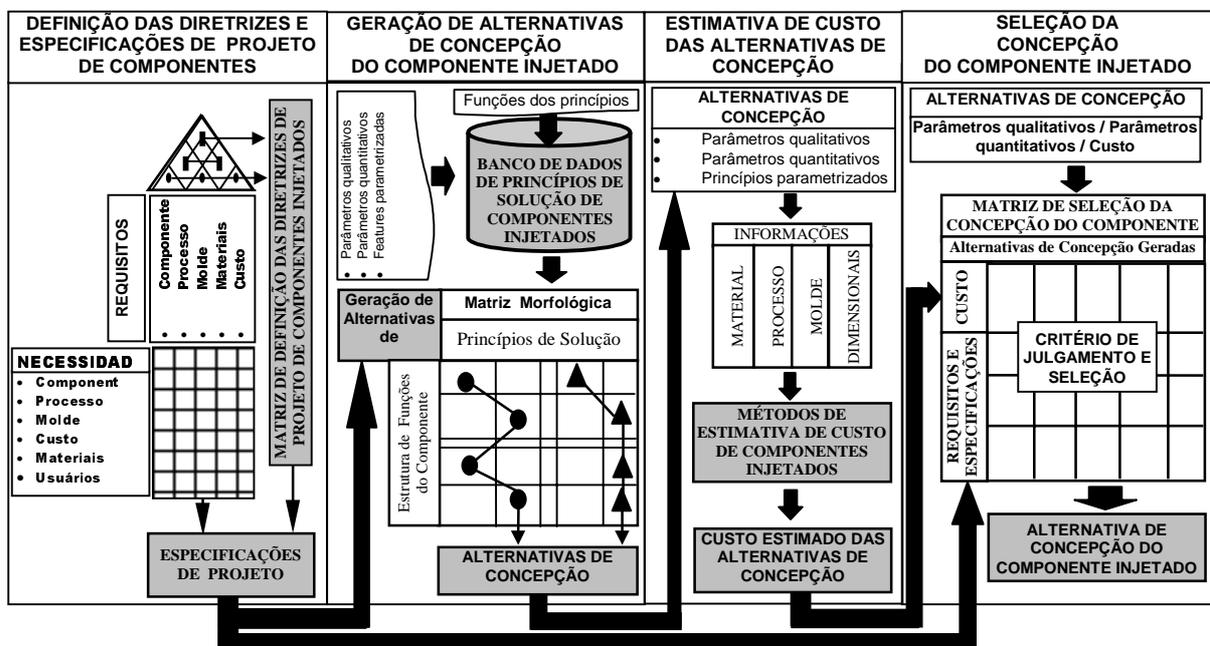


Figura 1. Metodologia de projeto e estimativa de custos de componentes injetados.

Na primeira etapa da metodologia proposta, conforme ilustrado na figura 1, são definidas as especificações de projeto do componente injetado, empregando-se a ferramenta proposta denominada de Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado. Estas especificações serão empregadas nas demais etapas do processo de desenvolvimento do componente injetado.

Na segunda etapa da metodologia, ocorre a geração das alternativas de concepção do componente, a qual é realizada com base nas especificações de projeto e nos princípios de solução disponíveis no banco de dados. Para auxiliar este processo, propõe-se o uso da Matriz de Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado. Esta ferramenta busca integrar a abordagem da Matriz Morfológica (Back, 1983) e as estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução (Roosenburg & Eekels, 1995).

Na terceira etapa da metodologia, o custo das alternativas de concepção do componente é estimado. Para isto, deve-se empregar um método de estimativa de custo adequado que

METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES INJETADOS

Cristiano Vasconcellos Ferreira, M. Eng.

Fernando A. Forcellini, Dr. Eng. Mec.

André Ogliari, Dr. Eng. Mec.

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 88000-000, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: ferreira@nedip.ufsc.br

Resumo

O desenvolvimento de componentes injetados apresenta uma natureza multidisciplinar e interdisciplinar e envolve as fases de projeto conceitual, preliminar e detalhado do produto. Entre estas fases, destaca-se a de projeto conceitual, onde são tomadas decisões que acabam por determinar o desempenho técnico e o custo do componente injetado nas diversas etapas do seu ciclo de vida. Entretanto, observa-se que as metodologias de projeto de componentes injetados não contemplam e não apresentam procedimentos sistematizados, para que os critérios técnicos e econômicos do produto sejam estimados e avaliados de maneira criteriosa e fundamentada, no início do processo de projeto. Portanto, o desafio deste trabalho é fornecer, de forma integrada, à equipe de projeto informações sobre o produto, em um momento onde existem as maiores oportunidades de aumentar o desempenho técnico e reduzir o custo do componente injetado. Um caminho inicial para vencer este desafio é apresentado neste trabalho.

Palavras-chaves: Metodologia de Projeto, Componentes Injetados, Projeto Conceitual, Estimativa de Custo

1. INTRODUÇÃO

Neste trabalho será apresentada uma Metodologia de Desenvolvimento e Estimativa de Custos de Componentes Injetados, proposta por Ferreira (1999) segundo uma abordagem que considera a multidisciplinaridade e a interdisciplinaridade deste tipo de projeto e, ao mesmo tempo, procure integrar os campos de conhecimento da engenharia do componente, do processo de injeção, do molde de injeção, de materiais de injeção e de custos.

Esta metodologia constitui-se de um conjunto de procedimentos e ferramentas de projeto que visam auxiliar o desenvolvimento do componente injetado. A sua apresentação será realizada através descrição destes procedimentos e ferramentas de projeto. Desta forma, através da definição inicial das especificações de projeto do componente injetado, procurar-se gerar um conjunto de concepções do produto que, posteriormente, terão os seus custos estimados. Finalmente, considerando informações técnicas e econômicas, procura-se selecionar a concepção do componente injetado.

A sistematização desta metodologia visa, posteriormente, a sua implementação computacional.

CONCEPÇÃO DA AUTOMATIZAÇÃO PARA O MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

Wanilson Martin Carrafa

Fernando Antônio Forcellini

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos – NeDIP; Campus Universitário - Trindade - Caixa Postal 476 - CEP: 88010-970 - Florianópolis - Santa Catarina. <http://www.nedip.ufsc.br/>.

Resumo.

Apesar da agricultura brasileira ser uma das mais avançadas do mundo, o fenômeno da globalização da economia a obriga buscar a utilização de tecnologias de ponta a fim de fazer frente aos grandes concorrentes no mercado internacional. No Brasil a maioria absoluta das máquinas semeadoras de precisão disponíveis no mercado utilizam o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal, sendo que este mecanismo de acionamento mecânico, não está se mostrando eficiente na sua função de dosagem de sementes. Para tanto se fará uso das ferramentas de auxílio ao processo de projeto, síntese funcional e matriz morfológica para desenvolver a automação desse sistema. Diante desse quadro, o presente trabalho tem por objetivo maior dar uma contribuição a área de desenvolvimento de produtos industriais, mais precisamente no tocante a automação de sistemas mecânicos em máquinas agrícolas.

Palavras-chave: Agricultura, Automação, Mecanismo Dosador.

1. INTRODUÇÃO

Apesar da agricultura brasileira ser uma das mais avançadas do mundo, o fenômeno da globalização da economia a obriga buscar a utilização de tecnologias de ponta a fim de fazer frente aos grandes concorrentes no mercado internacional, como Estados Unidos, França, Canadá, Austrália e outros.

O termo Agricultura de Precisão engloba o uso de tecnologias atuais para o manejo de solo, insumos e culturas, de modo a adequar às variações espaciais e temporais em fatores que afetam a produtividade das mesmas. Para que ela tenha sucesso é necessário a utilização de tecnologias avançadas e a obtenção e interpretação da maior quantidade de informações possível sobre o processo.

As técnicas de agricultura de precisão possibilitam um melhor conhecimento do campo de produção, permitindo, desta forma, tomadas de decisões com melhor qualidade. Com isto tem-se uma maior capacidade e flexibilidade para a distribuição das sementes e insumos naqueles locais e no tempo em que são necessários, minimizando os custos de produção.

A uniformidade na produtividade é alcançada pela correção dos fatores que contribuem para sua variabilidade obtendo-se, com isto, um aumento global da produtividade.

Os fatores que contribuem para variabilidade da produtividade dividem-se em duas linhas, em uma estão os ligados a correção do solo, em outra a distribuição de sementes.

Como não há solução única em qualquer lugar do mundo que possa ser aplicada a todos os casos, soluções particulares são necessárias para cada campo e cultura.

Como um dos principais fatores que contribuem no processo produtivo de qualquer cultura, a semeadura constitui-se em um dos fatores fundamentais para o sucesso no estabelecimento (implementação) da lavoura, sendo que para realização da semeadura, o equipamento empregado é a máquina agrícola denominada de semeadora, considerada por especialistas como a máquina agrícola mais importante depois do trator.

Como já identificado, segundo Molin e Chang (1990), a maioria absoluta das máquinas semeadoras de precisão disponíveis no mercado brasileiro utilizam, o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal.

Diante desses fatos, o presente trabalho tem por objetivo maior dar uma contribuição a área de desenvolvimento de produtos industriais, mais precisamente no tocante a automação de sistemas mecânicos em máquinas agrícolas.

Para tanto, faz-se uso dos conceitos básicos de duas ferramentas de auxílio ao processo de projeto, a síntese funcional e a matriz morfológica e, aplicação e interação de componentes e conhecimento, das áreas de: eletrônica, mecânica, automação, controle e agronomia.

2. A MÁQUINA SEMEADORA DE PRECISÃO

Em essência uma máquina semeadora de grãos, consiste de um reservatório de sementes, mecanismos dosadores de sementes, situados abaixo do reservatório e conectados a tubos de saída de sementes, e mecanismos de abertura e recobrimento do sulco para cultivo.

Vários autores descrevem a finalidade e as principais funções das máquinas semeadoras: Segundo Jacobs (1983), o objetivo principal das semeadoras é colocar sementes uniformemente e a taxas corretas em linhas. Sendo que, devem realizar cinco importantes funções:

1. Abrir um sulco para depositar as sementes;
2. Dosar as sementes em uma taxa controlada para obter a correta população de plantas para o máximo rendimento;
3. Colocar a semente na profundidade e espaçamento coreto;
4. Cobrir a semente com o solo;
5. Compactar o solo ao redor da semente plantada.

Cañavate (1987) afirma que a finalidade em todas as formas de semeadura é estabelecer uma densidade superficial ótima de plantas no espaçamento adequado, considerando os pontos de vista econômico e agrônômico.

Harris et al (1974) listam os principais requisitos de responsabilidade das máquinas semeadoras:

1. Propiciar uma semeadura precisa de sementes de diversos tamanhos;
2. Ter capacidade de trabalho para uma grande faixa de sementes por área;
3. Trabalhar a velocidades razoáveis sem danificar as sementes;
4. Colocar a semente na profundidade requerida.

A partir das descrições feitas fica claro que a mais importante das funções a ser realizada pela semeadora é relacionada a função de dosagem das sementes, de maneira que se obtenha taxas adequadas de descarga e conseqüentemente uma população ótima de sementes sob o solo a ser cultivado.

Após as definições apresentadas das máquinas semeadoras e as funções que essas devem desempenhar, tem-se observado que as máquinas semeadoras não estão desempenhando a função dosagem de sementes corretamente, porque ao se observar as lavouras após o período de germinação da cultura onde se deveria encontrar, plantas com distribuição adequada (sem falha de dosagem), encontra-se uma plantação desuniforme ou seja a semeadora não

conseguiu dosar a taxa de sementes adequada para a referida cultura e época de plantio, e isto vai gerar instabilidade de produtividade, queda nos lucros do produtor e conseqüentemente perda de competitividade do mesmo.

Portanto, pode-se afirmar que as principais características técnicas de desempenho das semeadoras, para que executem uma boa operação de plantio, são de responsabilidade do mecanismo dosador de sementes.

Sendo que se há falha na operação de semeadura logo concluí-se que essa falha é oriunda do mecanismo dosador, e para se otimizar, ou seja, aperfeiçoar essa operação de semeadura, será trabalhado no aprimoramento do desempenho da função de dosagem.

Como a maioria das máquinas semeadoras que os agricultores estão empregando para fazer a implementação de sua lavoura, não são ajustáveis a um nível que garanta uma população ideal de plantas por unidade de área, isso está causando perdas de competitividade. Sendo que na hora de ajustar a semeadora o agricultor considera apenas o poder de germinação das sementes, ele não atua no mecanismo, e nem verifica a eficiência do mesmo em funcionamento.

Ao se analisar os tipos de projetos existentes, de mecanismo dosador destinado a realizar a função de dosagem de sementes é possível definir a seguinte função global, apresentada na Figura 1.

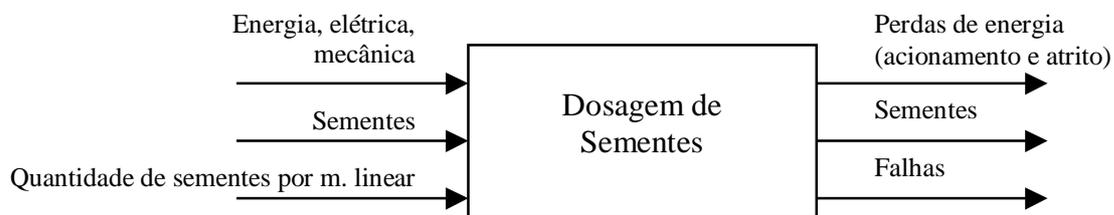


Figura 1. Função Técnica Global para a dosagem de sementes.

3. MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

Este sistema de dosagem basicamente consiste em um disco disposto horizontalmente no fundo de um reservatório de sementes, e que possui alvéolos distribuídos concentricamente ou nas bordas do disco, o qual apresentamos uma vista esquemática na Figura 2.

Este dosador apresenta como principal vantagem ser de simples funcionamento, o que possibilita um baixo custo de construção e manutenção, e a possibilidade de uso em máquinas tanto de tração mecânica como animal.

Suas principais desvantagens são a impossibilidade de trabalhar a velocidades maiores, a necessidade de discos específicos para cada cultura, e a grande taxa de danificação das sementes.

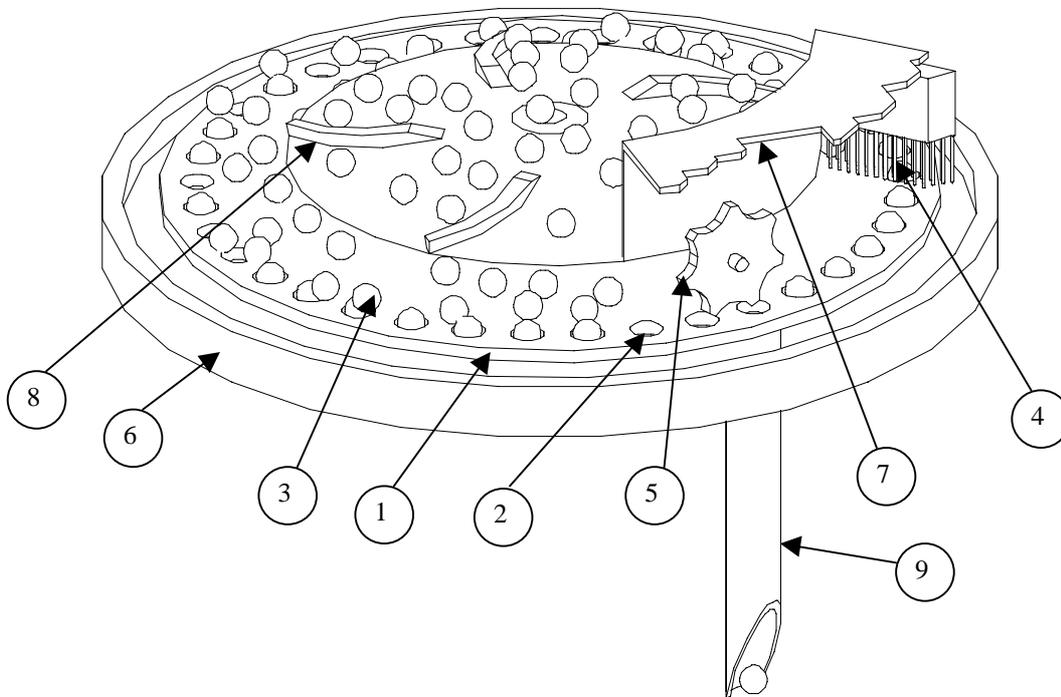
Nos atuais mecanismos dosadores de precisão de disco horizontal, a danificação mecânica das sementes é elevada, obrigando o agricultor a utilizar uma quantidade maior de sementes para compensar essa ineficiência, o que resulta em aumento dos custos.

As sementes armazenadas, são conduzidas por um disco perfurado (1). Tal disco contém alvéolos (2) em uma linha circunferencial ou mais, dispostos em sua superfície e expostos a coluna de sementes.

Sobre o disco de sementes existe um platô, cuja finalidade é abrigar os elementos raspador e ejetor de sementes, além de direcionar as sementes ao disco perfurado.

Logo, para promover a dosagem de sementes, a partir da energia mecânica cedida pela transmissão, é promovido movimento ao disco perfurado. Com o movimento do disco as sementes alojam-se nos alvéolos expostos a coluna de sementes e são conduzidos até a abertura de saída (9). Durante o percurso, os alvéolos são submetidos ao elemento raspador

(4), cuja função é eliminar o excesso de sementes no alvéolo, e ao elemento ejetor (5), que localizado sobre a abertura de saída, tem como função promover uma ação positiva no sentido de forçar a saída da semente do alvéolo ao tubo de descarga.



- | | | | |
|---|---------------------------------------|---|---|
| 1 | Disco dosador com alvéolos circulares | 6 | Platô |
| 2 | Alvéolo circular | 7 | Base de isolamento para o raspador, ejetor e descarga |
| 3 | Semente | 8 | Agitador (direcionador) de sementes |
| 4 | Elemento raspador | 9 | Tubo de descarga |
| 5 | Elemento ejetor | | |

Figura 2. Vista esquemática do mecanismo dosador de precisão

4. AUTOMAÇÃO DO MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

Objetivos:

1. Garantir a taxa determinada de sementes por metro linear;
2. Monitoramento em tempo real da dosagem e distribuição de sementes e,
3. Registro da quantidade sementes distribuídas por unidade de área.

Justificativas:

1. O fator principal para obter uma produtividade razoável é a garantia da distribuição especificada de sementes por unidade de área;
2. O sistema de acionamento mecânico do disco dosador, não está sendo eficiente na função de dosagem e,
3. Uma dosagem com acionamento autônomo vai propiciar a verificação de que se o alvéolo está carregado ou não e sendo que se não estiver carregado vai ser possível substituí-lo por outro que esteja, garantindo com isso a taxa de sementes determinada por metro linear.

5. CONCEPÇÃO DA AUTOMAÇÃO DO MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

A proposta de automação do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal é concebida com auxílio das ferramentas de projeto, síntese funcional e matriz morfológica.

Essa primeira ferramenta de projeto de projeto, como o próprio nome sugere, procura fazer uma síntese, de um determinado sistema funcional. Nesse momento, trabalha-se no campo abstrato do projeto, ou seja, usam-se relações de entrada e saída, tais como: energia, material e sinal, para descrever o objetivo de um sistema qualquer.

A matriz morfológica, por sua vez, é uma ferramenta de projeto que se apoia nessa síntese funcional para oferecer, uma visão geral das várias concepções de projeto possíveis, destinadas a atender a estrutura funcional estabelecida.

Efetuando-se os desdobramentos funcionais a partir da função técnica global (Dosagem Sementes), apresentada na Figura 1, pode-se obter diferentes desdobramentos que vão gerar várias soluções abstratas para o problema. Nesse exemplo, apresenta-se uma, vide Figura 3.

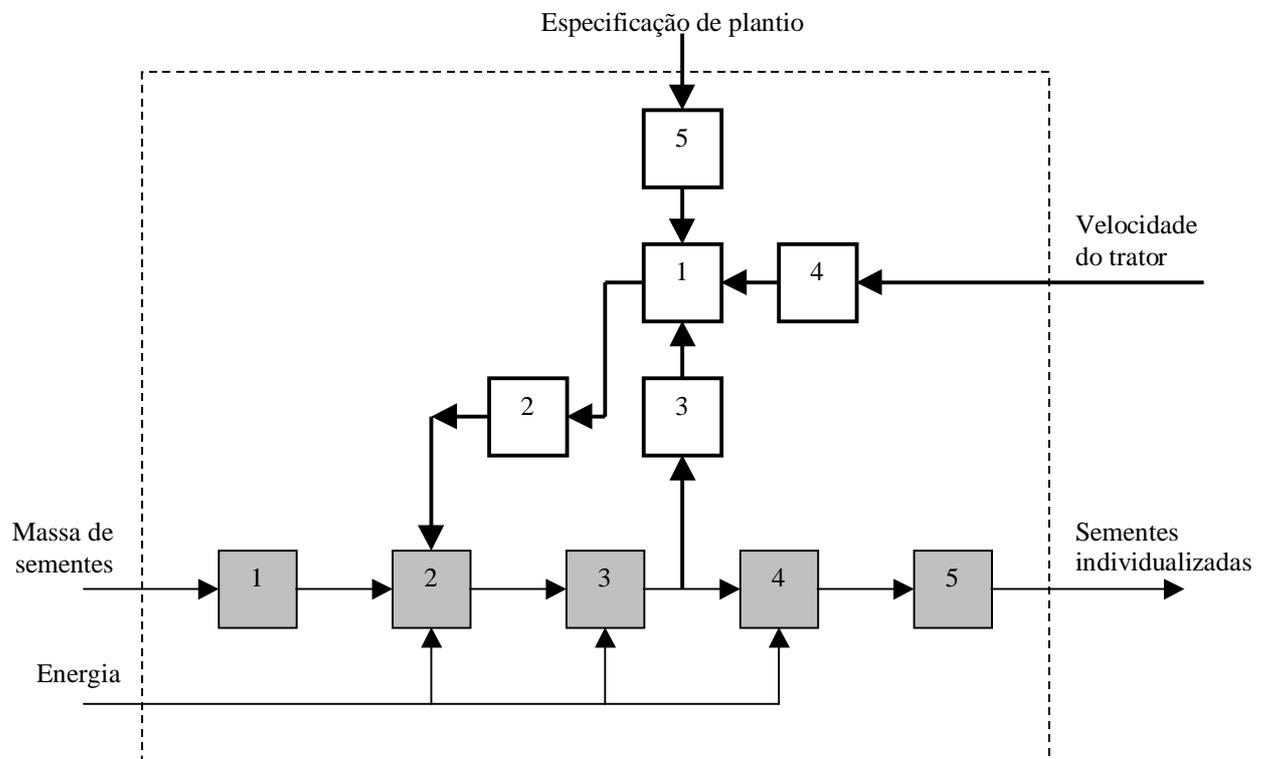
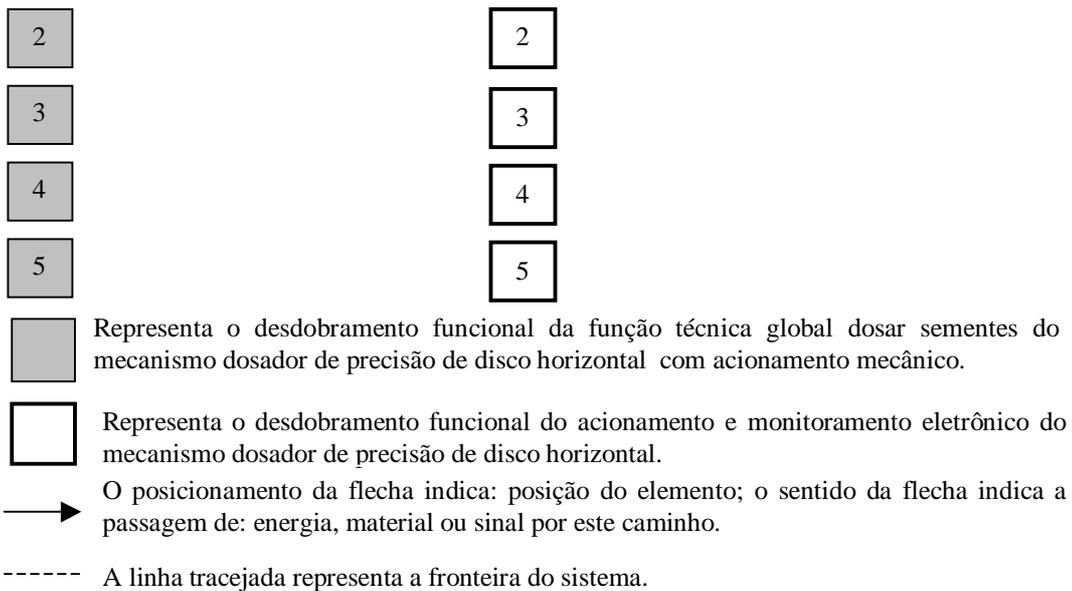


Figura 3. Desdobramento funcional da função técnica global dosar sementes do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal.

LEGENDA



A disposição dos elementos eletrônicos da forma que é apresentada neste trabalho, foi obtida baseando-se nos fluxos de energia material e sinal transformados em cada função, buscando-se obter uma maior eficiência do sistema. Assim, o sensor de presença após elemento raspador é para identificar se o alvéolo está ou não carregado, e esta informação vai direto ao processador que vai processá-la e atuará instantaneamente no disco dosador alterando sua velocidade e posicionando o próximo alvéolo sobre tubo de descarga.

Analisando-se a Figura 3, pode-se observar que sendo um acionamento puramente mecânico, as falhas de dosagem irão ocorrer. A semente é um organismo vivo, mesmo tendo passado por diversos processos de seleção por tamanho ela é irregular, devido a isto as vezes o alvéolo não consegue capturá-la.

Pela proposta de acionamento e monitoramento eletrônico do mecanismo dosador, se vai verificar se o alvéolo está carregado, por meio de um sensor de presença, e com esta informação controlar o acionamento por intermédio de um controlador que aciona independentemente um motor elétrico para cada disco.

Em seguida, passa-se a utilizar a matriz morfológica que tem a função de apresentar de forma resumida, num quadro contendo linhas e colunas, as possíveis concepções do projeto de automação, que podem satisfazer as subfunções técnicas, que compõem a função técnica global (Dosagem de Sementes) do problema apresentado. Para maiores informações apresenta-se a Tabela 1.

Tabela 1. Matriz Morfológica para automação do mecanismo dosador de precisão

Subfunções	Concepções de Projeto		
Acionar dosador	Motor de Passo	Motor CC escova	sem Servomotores de CC
Medir distancia percorrida	Sensor ABS		
Controlar acionamento	Sistema Micro Controlador	CLP	CNC
Verificar presença	Sensor Capacitivo	Sensor fotoelétrico	

A partir daí, combinando-se linhas e colunas é possível criar inúmeras propostas de projeto de automação do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal.

A proposta de automação do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal é concebida com a seguinte estrutura: acionamento individual de cada disco dosador por um motor elétrico, sendo o acionamento do motor comandado por um sistema micro controlador.

O sistema micro controlador é um dispositivo utilizado para controlar e monitorar funções durante um processo, o micro controlador vai controlar o acionamento do disco dosador e monitorar a presença de sementes no alvéolo por intermédio do sensor de proximidade capacitivo, sendo que as informações para executar as atividades da automação proposta são provenientes do:

1. Sensor de presença, colocado junto ao mecanismo individualizador de sementes, para detectar se o alvéolo está carregado ou não com sementes.
2. Sistema analógico de medição de rotação colocado junto a roda compactadora da semeadora, para informar a distância percorrida e,
3. Teclado para entrada de dados o qual informará ao sistema micro controlador sobre a quantidade de sementes por metro linear especificada (pelo produtor da semente), que resulta em uma população de plantas considerada ideal, para obter uma alta produtividade da cultura.

Com base nesses dados o sistema micro controlador aciona o motor de forma a posicionar o alvéolo que esteja carregado sobre a abertura de saída, sendo que se houver falta de semente em um alvéolo o sistema vai posicionar o próximo alvéolo, ou o alvéolo seguinte que estiver carregado, sobre a abertura de saída (tubo de descarga, mostrado na Figura 2).

A opção pelo motor de passo foi devido a ser uma aplicação que não precisa de alta resolução de posicionamento, sendo que a resolução fornecida pelo motor de passo é suficiente para a aplicação em questão, e o custo de aquisição mais baixo do que as outras opções levantadas como alternativa. Ele permite realizar o posicionamento de seu eixo em malha aberta e nada impede que seja operado no modo malha fechada de controle. Apresenta elevada confiabilidade exigindo pouca ou nenhuma manutenção, por não possuir escovas/comutador.

Optou-se pelo sensor de proximidade capacitivo, pois o mesmo pode ser usado para detecção de qualquer tipo de material, e apresentando a vantagem de atuar sem o contato físico, ajuste externo de sensibilidade e ser a prova de pó, óleo e vibrações.

6. CONCLUSÕES

O trabalho teve por objetivo apresentar uma proposta de automação e informatização dos procedimentos de individualização, condução e descarga de sementes nas semeadoras adubadoras, em condições reais de trabalho no campo.

A precisão, segurança e rapidez na execução da individualização, condução e descarga das sementes será aumentada consideravelmente, com a utilização dos recursos, oferecido pela automação e informatização dos processos.

O acompanhamento em “tempo real” da ocorrência de um determinado fato é importante para qualquer trabalho, e fundamental para a melhoria da qualidade e das condições de competitividade dos equipamentos brasileiros, o que acaba resultando numa agricultura mais tecnificada, mais produtiva e, conseqüentemente, na melhoria das condições de vida tanto do homem do campo quanto o da cidade.

Buscou-se através da automação otimizar o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal de um sistemas já existentes baseado na utilização de transdutores/sensores eletrônicos, óticos e acústicos, coletores de sinais, microprocessadores e eletrônica embarcada.

Dentro desse espectro gerado, apresentou-se, neste trabalho, uma concepção de projeto de automatização para o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal, devido ao baixo

custo, a simplicidade e robustez de seus componentes e da maneira a qual vai atuar sobre o funcionamento do mecanismo dosador, se mostrou adequado para ser instalado em máquinas semeadoras de precisão de disco horizontal, e a julgar pela análise apresentada no trabalho, essa proposta vai solucionar o problema de falha de dosagem na hora da implementação da lavoura, com as semeadoras de precisão de disco horizontal.

Para tanto, foram apresentados alguns esquemas representativos desse mecanismo dosador de semente, como forma de melhor ilustrar os princípios de funcionamento da automação em máquinas agrícolas, esperando para trabalhos futuros a divulgação e implementações de outros resultados obtidos com esse tipo de trabalho (automatização de máquinas agrícolas).

7. REFERÊNCIAS

- Cañavate, J.O., 1984, “Las máquinas agrícolas y su aplicacion”, Madrid d: Mundi – Prensa, 492 p.
- Carrafa, W.M., 1999, “Desenvolvimento de um sistema de automação em máquinas agrícolas”, Projeto de Sistemas de Automação da Disciplina EMC-6301 TE-F Automação de Máquinas, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Chang, C.S., Molin, J.P., 1992, “Desenvolvimento e testes de dosador vertical para semeadora de precisão”, Eng. Rural, Piracicaba, 3 (1) : 18 – 30, julho, SP, Brasil.
- Casão Junior, R, “Desenvolvimento de Sistema Pneumático de Dosagem e Transporte de Sementes”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, S.P., Brasil, 191 p.
- Harris A. G., Muckle T. B., Shaw J.A . Maquinaria Agrícola. Zaragoza Acribia 1974
- Jacobs, Clinton O., Agricultural power and machinery. - New York : McGraw-Hill, 1983. 472p. .
- Ogliari, A., 1990, “Estudo e Desenvolvimento de Mecanismos Dosadores de Precisão de máquinas semeadoras”, Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 165 p.
- Balastreire, L.A., 1987, “Máquinas Agrícolas”, Ed. Manole, LTDA., S. Paulo, Brasil, 310 p.

UMA CONTRIBUIÇÃO AO PROCESSO METODOLÓGICO DE PROJETO DE PRODUTOS MODULARES

Régis Kovacs Scalice
Fernando A. Forcellini
Nelson Back

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. Postal 476, CEP 88040-900, Trindade, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: scalice@emc.ufsc.br

Resumo

A modularização de produtos tem se limitado, por muito tempo, ao reprojeto de produtos já existentes de forma modular, sendo a estrutura funcional e os princípios de solução adotados já conhecidos e testados. Apesar de não serem encontradas limitações explícitas nas metodologias de projeto existentes quanto aos tipos de produtos que podem ser projetados, também não são claramente expostas sugestões quanto a melhor forma de se projetar, simultaneamente, novos produtos com diferenciadas funções a serem desempenhadas, já em uma arquitetura modular. Procurando instigar a adoção de um processo metodológico de projeto de produtos modulares nestes casos, é apresentado neste trabalho uma contribuição ao projeto conceitual de produtos modulares, focada na ampliação dos recursos da análise funcional, de forma a tornar esta ferramenta mais dedicada a modularização de produtos.

Palavras-chave: Análise funcional, Produtos modulares, Projeto de produtos.

1. INTRODUÇÃO

Grande parte da importância da adoção de uma metodologia para auxiliar na concepção de produtos se deve a necessidade de otimizar os produtos a serem desenvolvidos, sendo as propostas metodológicas mais aceitas caracterizadas pela concentração de esforços nas etapas iniciais de projeto, levando a uma redução do número de alterações no conceito adotado para o produto durante em fases tardias de seu desenvolvimento. Dentre as metodologias de projeto existentes, aquelas dedicadas ao projeto de produtos modulares vem se destacando cada vez mais por suas vantagens: separar os componentes de mesmo tempo de vida, isolar componentes danosos ao homem ou ao ambiente, facilitar a manutenção, auxiliar na montagem e tantas outras (Maribondo, 1998).

Uma característica comum às metodologias existentes para o projeto de produtos modulares, é o fato de terem sido utilizadas, predominantemente, no reprojeto de produtos já existentes para uma estrutura modular, com pouca variação entre as funções desempenhadas e de arquitetura funcional já conhecida. Apesar de não existirem limitações explícitas nestas metodologias quanto aos tipos produtos que podem ser desenvolvidos, também não são encontradas diretrizes que facilitem sua aplicação prática no projeto de uma linha de produtos

modulares que desempenhem funções distintas ou cujos conceitos não tenham sido testados pelo mercado.

Desta forma, objetivando incentivar o projeto de produtos modulares nestes casos, é proposto neste trabalho uma nova abordagem no uso da análise funcional. Para demonstrar a potencialidade desta nova abordagem, é tomado como exemplo o projeto de equipamentos para a maricultura (cultivo de mexilhões), cujas funções a serem desempenhadas pelos equipamentos possuem poucas semelhanças.

2. A ANÁLISE FUNCIONAL

Segundo Ulrich & Eppinger (1995), muitos dos desafios de projeto são muito complexos para serem solucionados como um único problema, podendo ser melhor resolvidos se divididos em subproblemas mais simples. Tal processo é chamado de Decomposição de Problemas. Existem diversas maneiras pela qual um problema pode ser decomposto (Ulrich & Eppinger, 1995):

- Decomposição pela sequência de ações do usuário, tais como movimentos, usos de ferramentas, etc., sendo esta alternativa mais adequada nos casos onde haja grande interação com o usuário;
- Decomposição pelas principais necessidades do cliente, útil nos casos onde a forma, não os princípios de solução, são o problema principal, tal qual no projeto de escovas de dente, e;
- Decomposição funcional.

O processo de decomposição e análise funcional (também conhecido por função síntese), conforme descrito em Ulrich & Eppinger (1995), Roozenburg & Eekels (1996) e outros trabalhos, é realizado em dois passos. Primeiramente, descreve-se a função global do produto na forma de uma caixa preta, na qual são representados os fluxos de energia, material e sinal (Figura 1). A função global, segundo Maribondo et al. (1998), é uma função que reúne todas as demais funções que um produto possa ter, sendo tal função expressa através de um verbo mais um substantivo (por exemplo, a função global de uma tela de computador é *exibir imagens*).

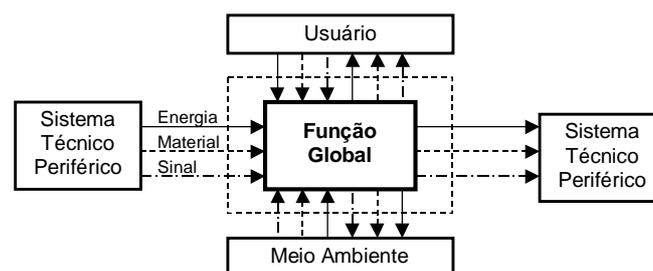


Figura 1 – Função global (Back & Forcellini, 1998).

Na sequência, a caixa preta é dividida em subfunções, objetivando-se criar uma descrição mais específica dos elementos do produto que irão realizar a função global desejada. Estas subfunções, ou funções parciais, podem ser divididas em outras subfunções até que se atinjam as funções elementares do produto. Um terceiro passo da análise funcional é proposto por Roozenburg & Eekels (1996), no qual se deve realizar uma revisão da estrutura obtida, podendo ser incluídas novas funções, ou ainda, serem avaliadas variações da estrutura funcional obtida, procurando o melhor arranjo. Na Figura 2 é ilustrado processo de desdobramento da função global em subfunções (funções parciais e funções elementares).

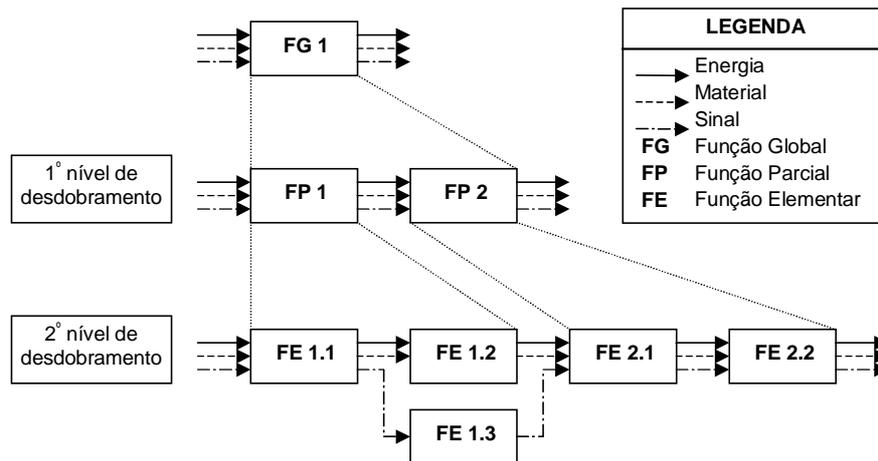


Figura 2 – Decomposição funcional.

O processo de análise funcional é largamente empregado em várias metodologias de projeto de produtos (em Pahl & Beitz, 1996, por exemplo), onde os recursos disponibilizados pela análise funcional são utilizados como base na identificação de princípios de solução para as funções elementares dos produtos. Este princípios de solução poderão ser combinados e selecionados, resultando na geração de uma alternativa de projeto otimizada para cada produto.

Dentre as linhas de pesquisa do NeDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC) destacam-se aquelas dedicadas ao desenvolvimento, aperfeiçoamento e validação das metodologias de projeto de produtos, em especial aquelas destinadas ao projeto de produtos modulares. Um exemplo destes esforços pode ser encontrado em Maribondo et al. (2000) que, através do acompanhamento, exercício e registro da forma como a atividade de projeto de produtos modulares deveria ser realizada, propõe uma sistematização forma computacional da análise funcional, na qual é agregado recursos para a modularização de produtos, sem no entanto, abordar a problemática do projeto de produtos de diferentes funções globais.

3. O CASO DO PROJETO DE PRODUTOS MODULARES

O desenvolvimento de produtos tendo por objetivo a modularização tem se limitado a geração de variantes de projeto que possuam uma alta similaridade funcional e cuja estrutura não modular já tenha sido previamente testada na prática. Em princípio, as causas desta tendência não parece ser resultado de uma limitação das metodologias de projeto de produtos modulares existentes, e sim, uma consequência da ausência de informações explícitas de como proceder o projeto de novos produtos de forma modular.

Diversos exemplos desta tendência podem ser facilmente encontrados na literatura. Pahl & Beitz (1996) apresentaram um caso no qual uma família de motores elétricos de diferentes capacidades podiam ser obtidos através da combinação de módulos, no entanto, sem variar sua função global. Como outro exemplo cita-se o trabalho de Pizzatto (1996), no qual foram propostos armários modulares que, a partir da combinação de módulos de diferentes configurações (prateleiras, cabideiros, etc.), permitia a obtenção de variantes de uma mesma função global: *armazenar roupa*. Em ambos os casos, os produtos modulares desenvolvidos foram baseados em produtos já existentes no mercado.

A grande vantagem de se produzir produtos modulares de diferentes funções globais está na possibilidade de serem otimizados os processos de fabricação de uma empresa, resultado da redução do número total de componentes a produzidos devido ao compartilhamento destes

por diferentes produtos. As metodologias de enfoque modular desenvolvidas no últimos anos têm se assemelhado cada vez mais das metodologias de projeto tradicionais (Pahl & Beitz, 1996, por exemplo), aproximando-se não somente da estruturação destas metodologias na forma de levantamento das necessidades, projeto conceitual, projeto preliminar e projeto detalhado, mas também das ferramentas de projeto sugeridas, dentre as quais inclui-se a análise funcional.

Foi procurando instigar os profissionais responsáveis pelo desenvolvimento de produtos a conceberem novos projetos já de forma modular, independentemente do grau de semelhança entre as funções globais a serem desempenhadas pelos diferentes produtos, que é proposto neste trabalho uma nova abordagem na utilização da análise funcional. Esta nova abordagem, aqui chamada de análise funcional modular, inicia-se com a análise funcional de cada um dos produtos segundo os passos já descritos anteriormente: determinação da função global do produto e de suas entradas e saídas de energias, materiais e sinais; desdobramento em funções parciais e elementares; e revisão da estrutura funcional obtida. A segunda fase da análise funcional modular consiste na execução dos seguintes passos:

Passo 1: *Localizar funções semelhantes.* Analisar as estruturas funcionais obtidas, procurando encontrar funções que possam vir a constituir módulos comuns a dois ou mais produtos. Quanto maior for o nível de desdobramento das funções globais estudadas, maiores serão as chances de serem encontradas funções comuns a dois produtos. A influência do nível de desdobramento na capacidade de se localizarem funções comuns, pode ser justificada pela existência de um número limitado de funções elementares. Koller (1985) cita 24 categorias de funções elementares pelas quais a maioria dos sistemas técnicos podem ser descritos, listados a seguir na forma de verbos e de seus inversos:

- | | |
|---------------------------|---------------------------------------|
| ▫ Transmitir e isolar | ▫ Agrupar e dispersar |
| ▫ Guiar e não guiar | ▫ Transformar e retro-transformar |
| ▫ Ampliar e reduzir | ▫ Mudar de direção e mudar de direção |
| ▫ Retificar e oscilar | ▫ Ligar e interromper |
| ▫ Misturar e separar | ▫ Unir e dividir |
| ▫ Acumular e desaccumular | ▫ Emitir e absorver |

Em relação a estes verbos, deve-se tomar o devido cuidado com os sinônimos, similares ou que guardam certa analogia de ação. Também deverá ser dada uma atenção especial aos fluxos de energia, material e sinal presentes nas funções elementares analisadas os quais deverão ser compatíveis na adoção de uma função comum. O processo de localização de funções comuns é ilustrado na Figura 3.

Passo 2: *Avaliar a possibilidade das funções serem atendidas por um mesmo princípio de solução.* Poderão existir casos em que uma dada função comum poderá exigir princípios de solução diferentes. Estes casos, normalmente, serão caracterizados por disparidades nas condições de trabalho, tais como: frio e calor intensos, altas e baixas velocidades, altos e baixos carregamentos, etc. Funções comuns cuja viabilidade estiver relacionada à existência de um determinado princípio de solução em uma outra função elementar do produto, deverão ter esta dependência assinalada para posterior análise em etapas posteriores do processo de projeto.

Passo 3: *Revisão.* Finalizando o processo de análise funcional modular pode-se proceder a uma revisão das funções comuns obtidas procurando visando garantir a correção dos resultados obtidos.

Desta forma, pode-se esquematizar o processo de análise funcional modular tal qual ilustrado na Figura 4. Após a determinação das estruturas funcionais dos produtos, segundo os processos consensuais de projeto, deve-se proceder ao levantamento e seleção de princípios

de solução, bem como a escolha de uma alternativas de projeto. Uma maior atenção deverá ser dada às funções comuns, as quais deverão possuir princípios de solução adequados ao compartilhamento entre os produtos.

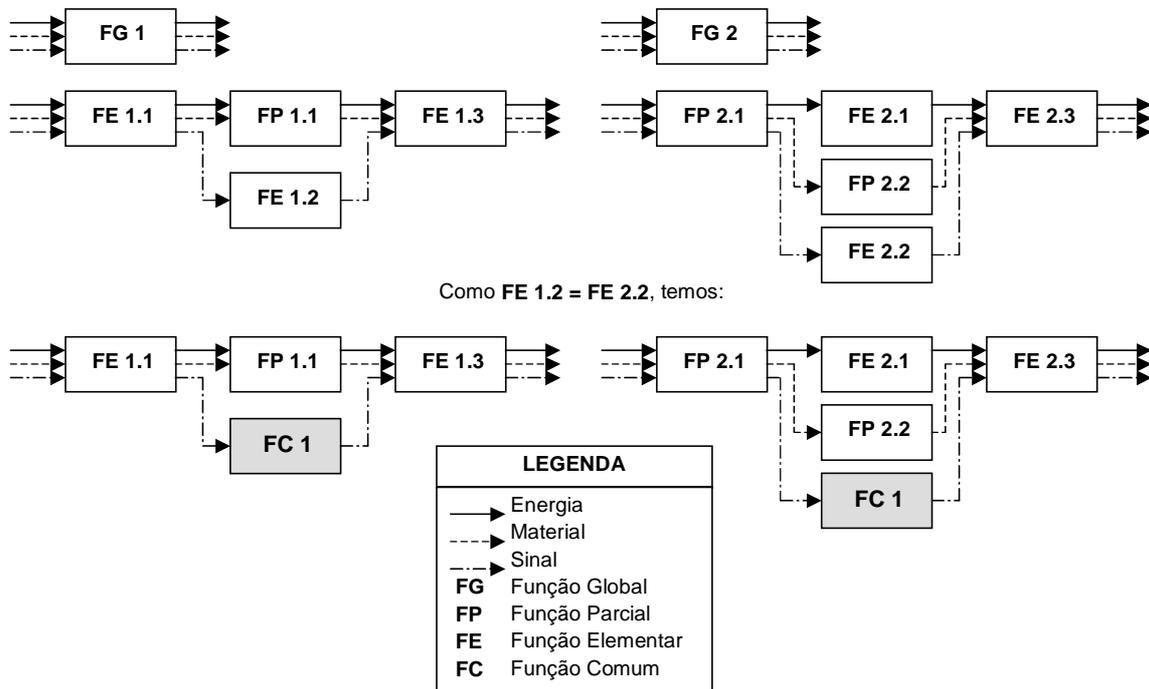


Figura 3 – Processo de localização de funções comuns.

Fase 1		Análise Funcional de Cada Tarefa
Passo 1	Determinação da função global dos Produtos	
Passo 2	Desdobramento das funções globais	
Passo 3	Revisão das estruturas obtidas	
Fase 2		Determinação de Funções Comuns
Passo 1	Localização de funções semelhantes	
Passo 2	Avaliação da viabilidade de serem adotadas funções comuns	
Passo 3	Revisão	

Figura 4 – Esquema do processo da análise funcional modular.

4. EXEMPLO DE APLICAÇÃO

O uso de uma ferramenta mais adequada ao desenvolvimento de produtos modulares de diferentes funções globais pode ser exemplificada através do projeto para a mecanização das atividades ligadas ao cultivo de mexilhões (ou mariscos). Santa Catarina é, atualmente, o maior produtor nacional de mexilhões, tendo sido responsável pela produção de 8.000 toneladas no ano de 1998 (Ferreira, 1998), através de processos manuais ou com ferramentas adaptadas de outras atividades. Porém, este volume de produção ainda é muito pequeno se comparado com as 200.000 toneladas produzidas ao ano pela Espanha, cujo processo de cultivo se apresenta altamente mecanizado.

A maricultura inicia-se com a obtenção de sementes para o cultivo. Por sementes entenda-se jovens mexilhões, cujo tamanho varia entre 20 e 30 mm. O meio mais comum utilizado atualmente para a obtenção de sementes é a extração em bolsões naturais porém,

tendo como alternativa o uso de coletores de mexilhões, normalmente confeccionados com redes de pesca descartadas. Uma vez obtidas as sementes estas são encordoadas, ou seja, colocadas em um conjunto de redes tubulares, uma de algodão e outra de nylon, de aproximadamente 100 mm de diâmetro, a qual é fixada em estruturas flutuantes chamadas espinheis com o auxílio de uma corda concêntrica às redes.

Durante 6 meses, período mínimo para que o *Perna perna* (a espécie mexilhão cultivada em Santa Catarina) atinja o tamanho comercial, a corda de mexilhões permanece em estruturas flutuantes chamadas espinheis. Após a retirada das cordas do cultivo, os mexilhões são removidos das cordas e selecionados, ou seja, separados os adultos e as novas sementes. As sementes (mexilhões que se fixaram nas cordas durante o período de engorda e crescimento) são ensacados e devolvidos aos espinheis. Os mexilhões adultos são limpos e enviados às unidades de beneficiamento onde serão cozidos, desconchados, embalados, congelados e distribuídos.

Em visitas aos locais de cultivo, constatou-se que muitos destes processos já se apresentavam como gargalos, principalmente, devido ao emprego de trabalho manual em todas as tarefas do cultivo, justificando a grande importância dada pelos maricultores para a mecanização das atividades, apontada como sendo essencial para o crescimento da maricultura em 76% das entrevistas realizadas (Rosa, 1997).

Analisando-se o processo produtivo do cultivo de mexilhões, concluiu-se que apenas a mecanização das atividades que já se apresentavam como gargalos não era adequada, uma vez que as demais tarefas viriam a se tornar novos gargalos. Desta forma, conforme levantado em Scalice (2000), existe no cultivo de mexilhões um total de 13 tarefas, associadas à manipulação de mexilhões, cuja mecanização seria desejável, porém, sendo todas elas caracterizadas pela pouca ou nenhuma semelhança entre a forma de execução de seus trabalhos. Portanto, por se tratar do desenvolvimento de uma família de produtos, optou-se por otimizar o projeto dos equipamentos para a maricultura através da adoção de uma metodologia de projeto de produtos modulares.

É importante destacar que a mecanização de tal número de tarefas não é vantajoso apenas aos grandes e médios produtores, os quais terão disponibilizados todos os recursos necessários para a ampliação do cultivo. O pequeno produtor também poderá ser beneficiado pela redução do custo de fabricação devido ao aumento de escala na produção dos módulos que são compartilhados por diferentes produtos, o que deverá reduzir o preço final dos produtos ao consumidor.

Para exemplificar a aplicação da análise funcional modular, selecionaram-se três processos relacionados à maricultura catarinense:

- **Seleção de sementes.** A seleção de sementes para o encordoamento e posterior colocação nos espinheis para crescimento e engorda, se faz necessário devido à presença de jovens mexilhões de tamanho inferior ao adequado para a engorda, de possíveis organismos indesejáveis e de outros resíduos entre as sementes obtidas de coletores ou, até mesmo, de costões.
- **Desgranação dos mexilhões.** A desgranação consiste na separação de mexilhões, obtidos após o crescimento e engorda, que estão unidos entre si por filamentos de bisso. O bisso é uma substância protéica produzida pelo mexilhão que, em contato com a água do mar, se polimeriza e permite a fixação do animal em diversos substratos, tais como rochas, cordas ou até conchas de outros mexilhões.
- **Seleção de mexilhões.** Esta tarefa possui uma natureza muito semelhante a seleção de sementes, diferindo apenas no tamanho do animal, podendo facilmente serem adotados princípios de solução semelhantes, desde que sejam respeitadas as diferenças de dimensões entre as sementes e os mexilhões adultos. Na execução desta tarefa é interessante a seleção, em paralelo, de sementes para posterior engorda.

As análises funcionais para a mecanização de cada uma das tarefas citadas podem ser vistas na Figura 5.

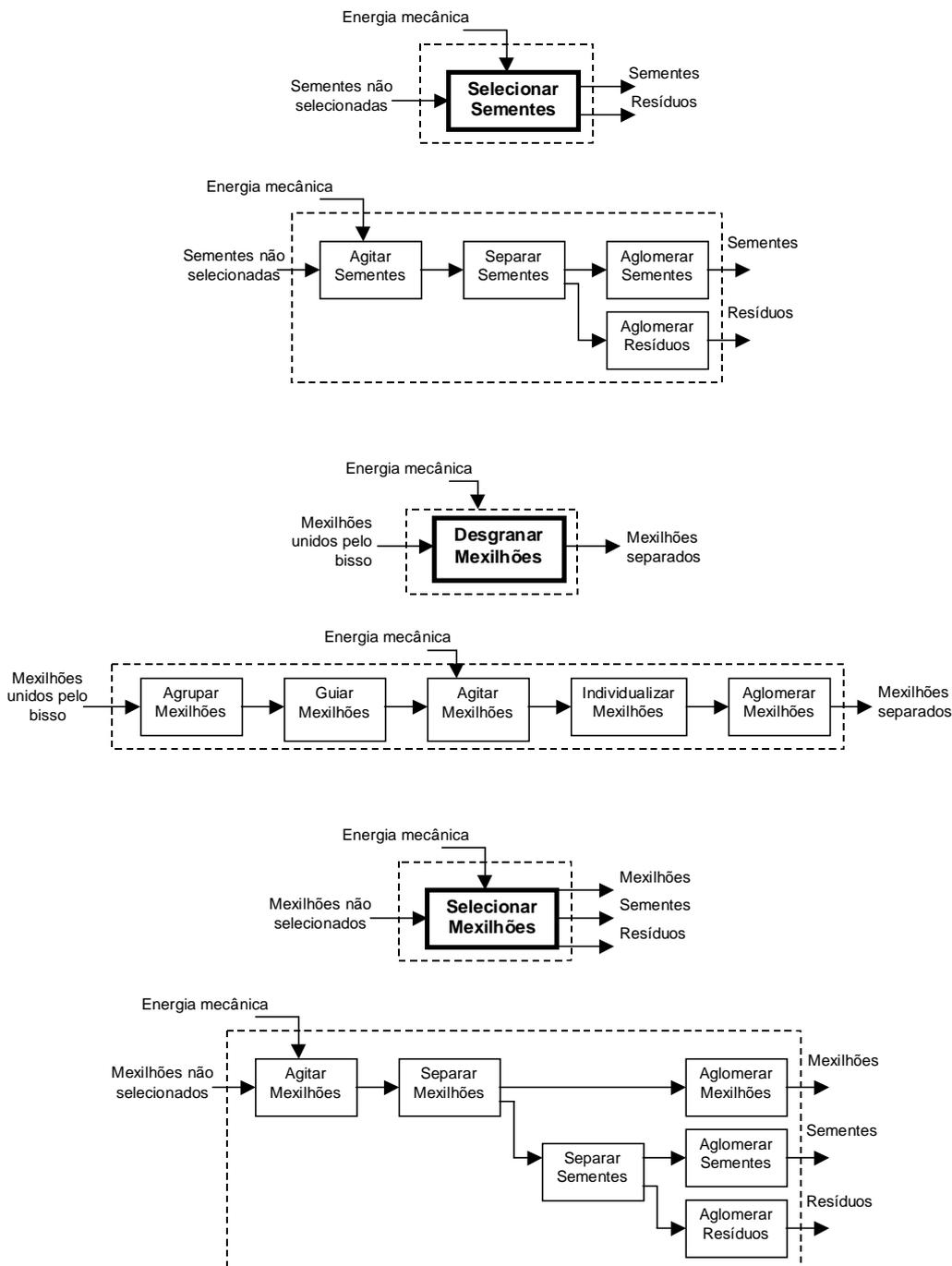


Figura 5 – Análise funcional das tarefas selecionadas do cultivo de mexilhões.

Dentre as tarefas de seleção de sementes e seleção de mexilhões são facilmente encontradas similaridades entre as funções desempenhadas, não havendo problemas aparentes no caso da adoção de um mesmo princípio de solução para as seguintes funções de ambas tarefas:

- **Função comum FC1:** agitar mexilhões/sementes.
- **Função comum FC2:** separar sementes.
- **Função comum FC3:** aglomerar mexilhões/sementes.
- **Função comum FC4:** aglomerar resíduos.

Já para o caso da desgranação de mexilhões, a determinação de funções comuns é uma tarefa mais complexa dada a grande diferença entre este processo e os demais. Inicialmente, são encontradas semelhanças entre as funções *agitar mexilhões/sementes* e *aglomerar mexilhões/sementes* que, em princípio, não apresentam impedimentos funcionais na adoção de uma função comum às tarefas de seleção de mexilhões e seleção de sementes. Outra possibilidade para a adoção de uma função comum pode ser encontrada entre as funções *individualizar mexilhões* e *separar mexilhões* porém, condicionalmente ligada a adoção de um princípio de solução dependente das dimensões da concha do animal. Desta forma tem-se:

- **Função comum FC5:** separar/individualizar mexilhões.

Na Figura 6 são apresentadas as funções comuns resultantes para as estruturas funcionais já apresentadas na Figura 5.

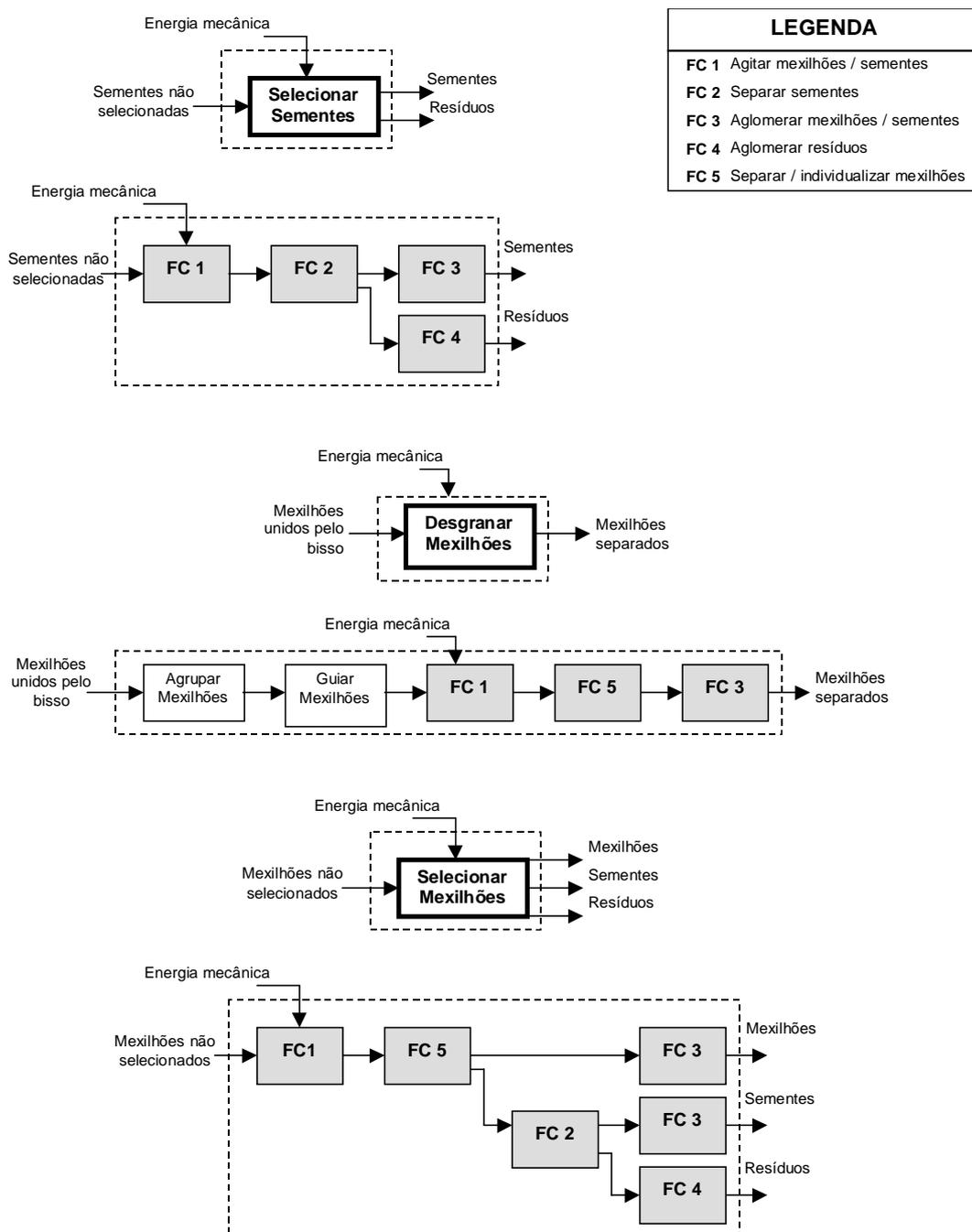


Figura 6 – Análise funcional modular aplicada a tarefas do cultivo de mexilhões.

5. CONCLUSÃO

Com a proposição da análise funcional modular procurou-se instigar a adoção de uma abordagem modular para a concepção de novos produtos, independente do número de produtos a serem projetados, do grau de semelhança e da existência prévia de produtos similares não modulares. A grande vantagem na adoção de um processo de projeto de produtos modulares está na redução da variedade de componentes, resultado da adoção de módulos comuns a dois ou mais produtos, possibilitando a aquisição ou fabricação de um volume maior de um mesmo componente. Desta forma, todos os produtos de uma fábrica podem ser modulares, sendo o grau de modularização limitado apenas pela similaridade entre os produtos.

Grande parte da potencialidade da análise funcional modular está na viabilização do projeto simultâneo de vários produtos que, agregada à otimização dos recursos empregados na fabricação dos produtos propiciada pela adoção de uma arquitetura modular, torna o projeto de produtos modulares uma alternativa ainda mais atraente aos profissionais de projeto. Exemplos de tal potencial foram vistos no caso estudado, no qual três produtos a serem projetado para a maricultura, poderiam ser produzidos com até cinco partes funcionais em comum, reduzindo de quinze para sete as funções a serem desenvolvidas.

REFERÊNCIAS

- Back, N., Forcellini, F. A., 1998, *Projeto de Produtos*, Apostila para as disciplinas de Projeto Conceitual e Projeto para Manufatura, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina.
- Ferreira, J. F., 1998, G. T. Maricultura, II Workshp Regional Sul Sobre o Mar – Repensando o Mar para o Século XXI, Universidade federal de Santa Catarina.
- Koller, R., 1985, *Konstruktionslehre für den Maschinbau*, Springer Verlag.
- Maribondo, J. F., Back, N., Forcellini, F. A., 1998, *A Fundamentação e as Perspectivas de Projeto de Produtos Modulares*, V CEM – Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste, Fortaleza, Ceará.
- Maribondo, J.F., Back, N., Forcellini, F. A., 2000, *Ferramenta de Apoio à Fase de Projeto Conceitual: Síntese funcional de sistemas modulares*, submetido ao CONEM 2000 – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, Rio Grande do Norte.
- Pahl, G. & Beitz, W., 1996 *Engineering design. A systematic Approach*, Springer-Verlag London Limited, Printed in Great Britain.
- Pizzatto, A., 1998 *Sistemática de Projeto para Produtos Modulares com Aplicação em Móveis*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- Roozenburg, N.F.M. and Eekels, J., 1996, *Product Design: Fundamentals and Methods*, John Wiley & Sons Ltd, England.
- Rosa, R.C.C., 1997, *Impacto do Cultivo de mexilhões nas Comunidades Pesqueiras de Santa Catarina*, Dissertação de Mestrado, Centro de Ciências Agrárias, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- Scalice, R.K., 2000, *Desenvolvimento de uma Família de Produtos Modulares para o Cultivo e Industrialização de Mexilhões*, Projeto de Tese, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- Ulrich, K.T. and Eppinger, S.D., 1995, *Product Design and Development*, McGraw-Hill.

Das variáveis acima, ρ_{\min} corresponde ao menor valor fornecido, ρ_r é o raio do rolete, R corresponde à distância entre o centro de rotação da came e o centro do rolete do seguidor, θ é o ângulo de rotação da came, $v(\theta)$ é a função velocidade e $a(\theta)$, a função aceleração.

3. CONCLUSÃO

Como pôde-se observar, a entrada e a saída de dados do programa apresentam-se de forma bastante simples e objetiva. Deste modo, a partir do programa desenvolvido, torna-se mais fácil para o estudante de engenharia mecânica o entendimento a cerca do projeto de cames, assim como a compreensão de conceitos básicos e características relacionadas ao assunto. Por exemplo, na disciplina de Mecanismos ministrada no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, o aluno a conclui ciente da existência das curvas cicloidal, harmônica e polinomial de oitava ordem e que uma combinação apropriada destas funções pode resultar um movimento característico para o seguidor. No entanto, no decorrer da mesma, o aluno não dispõe de uma ferramenta que o auxilie na visualização da came a qual irá garantir ao seguidor tal movimento característico. O programa surge, então, como ferramenta de apoio visando a auxiliar as disciplinas da área de Projeto e principalmente a disciplina de Mecanismos.

6. AGRADECIMENTOS

Ao PET – Programa Especial de Treinamento.

5. REFERÊNCIAS

- Erdman, A. T., 1993, Modern Kinematics: Developments in the Last Forty Years, John Wiley & Sons, New York
- Grosjean, J., 1991, Kinematics and Dynamics of Mechanisms, McGraw-Hill, Singapore
- Kimbrell, J. T., 1991, Kinematics Analysis and Synthesis, McGraw-Hill, New York
- Mabie, H. H. & Reinholtz, C. F., 1987, Mechanisms and Dynamics of Machinery, John Wiley & Sons, New York
- Martin, G. H., 1982, Kinematics and Dynamics of Machines, McGraw-Hill, London
- Norton, R. L., 1992, Design of Machinery, McGraw-Hill, Singapore
- Sandor, G. N. & Erdman, A. G., 1984, Mechanism Design: Analysis and Synthesis, Prentice-Hall, New York

Nas expressões acima, R_b corresponde ao raio de base da came, θ é o ângulo da came e $S(\theta)$ é a função que define um dado trecho de curva do movimento do seguidor.

2.3 Tabela de valores

Ao final, são fornecidos valores da elevação, velocidade e aceleração do seguidor e do raio de curvatura e do ângulo de pressão da came para ângulos de giro da mesma de acordo com o passo a ser indicado (Ver Fig. 5).

Ângulo de Giro (graus)	Deslocamento (mm)	Velocidade (mm/s)	Aceleração (mm/s ²)	Raio de Curvatura (mm)	Ângulo de Pressão (graus)
229,999981356306	19,7313213348389	-3,07690906524658	-17,5733165740967	41,4274635314941	-3,21769189834595
239,999979357052	18,9205278320313	-6,10671186447144	-17,0254440307617	40,9804611206055	-6,46049022674561
249,999977358397	17,609525680542	-8,96472549438477	-15,533659349976	40,5793266296387	-9,67038440704346
259,999975359943	15,8206233978271	-11,4539804458618	-12,7606983184814	40,4688568115234	-12,701135635376
269,999973352489	13,6465887615967	-13,3379607064819	-8,60398715057373	40,8631172180176	-15,3326034545898
279,999971354034	11,213493347168	-14,3869276046753	-3,24876022338867	41,9987831115723	-17,2921199798584
289,99996936558	8,68330860137939	-14,4300012588501	2,81874561309814	44,226806640625	-18,28005027771
299,999967367126	6,23892402648926	-13,4046325683594	8,85204792022705	48,1050415039063	-18,0066528320313
309,999965368671	4,06175756454468	-11,3868101272583	13,925106048584	54,260181427002	-16,2639865875244
319,999963370217	2,30384230613708	-8,65676307678223	17,0613479614298	62,0955763244629	-13,0648622512817
329,999961371762	1,05852150917053	-5,6032133102417	17,4082355499268	66,0854949951172	-8,83267993383789
339,999959373308	0,335038632154465	-2,77315092086792	14,4577674865723	59,1256332397461	-4,48746728897095
349,999957374854	0,0437390357255936	-0,744122445583344	8,31292343139648	45,9186592102051	-1,21644186973572

Figura 5. Tela da tabela de valores

A partir dos valores do ângulo de pressão, pode-se verificar se o mesmo excede 30° ou 35° . Tais valores são estabelecidos como máximos para a maioria dos sistemas.

Sendo θ o ângulo da came, $S(\theta)$ a função que define um dado trecho de curva do movimento do seguidor, R a distância entre o centro de rotação da came e o centro do rolete do seguidor, para a determinação do ângulo de pressão α utilizou-se a seguinte expressão (Kimbrell, 1991) :

$$\alpha = \arctan[dS/(Rd\theta)] \quad (3)$$

A partir dos valores do raio de curvatura da came (no caso do seguidor de rolete, tais valores se referem ao raio de curvatura da superfície primitiva), é possível verificar se a came já irá apresentar ponta ou rebaixo ($\rho_{\min} < \rho_r$). Para o cálculo do raio de curvatura ρ utilizou-se a seguinte equação:

$$\rho = \{R^2 + [v(\theta)]^2\}^{3/2} / \{R^2 + 2[v(\theta)]^2 - R[a(\theta)]\} \quad (4)$$

Uma vez dispendo-se dos valores solicitados e dos tipos de curva a combinar, são traçados os gráficos do deslocamento, velocidade e aceleração do seguidor em função do ângulo de giro da came e o contorno da came (ver Fig. 4).

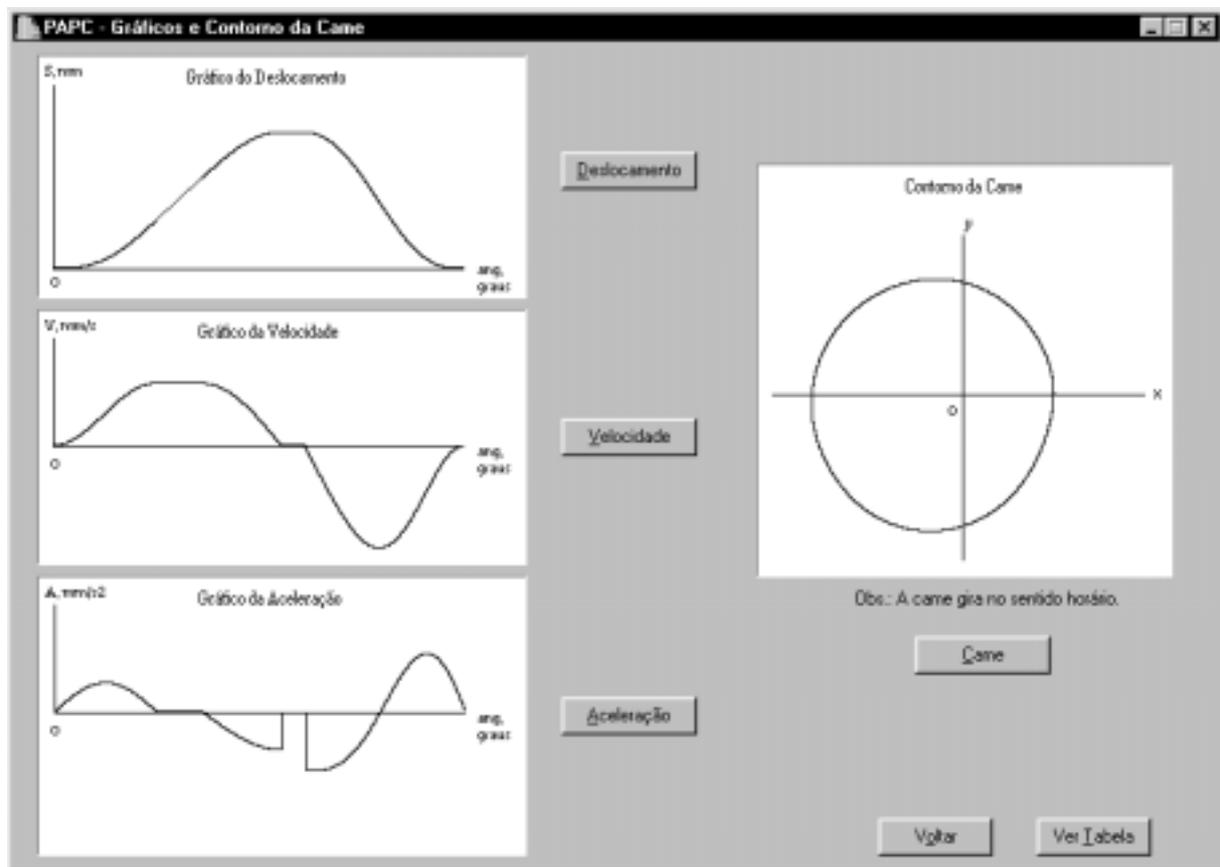


Figura 4. Valores da elevação do seguidor em função do ângulo da came

No caso do gráfico de deslocamento, o programa encarrega-se de combinar as curvas de forma a garantir uma perfeita concordância entre as mesmas.

O *jerk* ou segunda aceleração corresponde a taxa de variação da aceleração e é determinado pela terceira derivada do deslocamento. O *jerk*, então, é uma indicação da característica de impacto do carregamento e pode-se dizer que o impacto tem a segunda aceleração igual ao infinito. Assim, a partir do gráfico da aceleração é possível verificar se o movimento desejado para o seguidor irá resultar *jerk* infinito. Para tal, basta constatar a presença de segmentos de reta verticais no referido gráfico, os quais indicam que a aceleração está variando de um certo valor para outro instantaneamente, caracterizando o impacto. A partir do gráfico da aceleração da Fig. 4, então, conclui-se que o movimento escolhido para o seguidor irá resultar *jerk* infinito, mostrando-se, assim, indesejável.

Com relação ao contorno da came (ver Fig. 4), a interseção dos eixos indica o centro de rotação da mesma. Para a construção do contorno, utilizou-se, como base, as seguintes equações:

$$x = [R_b + S(\theta)] \cdot \cos\theta \quad (1)$$

$$y = [R_b + S(\theta)] \cdot \sen\theta \quad (2)$$

Ao iniciar o programa, o usuário primeiramente escolhe o tipo de movimento que irá caracterizar a elevação do seguidor. Como pode ser visto na Fig. 3, item 1, o usuário tem as opções de 1 a 9. Posteriormente, deve ser informado o ângulo de giro da came para cada trecho do movimento de elevação, conforme é mostrado na Fig. 3, item 2. Em seguida, pede-se ao usuário que informe o ângulo durante o qual o seguidor irá repousar após sua elevação (ver Fig. 3, item 3). Caso não seja desejado o repouso, basta que se digite o valor 0 (zero) para tal ângulo. Feito isto, o usuário escolhe o tipo de movimento que irá caracterizar o retorno do seguidor (ver Fig. 3, item 4). Sendo o movimento do seguidor caracterizado por apenas uma ou duas curvas, para as demais curvas deve-se entrar com o valor 0 (zero) para o ângulo de rotação da came. Isto vale tanto para o movimento de descida quanto para o de subida (ver Fig. 3, item 5). É importante salientar que a soma dos ângulos de entrada deve ser igual a 360 graus, pois todo o estudo é feito para um único ciclo do movimento do seguidor.

PAPC - Entrada de Dados

1. Para a elevação do seguidor, escolha a curva ou as curvas a combinar:

- [1] cicloide
- [2] harmônico
- [3] polinômio de oitavo grau
- [4] meio-cicloide + meio-harmônico
- [5] meio-harmônico + meio-cicloide
- [6] meio-cicloide + velocidade constante + meio-cicloide
- [7] meio-cicloide + velocidade constante + meio-harmônico
- [8] meio-harmônico + velocidade constante + meio-harmônico
- [9] meio-harmônico + velocidade constante + meio-cicloide

Opção desejada:

2. Informe o ângulo de rotação [em graus] da came para a:

primeira curva:

segunda curva:

terceira curva:

3. Com relação ao repouso do seguidor depois de sua elevação, entre com a variação do ângulo da came [em graus] durante o mesmo:

Variação do ângulo:

4. Para o retorno do seguidor, escolha a curva ou as curvas a combinar:

- [1] cicloide
- [2] harmônico
- [3] polinômio de oitavo grau
- [4] meio-cicloide + meio-harmônico
- [5] meio-harmônico + meio-cicloide
- [6] meio-cicloide + velocidade constante + meio-cicloide
- [7] meio-cicloide + velocidade constante + meio-harmônico
- [8] meio-harmônico + velocidade constante + meio-harmônico
- [9] meio-harmônico + velocidade constante + meio-cicloide

Opção desejada:

5. Informe o ângulo de rotação [em graus] da came para a:

primeira curva:

segunda curva:

terceira curva:

6. Valor da elevação total do seguidor [em mm]:

7. Valor do raio da circunferência de base da came [em mm]:

8. Valor do raio do rolete do seguidor [em mm]:

9. Valor do deslocamento do seguidor [em mm]:

Figura 3. Tela de entrada de dados

Escolhidas as curvas características do movimento do seguidor, pede-se para que o usuário informe a elevação total do seguidor, o raio de base da came, o raio do rolete do seguidor e a medida do deslocamento do seguidor com relação à linha vertical que passa pelo centro de rotação da came (caso o seguidor seja deslocado), como pode ser visto na Fig. 3, itens 6, 7, 8 e 9, respectivamente. Sendo o seguidor radial, à tal medida deve ser atribuído o valor 0 (zero).

2.2 Gráficos e contorno da came

O projeto de uma came pode ser elaborado de duas formas (Norton, 1992) (Sandor & Erdman, 1984):

(a) partindo-se do movimento desejado para o seguidor, projeta-se a came para dar este movimento;

(b) partindo-se da forma da came, determina-se que características de deslocamento, velocidade e aceleração serão obtidas pelo seu contorno.

Com base no primeiro método de projeto, foi desenvolvido um programa em linguagem C++ que permite a visualização do contorno da came de disco que irá garantir o movimento desejado para o seguidor. Para o movimento do seguidor, tanto na subida quanto na descida, o programa permite combinar trechos de curvas cicloidal, harmônica e polinomial de oitava ordem (Grosjean, 1991) (Kimbrell, 1991) (Mabie & Reinholtz, 1987) (Martin, 1982). Pode-se optar, também, por trechos de velocidade constante na elevação ou descida, assim como pelo repouso do seguidor ao final de sua elevação.

Além do contorno da came, é possível a visualização dos gráficos de deslocamento, velocidade e aceleração do seguidor. São impressos, também, valores destas grandezas, do raio de curvatura e do ângulo de pressão da came para ângulos de giro da mesma.

Nos anos recentes, poucos avanços foram verificados em programas voltados para o projeto de cames (Erdman, 1993). E embora outros programas existam, envolvendo a cinemática de cames, o programa desenvolvido apresenta vantagens, com relação aos mesmos, quanto à facilidade de entrada e saída de dados.

2. APRESENTAÇÃO DO PROGRAMA

Apresenta-se a seguir uma explanação das principais etapas do programa e a visualização das telas principais. Para tal, considera-se uma situação em que se deseja, para uma dada aplicação, que um seguidor radial de rolete apresente uma elevação total de 20 mm e seja acionado por uma came de disco de raio de base igual a 30 mm (ver Fig. 1). O movimento de elevação do seguidor deve ser caracterizado por trechos cicloidal, em 90 graus, de velocidade constante, em 40 graus, e harmônico, em 70 graus, nesta ordem. O seguidor deve repousar durante 20 graus e, então, retornar com movimento polinomial de oitava ordem em 140 graus. O raio do rolete do seguidor é de 5 mm.

2.1 Entrada de dados

Antes do usuário entrar com os dados pedidos, é apresentada ao mesmo uma tela inicial com o título do programa, conforme é mostrado na Fig. 2 .



Figura 2. Tela de apresentação do programa

DESENVOLVIMENTO DE UM PROGRAMA PARA DAR APOIO AO PROJETO DE CAMES

Eduardo Castelo Branco Porto

Roberto de Araújo Bezerra

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 60455-760, Fortaleza, CE, Brasil. E-mail: dem@ufc.br

Resumo

Neste trabalho é apresentado um programa em C++ Builder, a partir do qual, são geradas as curvas de deslocamento, velocidade e aceleração do seguidor de uma came, assim como o respectivo contorno da mesma. O programa foi desenvolvido de tal forma que possibilita ao usuário a escolha dos tipos de curvas – cicloidal, harmônica e polinomial de oitava ordem – que caracterizarão os diagramas de movimento e a forma da came. De posse dos dados fornecidos pelo usuário, o perfil de deslocamento é traçado de tal forma que há uma perfeita concordância entre as curvas que o compõem, fornecendo-se ainda os gráficos da velocidade e aceleração do seguidor, o contorno da came e valores do raio de curvatura e do ângulo de pressão para ângulos da came durante um ciclo. Observou-se que o programa é de fácil utilização e o mesmo será usado como apoio didático.

Palavras-chave: Came, Ângulo de Pressão, Contorno da Came

1. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Uma came consiste em um membro de máquina de forma irregular o qual atua como uma peça motriz e imprime movimento a uma peça movida chamada seguidor (ver Fig. 1). As cames desempenham um papel muito importante na maquinaria moderna e são bastante utilizadas em motores de combustão interna, máquinas operatrizes, computadores mecânicos, instrumentos e muitas outras aplicações.

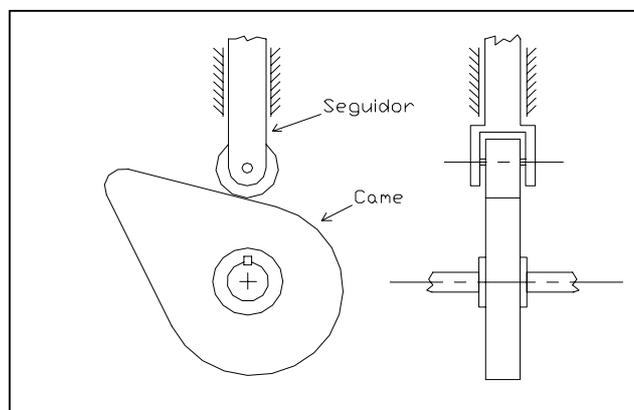


Figura 1. Came de disco com seguidor radial de rolete

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FIXAÇÃO E AJUSTAGEM DE FERRAMENTA PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO.

Rodolfo G. Rabe*, Fernando A. Forcellini*, Günter Höhne, Walter L. Weingaertner***

* Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica.
Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos - Nedip.
Campus da UFSC – Florianópolis, SC, Brasil - CEP 88040-900, CP 476, e-mail:
rgr@certi.ufsc.br

** Technische Universität Ilmenau - Institut für Maschinenelemente und Konstruktion
Ilmenau, Germany, e-mail: guenter.hoehne@Maschinenbau.tu-ilmenau.de

Resumo

Em uma usinagem de ultraprecisão, a correta ajustagem da ferramenta é um fator de influência para a obtenção de componentes com alto acabamento superficial e alta precisão dimensional e de forma. Para que essas ajustagens sejam realizadas, está sendo desenvolvido esse trabalho, que visa apresentar as etapas do projeto de um porta-ferramenta para ser utilizado em usinagem de ultraprecisão, enfatizando os requisitos de projeto do sistema para micro posicionamento/micro deslocamento. Como características desejadas para esse porta-ferramenta, destaca-se a alta rigidez e posicionamento micrométrico, além de características modulares de construção e utilização.

Palavras-chave: Porta-ferramenta, ultraprecisão, ajustagem, modularidade, usinagem.

Introdução

A usinagem de ultraprecisão se desenvolve impulsionada não apenas pela necessidade dos meios científicos em se obter componentes de forma complexas, precisos ou de acabamento superficial sub-micrométrico, mas também pelas indústrias que desejam produzir bens de consumo com alta qualidade e custo acessível.

Para isso, o projeto e desenvolvimento de mecanismos para se usinar esses componentes se tornam uma parte importante no entendimento do quebra-cabeça multidisciplinar que é construir elementos e máquinas-ferramentas para a usinagem de ultraprecisão.

O porta-ferramenta é uma peça crítica na usinagem por torneamento, pois ele é o elemento final da cadeia estrutural entre a ferramenta e a peça que está sendo usinada. Infelizmente sua importância é normalmente ignorada no projeto de uma máquina ferramenta, devido ao seu pequeno tamanho e robustez [1].

Entretanto robustez não significa necessariamente alta rigidez, sendo os requisitos e preocupação para um posicionamento conveniente e correto da ferramenta, normalmente predominam sobre a rigidez, abrindo caminho para que ruídos interfiram no resultado final de uma usinagem.

O ajuste correto da ferramenta é sempre um fator importante em qualquer usinagem. No entanto na usinagem de ultraprecisão, principalmente de elementos ópticos, um perfeito ajuste da ponta da ferramenta é imprescindível, pois poucos micrometros fora da região ideal, é o suficiente para tornar necessário um retrabalho ou, em um caso extremo, a perda do componente que está sendo usinado.

Com base nesses fatos, tem-se como objetivo desse trabalho apresentar as etapas iniciais do projeto de um porta-ferramenta que possibilite a correta ajustagem da ponta da ferramenta em relação à peça e ao torno, com posicionamento micrométrico e com o compromisso de se obter uma rigidez adequada em uma usinagem de ultraprecisão.

Usinagem de ultraprecisão com ferramenta de diamante monocristalino.

A demanda de componentes que tenham alta precisão dimensional e acabamento superficial sub-micrométrico tais como substratos para fotocopiadoras e discos rígidos, elementos ópticos (lentes e espelhos), mancais aerostáticos, etc. ampliaram os limites da usinagem com ferramenta de geometria definida¹, como processo de fabricação, contribuindo para o desenvolvimento de uma área, chamada de usinagem de ultraprecisão.

A usinagem de ultraprecisão com ferramenta de diamante, proveu os meios de se produzir uma desejada superfície óptica normalmente em uma única operação, resultando em tamanho, forma e acabamento superficial em um único processo de remoção de material.[2]

Com isso, pôde-se observar algumas mudanças na área de fabricação, sobretudo na produção de elementos ópticos. A eliminação de processos posteriores, como lapidação ou polimento, possibilitou uma redução nos custos de fabricação. A introdução de ferramentas ativas (*fast tools*) aos tornos de ultraprecisão, possibilitou a obtenção de lentes e espelhos de formas complexas, auxiliando no desenvolvimento de diversas áreas como física, medicina, astronomia e engenharias em geral, e com reflexos nas indústrias de bens de consumo.

Dominar o projeto e a construção de elementos relacionados à ultraprecisão, seja a própria máquina-ferramenta e seus módulos ou a fabricação de componentes usinados, se torna para o desenvolvimento científico e tecnológico um caminho natural, assim como para a produção de bens de alto valor agregado.

Requisitos de projeto

A primeira etapa do trabalho foi definir quais ajustes da ferramenta serão necessários para que determinadas famílias de peças sejam produzidas. Da mesma maneira foram estabelecidas as faixas de operação envolvidas e requisitos complementares.

As famílias são tipos de superfícies que podem ser produzidas com uma determinada configuração do torno. Essa configuração, para esse caso, está diretamente ligada ao tipo de base em que o porta-ferramenta será instalado, o que na prática significa que o mesmo não será montado sobre um único tipo de base ou torno.

Para direcionar o trabalho, pois o objetivo final será a construção e qualificação do porta-ferramenta, foram selecionados três bases onde esse porta-ferramenta será utilizado, descritos nos itens abaixo e esquematizados nas fig. 1.4 e 1.6 da configuração do torno (Fig.1) :

- Sobre a base de um torno X-Y;
- Em um sistema de micro posicionamento da *Physik instrumente*, modelos M410 e M500, esquematizados na fig.1.4;
- Em uma base aerostática rotativa controlada numericamente, também esquematizados na fig. 1.4.

¹ Torneamento, fresamento, furação, etc.

Com isso, três famílias de superfícies poderão ser usinadas, respectivamente:

- Planas e cônicas;
- Superfícies geradas pela interpolação dos eixos da mesa micro posicionadora;
- Superfícies esféricas côncavas ou convexas.

Além disso, poderão haver combinações entre os três tipos de bases, podendo-se gerar no futuro superfícies anesféricas por exemplo.

Com base nesses dados, uma tabela de requisitos foi montada (tabela1) assim como um esquema da configuração do torno (fig.1) em que será testado o porta-ferramenta. (Figuras 1.1 à 1.7).

Tabela 1 - Requisitos iniciais de projeto

Fig.	Requisito - (plano)	Valor	Observações
1.1	Alinhamento entre ferramenta e centro de rotação da árvore/cabeçote (Y-Z).	$\Delta_y \leq \pm 1\mu\text{m}$	
1.2	Alinhamento entre ferramenta e o torno (X-Z). Região de utilização do gume da ferramenta.	$\Delta_\phi \pm 15^\circ$	Em torno R- θ ² , $\Delta_\phi \leq \pm 0.5^\circ$
1.3	Alinhamento entre ferramenta e peça de trabalho (Y-X).	$\Delta_\alpha \leq \pm 0.5^\circ$	
1.4	Tipos de base. * - Raio da base R- θ onde será instalado o porta-ferram.	Torno X-Y Mesa X-Y Mesa R- θ ³	Menor base 100x100mm Base R * =40mm
1.5	Tipos de seções de ferramentas - haste. Retangular/circular/triangular * - Raio da haste da ferramenta de seção circular	Máx = 12 x 12mm Máx. R * = 5mm Lmax. = 50mm	Min. = 5 x 5mm Min. R * = 2mm Lmin. = 20mm
1.6	Montagem do porta-ferramenta no torno Moore, sobre mesa posicionadora, base rotativa ou suas combinações.		Diferentes alturas
1.7	Permitir o deslocamento do cabeçote Kugler.	Espaço entre base móvel do cabeçote e base do porta-ferramenta.	Espaço depende do tipo de base utilizada.
	Peso total.	Máx 200 N	Max permitido pela mesa M400
	Posicionamento manual - mecânico/eléto - eletrônico		Possibilidade de automação.

² Torno R- θ diferencia-se do torno X-Y por se utilizar como parâmetros a distância da ponta da ferramenta em relação ao centro de rotação da base e o avanço da ferramenta ser angular, proporcionada pela rotação da base.

³ Tipo de base característica do torno R- θ

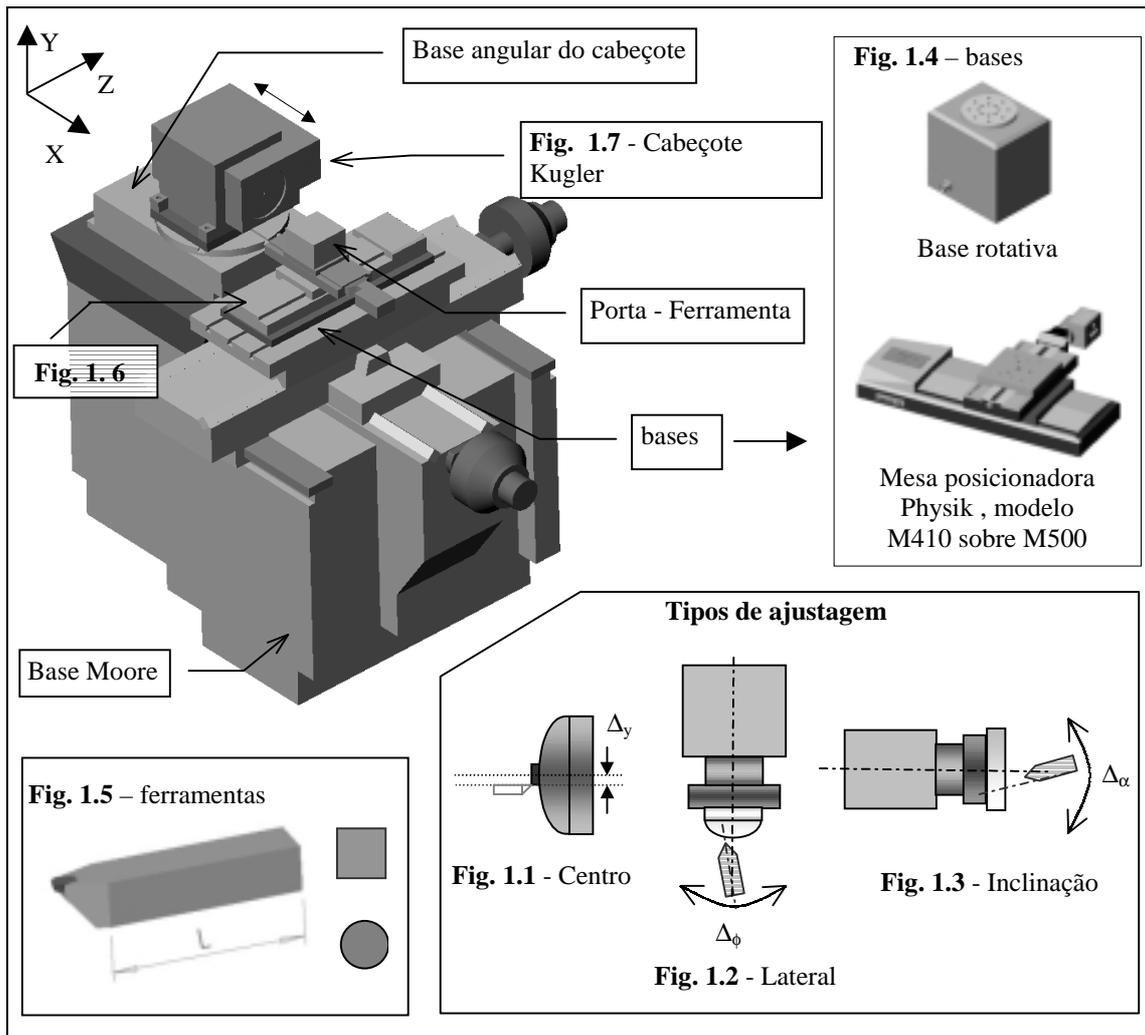


Figura 1 - Configuração do torno

Módulos

Para facilitar o projeto do porta-ferramenta, o mesmo foi dividido em cinco módulos:

- Base do porta-ferramenta – Que tem a função de prover uma base a ser fixada em uma das configurações descritas anteriormente, levando-se em consideração a necessidade de não se obstruir a movimentação do cabeçote.
- Sistema de macro posicionamento – Que tem a função de compensar a diferença de altura entre várias configurações de bases e o uso de ferramentas de diferentes seções.
- Sistema de micro posicionamento – Encarregado do micro posicionamento da ferramenta nas situações descritas na tabela 1.
- Sistema de fixação da ferramenta – Que possa utilizar a maioria das ferramentas de diamante monocristalino do mercado.
- Sistema de acionamento/posicionamento – O sistema será modular, podendo-se optar por soluções totalmente mecânicas de acionamento ou soluções eletro/eletrônica a serem usadas futuramente em conjunto com um sistema de *set-up* da posição da ferramenta.

Sistema de micro posicionamento

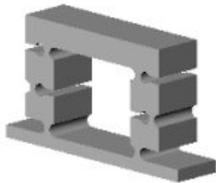
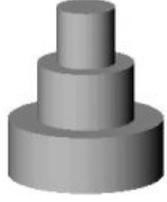
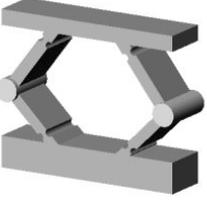
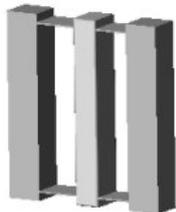
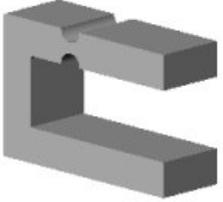
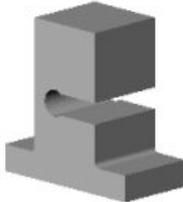
A primeira ajustagem a ser estudada é o posicionamento da ponta da ferramenta em relação ao eixo de rotação do cabeçote, ou seja, o posicionamento da altura da ferramenta.

A importância de se usinar até o centro é para evitar uma deterioração da planicidade da peça, principalmente em elementos ópticos, como por exemplo espelhos para laser.

O objetivo é posicionar a ponta da ferramenta à uma distância de $\pm 1\mu\text{m}$ do centro de rotação, levando-se em consideração um sistema que permita um curso de ajustagem razoável, com pequenos incrementos e com uma alta rigidez.

Para isso se foi montada a tabela 2, com os princípios de soluções pesquisados.

Tabela 2 – Sistemas de micro posicionamento

Lineares			
			
Conversor angular-linear	Planos	Mola com acionamento central.	Telescópico
			
Plataforma com acionamento horizontal	Guias paralelas	Guia central	Mola membrana/prato
Angulares			
			
Viga em balanço	Haste em balanço	Dupla viga em balanço	
Múltiplos graus de liberdade			
			
Plataforma		Disco	

Sistema de acionamento

Aliado ao tipo de posicionamento, outro fator importante é o tipo de acionamento que será utilizado. Algumas opções podem ser vistas na tabela 3.

A escolha dos que melhor se adaptam ao projeto de um sistema de ajustagem da ferramenta será função de:

- Intercambiabilidade
- Rigidez
- Facilidade de controle/posicionamento
- Construção/implementação
- Estabilidade no tempo
- Curso
- Custo

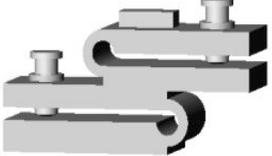
Cada sistema de micro posicionamento apresentado na tabela 2 possui um sistema de acionamento (tabela 3) que lhe irá conferir as melhores características de posicionamento com alta rigidez. A avaliação das melhores combinações será feita em função dos itens apresentados anteriormente, com a ajuda de *softwares* e analisando-se os sistemas existentes no mercado e/ou em artigos e outras literaturas relacionadas.

Como exemplo de combinações que podem ser geradas, tem-se as apresentadas na tabela 4.

Tabela 3 – Sistemas de Acionamento

Mecânicos	<i>Smart materials</i>	Conjuntos
Micrômetros	Eletrostáticos	Lineares magnéticos
Planos inclinados	Piezoelétricos	<i>Voice/magnetic coil</i>
Cames/superfícies	Magnetoestritivo	<i>Walking drive/worm</i>
Roda de atrito	Eletroestritivo	Hidráulico/pneumático
Dilatação/contração térmica	Efeito memória (SMA)	Fusos

Tabela 4 – Exemplos de combinações

Combinações			
 came-seguidor	 Nivelador com viga em balanço e parafuso micrométrico	 Plano-viga	 Viga com acionamento horizontal.

Conclusão e trabalhos futuros

A usinagem de ultraprecisão permite que novos processos de fabricação sejam desenvolvidos, seja para produzir antigos componentes com um melhor acabamento e mais baratos ou para novos projetos, principalmente de elementos ópticos.

Um correto posicionamento da ferramenta é necessário em uma usinagem por torneamento, sobretudo quando se trata de uma usinagem de ultraprecisão, onde poucos micrômetros são mais que suficientes para comprometer, por exemplo, a planicidade de um elemento óptico.

Para um correto *set-up* da ferramenta, deve-se determinar primeiramente quais ajustagens são relevantes e prover os meios necessários para que isso possa ser feito, sobretudo com facilidade mas sem comprometer a rigidez do sistema. A função do porta-ferramenta a ser projetado é possibilitar esses ajustes independente da configuração do torno ou da superfície a ser gerada.

A divisão do porta-ferramenta em módulos facilita o projeto e evita a sobreposição de funções em uma única peça, o que normalmente acarreta em um aumento nos graus de liberdade do sistema e uma conseqüente deterioração da rigidez do conjunto. Cada um dos módulos irá ser trabalhado e testado nas próximas etapas do trabalho.

A primeira etapa foi a apresentação dos princípios de soluções de sistema de micro posicionamento assim como alguns tipos de acionamentos. Essa etapa não somente irá servir para estabelecer o princípio de posicionamento/acionamento que será utilizado na construção do porta-ferramenta mas também poderá ser utilizada na elaboração de novos módulos, como controle da profundidade de corte e até na construção de um *fast-tool*.

Agradecimentos

A *Technische Universität Ilmenau* – especificamente pela visita técnica ao *Institut für Maschinenelemente und Konstruktion* e pelo apoio de seus integrantes;

Ao Laboratório de Mecânica de Precisão da UFSC – LMP –, especialmente ao Milton Pereira e Rodrigo Stoeterau.

Referências

1. Franse, J., Roblee, J., “A Survey of the Dynamic Characteristics of Toolholders for Diamond Turning”.
2. McClure, E., 1994, “*A Perspective on the Future of Precision Engineering Industry*”, Advancement of Intelligent Production, Elsevier Science B.V/ JSPE. pp.K31-K37
3. Smith, S. T., Chetwynd, D. G., 1994, “*Foundations of Ultraprecision Mechanism Design*”, Gordon and Breach Science Publisher.
4. Slocum, A. H., 1992, “*Precision Machine Design*”, Prentice-Hall Inc.
5. Taniguchi, N., 1996, “*Nanotechnology : Integrated Processing Systems for Ultra-Precision and Ultra-Fine products*”, Oxford Univ. Press.
6. Montanari, L., Duduch, J. G., Rubio, J.C.C, 1999, “*Design of an Angular Positioner for Precision Machines*”, Proceedings of the 1st International EUSPEN Conference, pp. 128-131
7. Krause, W., 1993, “*Konstruktionselemente der Feinmechanik*”, Hanser
8. Zhu, J., 1995, “*Several Design for Ultrahigh Resolution Optical Positioning Components*”, Proceedings of Optomechanical and Precision Instrumente Design, SPIE Vol. 2542. pp. 207-211

ANÁLISE TEÓRICA DA LUBRIFICAÇÃO NÃO-NEWTONIANA DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS DE SAPATAS RETANGULARES – MODELO *POWER LAW*

Paulo Fernandes Silva

(Bolsista Recém-Doutor FAPEMIG)

Hélio Henrique Rabelo

(Bolsista Iniciação Científica FAPEMIG)

Vilmar Arthur Schwarz

José Célio Dias

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Mecânica

Cx. P. 50 – 37500-000 – Itajubá, MG, Brasil. E-mail: psilva@iem.efei.br

Resumo

O desenvolvimento de um modelo teórico para a lubrificação não-newtoniana é apresentado e aplicado à análise do comportamento operacional de mancais hidrodinâmicos de sapatas retangulares. Entre os modelos reológicos usados na lubrificação hidrodinâmica não-Newtoniana, o modelo *power law* tem sido bastante utilizado, pois apresenta uma boa aproximação para a relação tensão cisalhante versus taxa de deformação e, portanto, será utilizado no presente trabalho. A equação unidimensional de Reynolds generalizada para um fluido *power law* é deduzida usando-se o método de perturbação de primeira ordem, o que resulta em uma equação aproximada. A seguir é feita uma análise de erro, com a finalidade de se determinar as condições de trabalho em que a solução aproximada pode ser aplicada. Finalmente, uma análise do comportamento operacional de um mancal hidrodinâmico infinitamente largo é apresentada.

Palavras-chave: Lubrificação não-Newtoniana, Modelo *Power Law*, Método de Perturbação.

1. INTRODUÇÃO

Na indústria moderna, a utilização de fluidos lubrificantes que apresentam um comportamento não-Newtoniano vem crescendo a cada dia. Como exemplo pode-se citar a aplicação de óleos minerais com adição de polímeros aumentadores do índice de viscosidade, graxas, lubrificantes sintéticos e naturais, que apresentam características reológicas necessárias em determinadas aplicações.

A teoria clássica de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica é incapaz de predizer com precisão o comportamento de mancais operando com fluidos não-Newtonianos. Atentos a este fato, vários pesquisadores têm se dedicado ao estudo da lubrificação não-Newtoniana, entre os quais destacam-se os trabalhos de Dien & Elrod (1983), Buckholz (1986), Jianming & Gaobing (1989), Johnson & Mangkoesobroto (1993) e Rodkiewicz & Huang (1998).

Atualmente, a maioria dos trabalhos teóricos sobre lubrificação não-Newtoniana são desenvolvidos com base na equação de Reynolds generalizada para fluidos *power law*, proposta por Dien & Elrod (1983). Este modelo teórico admite que a taxa de deformação interna do fluido é gerada principalmente pelas velocidades relativas das superfícies. Assim, a análise se aplica tanto para fluidos não-Newtonianos com alta dominância de Couette como para fluidos Newtonianos com componentes arbitrárias de Couette-Poiseuille.

2. MODELO FÍSICO

A figura 1 apresenta esquematicamente o mancal de sapatas retangulares a ser analisado, onde U é a velocidade da peça móvel, enquanto que h_0 , h_1 , L e B são respectivamente as espessuras mínima e máxima do filme de lubrificante, o comprimento e a largura da sapata.

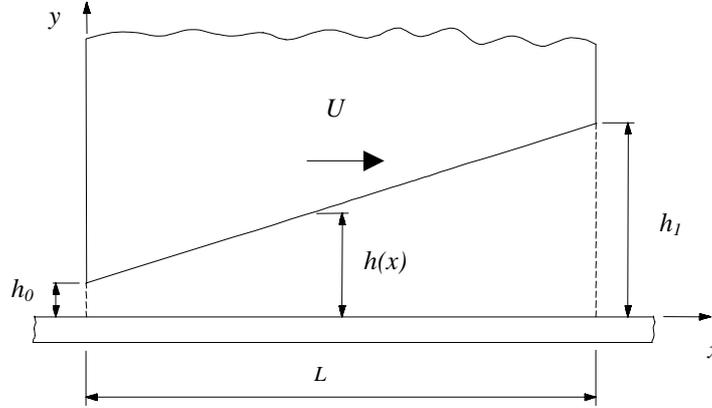


Figura 1. Mancal hidrodinâmico de sapatas retangulares

A espessura adimensional H do filme de lubrificante e a inclinação específica k da sapata do mancal mostrado na figura 1 são dadas respectivamente por:

$$H = \frac{h(x)}{h_0} = \left[1 + k \left(\frac{x}{L} \right) \right] \quad \text{e} \quad k = \left(\frac{h_1}{h_0} \right) - 1 \quad (1)$$

Conforme pode-se observar na figura 1, as condições de contorno de velocidade são:

$$y = 0 \quad : \quad u = 0 \quad (2a)$$

$$y = h \quad : \quad u = U \quad (2b)$$

3. MODELO TEÓRICO

Fazendo-se as hipóteses usuais da lubrificação hidrodinâmica e considerando que o mancal é infinitamente largo, as equações de movimento no filme fluido resultam em;

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (3)$$

As relações constitutivas da tensão de cisalhamento τ e da viscosidade aparente μ para um fluido *power law* são dadas respectivamente por;

$$\tau = m \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^n \quad \text{e} \quad \mu = m \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^{n-1} = m I^{n-1} \quad (4)$$

onde o parâmetro n é o índice de característica reológica do fluido e m é a viscosidade plástica do fluido, a qual não depende da taxa de deformação.

O índice n caracteriza os fluidos da seguinte forma: $n > 1$ fluido dilatante, $n < 1$ fluido pseudoplástico e $n = 1$ fluido Newtoniano.

Das identidades na equação (4), obtém-se;

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5)$$

Para se obter uma solução aproximada da equação (3) faz-se a hipótese de dominância de Couette no escoamento. Esta hipótese inicial é razoável, pois, quando a velocidade relativa entre as duas superfícies é grande, pode-se aplicar a condição de deslizamento puro. Conforme proposto por Dien & Elrod (1983), a solução aproximada da equação (3) pode ser obtida utilizando-se o método de pequenas perturbações, admitindo-se que as variáveis dependentes do problema possam ser expandidas em termos de uma pequena perturbação, ε .

No caso da componente de velocidade, u , obtém-se;

$$u = u_0 + \varepsilon u_1 + \dots \quad (6)$$

onde u_0 é a componente arbitrária de Couette, de acordo com a hipótese mencionada acima, e u_1 é a componente de Pouiseuille.

Portanto, as condições de contorno de velocidade resultam em:

$$y = 0 \quad : \quad u_0 = 0 \quad u_1 = 0 \quad (7a)$$

$$y = h \quad : \quad u_0 = U \quad u_1 = 0 \quad (7b)$$

Diferenciando a equação (6) e considerando a primeira ordem de perturbação, obtém-se;

$$I = \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial u_0}{\partial y} + \varepsilon \frac{\partial u_1}{\partial y} = I_0 + \varepsilon I_1 \quad (8)$$

A equação (8) indica que I é igual a I_0 na sua vizinhança. Portanto, a expansão em série de Taylor de primeira ordem no ponto I_0 pode ser aplicada à viscosidade μ , isto é;

$$\mu(I) = \mu(I_0) + \varepsilon I_1 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} = \mu_0 + \varepsilon \mu_1 = m \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^{n-1} + \varepsilon I_1 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} \quad (9)$$

O gradiente de pressão também pode ser expandido da mesma maneira;

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \pi_0}{\partial x} + \varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} \quad (10)$$

onde π_0 e π_1 são as pressões de referencia.

Observe que a derivada $\frac{\partial \pi_0}{\partial x}$ é igual a zero, já que a solução para u_0 é o escoamento arbitrário de Couette, o qual depende somente da velocidade relativa entre as superfícies.

Substituindo-se as equações (5) e (10) na equação (3), obtém-se;

$$\varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \quad (11)$$

Utilizando-se as equações (8) e (9), e considerando $\varepsilon^2 \cong 0$, a equação (11) resulta em;

$$\varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) + \varepsilon \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial y} + \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \quad (12)$$

Lembrando que o parâmetro ε é muito pequeno, pode-se escrever:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) = 0 \quad (13a)$$

$$\frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial y} + \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \quad (13b)$$

A equação (13a) pode ser integrada duas vezes em y , pois μ_0 é função somente de I_0 , ou seja, função de $\frac{\partial u_0}{\partial y}$, que possui um valor constante. Portanto, integrando-se duas vezes a equação (13a) e aplicando-se as condições de contorno definidas em (7a) e (7b), obtém-se;

$$u_0 = \frac{U}{h} y \quad (14)$$

Utilizando-se a equação (9), a equação (13b) toma a seguinte forma;

$$\frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[m \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^{n-1} \frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial u_1}{\partial y} \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} \frac{\partial u_0}{\partial y} \right] \quad (15)$$

Da equação (4), na vizinhança de I_0 , obtém-se a seguinte relação;

$$\left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} = m(n-1) \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^{n-2} \quad (16)$$

Substituindo-se a equação (16) na equação (15) e utilizando-se a equação (14), obtém-se;

$$\frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \frac{\partial u_1}{\partial y} \left[mn \left(\frac{U}{h} \right)^{n-1} \right] \right\} \quad (17)$$

Integrando-se a equação (17) duas vezes em y , aplicando-se as condições de contorno definidas em (7a) e (7b) e utilizando-se as equações (9) e (14), obtém-se;

$$u_1 = \frac{1}{2n\mu_0} \frac{\partial \pi_1}{\partial x} (y^2 - hy) \quad (18)$$

Substituindo-se as equações (14) e (18) em (6) e lembrando que $\varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x}$, obtém-se;

$$u = \frac{U}{h} y + \frac{1}{2n\mu_0} (y^2 - hy) \varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{U}{h} y + \frac{1}{2n\mu_0} (y^2 - hy) \frac{\partial p}{\partial x} \quad (19)$$

A vazão por unidade de comprimento é obtida pela seguinte relação;

$$q_x = \frac{Q_x}{L} = \int_0^h u dy = \frac{Uh}{2} - \frac{h^{n+2}}{12nmU^{n-1}} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \quad (20)$$

Sendo o escoamento unidirecional, a vazão será a mesma em qualquer secção transversal do mancal, implicando em $\frac{\partial q_x}{\partial x} = 0$. Levando-se esta consideração na equação (20) obtém-se;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^{n+2}}{m} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \right] = 6nU^n \frac{\partial h}{\partial x} \quad (21)$$

que é a equação de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica para mancais infinitamente largos, operando com fluidos não Newtonianos, proposta por Dien e Elrod (1983).

4. ANÁLISE DE ERRO

A equação (21) foi obtida através de um método aproximado e, portanto, envolve algum erro, de modo que para aplicá-la é necessário que se faça uma análise de erro.

A equação exata da vazão é obtida integrando-se a equação (3) em y , isto é;

$$m \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^n = \frac{\partial p}{\partial x} y + \tau_1 \quad (22)$$

Definindo-se os seguintes parâmetros adimensionais;

$$\bar{u} = \frac{u}{U} \quad \bar{x} = \frac{x}{L} \quad \bar{y} = \frac{y}{h} \quad \bar{\tau} = \frac{\tau}{m \left(\frac{U}{h_0} \right)^n} \quad \bar{\tau}_1 = \frac{\tau_1}{m \left(\frac{U}{h} \right)^n} \quad \beta = \frac{\frac{\partial p}{\partial x} h}{\tau_1} \quad (23)$$

e introduzindo-os na equação (22), obtém-se;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} = \bar{\tau}_1 (\beta \bar{y} + 1)^{\frac{1}{n}} \quad (24)$$

Assim, as condições de contorno definidas pelas equações (7a) e (7b) resultam em:

$$\bar{y} = 0 \quad : \quad \bar{u} = 0 \quad (25a)$$

$$\bar{y} = 1 \quad : \quad \bar{u} = 1 \quad (25b)$$

Integrando-se a equação (24) em \bar{y} e aplicando-se as condições de contorno definidas pelas equações (25a) e (25b), obtém-se a velocidade adimensional \bar{u} ;

$$\bar{u} = (\bar{\tau}_1)^{\frac{1}{n}} \frac{\left[(\beta \bar{y} + 1)^{1+\frac{1}{n}} - 1 \right]}{\beta \left(1 + \frac{1}{n} \right)} = \frac{\left[(\beta \bar{y} + 1)^{1+\frac{1}{n}} - 1 \right]}{\left[(\beta + 1)^{1+\frac{1}{n}} - 1 \right]} \quad (26)$$

Integrando-se a equação (26) em \bar{y} , obtém-se a vazão adimensional \bar{q}_x ;

$$\bar{q}_x = \frac{q_x}{Uh} = \frac{(1+\beta)^{2+\frac{1}{n}} - \beta\left(2+\frac{1}{n}\right) - 1}{\beta\left(2+\frac{1}{n}\right)\left\{(1+\beta)^{1+\frac{1}{n}} - 1\right\}} \quad (27)$$

Multiplicando-se os parâmetros adimensionais $\bar{\tau}_1$ e β , determina-se o gradiente adimensional de pressão $\Delta\bar{p}$, o qual é dado por;

$$\Delta\bar{p} = \frac{h\frac{\partial p}{\partial x}}{m\left(\frac{U}{h}\right)^n} = \left\{ \frac{\beta\left(1+\frac{1}{n}\right)}{(\beta+1)^{1+\frac{1}{n}} - 1} \right\}^n \beta \quad (28)$$

Pode-se observar das equações (27) e (28) que o gradiente adimensional de pressão $\Delta\bar{p}$ é função da vazão adimensional \bar{q}_x , ou seja, $\Delta\bar{p} = f(\bar{q}_x)$. Da mesma forma esta relação de dependência para a solução aproximada pode ser obtida através da equação (20);

$$\Delta\bar{p} = 6n(1 - 2\bar{q}_x) \quad (29)$$

De posse das relações de dependência $\Delta\bar{p}$ versus \bar{q}_x , tanto para a solução exata como para a solução aproximada, pode-se determinar a faixa de \bar{q}_x na qual a solução aproximada pode ser aplicada, com um erro relativamente pequeno.

A figura 2 apresenta a variação do erro resultante da aplicação da solução aproximada em função da vazão \bar{q}_x , para vários valores do índice de característica reológica n . Pode-se observar que, para uma mesma faixa de vazão, os índices de característica reológica mais próximos da unidade resultam em um menor erro. A figura mostra também que a solução aproximada apresenta melhores resultados para os fluidos dilatantes ($n > 1$). Outra observação importante é que, para qualquer valor de n , o erro da solução aproximada diminui quando o efeito de Poiseuille é minimizado, como pode ser observado na equação (29). Isso ocorre quando a vazão adimensional \bar{q}_x tende para 0,5.

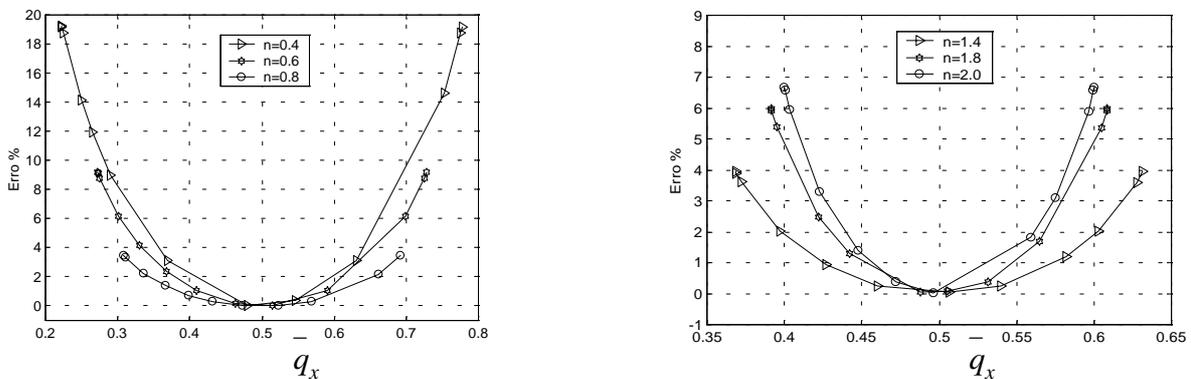


Figura 2. Erro versus vazão adimensional \bar{q}_x

5. PARÂMETROS RESULTANTES

A distribuição de pressão adimensional \bar{p} e a vazão adimensional \bar{q}_x em um mancal infinitamente largo são obtidas a partir da solução analítica da equação (21), o que resulta em:

$$\bar{p} = \frac{ph_0^{n+1}}{6mU^n L} = \frac{1}{k} \left\{ (1+k) \frac{[(1+k)^n - 1]}{[(1+k)^{n+1} - 1]} \left[\frac{1}{H^{n+1}} - 1 \right] - \frac{1}{H^n} + 1 \right\} \quad (30)$$

e

$$\bar{q}_x = \frac{q_x}{Uh_0} = \frac{(n+1)}{2n} (1+k) \frac{[(1+k)^n - 1]}{[(1+k)^{n+1} - 1]} \quad (31)$$

Integrando-se a equação (30), obtém-se a capacidade de carga adimensional, \bar{W} :

$$\bar{W} = \frac{Wh_0^{n+1}}{6mU^n L^2 B} = \frac{1}{k} \left\{ (1+k) \frac{[(1+k)^n - 1]}{[(1+k)^{n+1} - 1]} \left[\frac{1}{nk} - \frac{1}{nk(1+k)^n} - 1 \right] + \frac{1}{(n-1)k} \left[\frac{1}{(1+k)^{n-1}} - 1 \right] + 1 \right\} \quad (32)$$

A força de atrito adimensional \bar{F}_a é obtida através da seguinte integração;

$$\bar{F}_a = \frac{F_a}{m \left(\frac{U}{h_0} \right)^n BL} = \int_0^1 \int_0^1 \bar{\tau} d\bar{x} d\bar{z} = \int_0^1 \int_0^1 \left[\left(\frac{1}{H} \right)^n + \frac{3H}{n} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right] d\bar{x} d\bar{z} \quad (33)$$

o que resulta em:

$$\bar{F}_a = - \frac{[1 - (1+k)^{n-1}]}{(n-1)k(1+k)^{n-1}} - \frac{3k}{n} \bar{W} \quad (34)$$

6. RESULTADOS E COMENTÁRIOS

A figura 3 apresenta a variação da distribuição de pressão adimensional \bar{p} ao longo do comprimento adimensional \bar{x} do mancal, para vários índices de característica reológica n . Pode-se observar que o índice n tem grande influência sobre a distribuição de pressão e que esta é mais acentuada para os fluidos dilatantes.

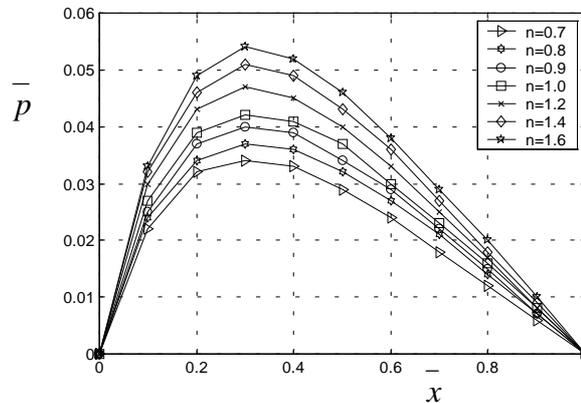


Figura 3. Distribuição de pressão \bar{p} para vários índices de característica reológica n

A figura 4 apresenta as variações da capacidade de carga \bar{W} e da força de atrito \bar{F}_a para vários valores do índice de característica reológica n , em função da variação da inclinação específica k . Pode-se observar que os fluidos dilatantes ($n > 1$) proporcionam capacidades de carga mais elevadas e forças de atrito menores à medida que n aumenta. Este comportamento torna os fluidos dilatantes preferíveis nas aplicações práticas. Outra observação é que os parâmetros resultantes de um mancal operando com fluido não-Newtoniano seguem a mesma tendência de comportamento dos mancais hidrodinâmicos operando com fluidos Newtonianos ($n = 1$).

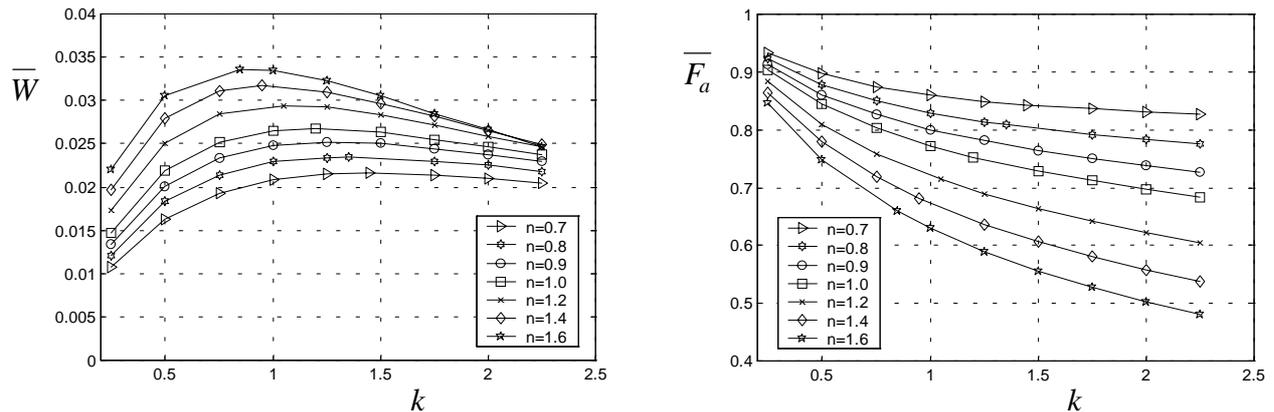


Figura 4. Comportamento dos parâmetros resultantes \bar{W} e \bar{F}_a em função da inclinação específica k , para vários valores de n

7. AGRADECIMENTOS

Os autores querem agradecer o apoio da **FAPEMIG** – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – através do Projeto TEC-855/97, ao qual os autores estão envolvidos, incluindo a concessão de uma bolsa de Recém-Doutor ao primeiro autor e uma bolsa de Iniciação Científica (TEC-85039/99) ao segundo autor.

8. REFERÊNCIAS

- Buckholz, R.H., 1986, "Effects of Power-Law, Non-Newtonian Lubricants on Load Capacity and Friction for Plane Slider Bearings", Journal of Tribology, ASME Trans., Vol. 108, pp. 86-91.
- Dien, I.K., and Elrod, H.G., 1983, "A Generalized Steady-State Reynolds Equation for Non-Newtonian Fluids, With Application to Journal Bearings", Journal of Lubrication Technology, ASME Trans, Vol. 105, pp. 385-390.
- Jianming, W. and Gaobing, J., 1989, "The Optimum Design of the Rayleigh Slider Bearing With a Power Law Fluid", Wear, Vol. 129, pp. 1-11.
- Johnson Jr., M.W. and Mangkoesobroto, S., 1993, "Analysis of Lubrication Theory for the Power Law Fluid", Journal of Tribology, ASME Trans., Vol. 115, pp. 71-71.
- Rodkiewicz, C.M. and Huang, P., 1998, "On the Maximum Allowable Loads in the Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication", Journal of Tribology, ASME Trans., Vol. 120, pp. 470-475.

PROJETO OTIMIZADO DE UM MOTOR VISCOSO DE FLUXO LAMINAR*, OPERANDO COM FLUIDO NEWTONIANO OU MAGNETOREOLÓGICO

Paulo Fernandes Silva (Bolsista Recém-Doutor, FAPEMIG)

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica

Cx. P. 50 – 37500-000, Itajubá, MG, Brasil. E-mail: psilva@iem.efei.br

Carlos Chien Ching Tu

Alvaro B. Dietrich

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica

05508-900 - Cidade Universitária, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: carlcctu@usp.br

Resumo

O principal objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo teórico para o projeto otimizado e análise do comportamento operacional de um motor hidráulico não convencional, denominado motor viscoso de fluxo laminar com fendas circunferenciais (MVFL). Serão feitas simulações do motor operando com fluido Newtoniano ou fluido magnetoreológico. O dimensionamento do MVFL foi feito utilizando-se da ferramenta SOLVER pertencente ao software Microsoft Excel 7, a qual possibilita a otimização de problemas de engenharia. De posse das dimensões ótimas para diferentes larguras de fenda do rotor do MVFL, foi feita uma análise dos graus de sensibilidade do torque e do rendimento do MVFL à variação da largura da fenda.

* Patente requerida

Palavras Chave: Motor viscoso, Fluxo laminar, Fluido Newtoniano ou Magnetoreológico.

1. INTRODUÇÃO

Conforme Fuller (1984), os motores e bombas viscosas apresentam um rendimento teórico máximo de 33%. Chen (1985) desenvolveu um modelo teórico para o projeto de um MVFL, onde o rendimento teórico máximo é também de 33% e os resultados experimentais apresentaram um rendimento de 17,5% contra um rendimento previsto pelo modelo teórico de 20,5%. Mahias & Tu (1993) implementaram fendas circunferenciais no rotor do motor de Chen (1985), conseguindo assim um rendimento teórico máximo de 100% na principal região de transformação de energia. O rendimento previsto pelo modelo teórico de Mahias & Tu (1993), foi de 57,6%. Hawthorne & Tu (1997) fizeram algumas mudanças na geometria e no material das lâminas propostas por Mahias & Tu (1993), conseguindo com isso um rendimento teórico de 72,42%.

No presente trabalho é proposto um modelo teórico que permite simular um MVFL operando com fluido Newtoniano ou com fluido magnetoreológico, também chamado de fluido “inteligente” ou fluido com propriedades reológicas controladas. Uma descrição mais detalhada das características deste tipo de fluido pode ser vista em Carlson & Weiss (1994).

A principal característica dos fluidos magnetoreológicos é a sua capacidade de mudar de comportamento, ou seja, comportar-se como um fluido Newtoniano e, em milésimos de

segundo passar a se comportar como um semi-sólido, quando exposto a um campo magnético, e instantaneamente voltar ao seu estado natural quando o campo for removido. Estes fluidos oferecem grandes vantagens a uma variedade de mecanismos que controlam a transmissão de força, tendo portanto, despertado nos últimos anos a atenção de muitos pesquisadores, tais como Carlson & Weiss (1994) e Kordonsky (1993).

Os fluidos magnetoreológicos apresentam um comportamento bastante semelhante ao fluido ideal de Bingham o qual, conforme Huges (1979), é definido pelas equações a seguir:

$$\tau_Y = -\tau_{Y(campo)} \frac{du/dY}{|du/dY|} - \mu_p \frac{du}{dY} \quad \text{para} \quad |\tau_Y| > \tau_{Y(campo)} \quad (1a)$$

$$\frac{du}{dY} = 0 \quad \text{para} \quad |\tau_Y| < \tau_{Y(campo)} \quad (1b)$$

onde τ_Y , $\tau_{Y(campo)}$, $\mu_p \frac{du}{dY}$, μ_p e $\frac{du}{dY}$ são respectivamente a resistência total ao cisalhamento desenvolvida no fluido, a resistência ao cisalhamento devido a aplicação do campo magnético, a resistência ao cisalhamento devido ao gradiente de velocidade, a viscosidade plástica do fluido e a taxa de deformação.

2. MODELO FÍSICO

A figura 1 mostra o desenho esquemático do MVFL, onde R_i e R_e são respectivamente o raio interno e externo do rotor, w é a rotação, θ_e é o ângulo efetivo de uma trajetória, θ_p é a largura circunferencial média da lâmina, P_a é a pressão de alimentação e $P_{atm} = P_r$ é a pressão de retorno. O rotor possui N fendas circunferenciais equidistantes, ao longo de sua direção axial. Ligado à carcaça dois conjuntos de lâminas, equidistantes e diametralmente opostas, delimitam duas trajetórias distintas e simétricas no motor. O principal objetivo destas lâminas é minimizar a perda de potência por vazamento entre as duas trajetórias.

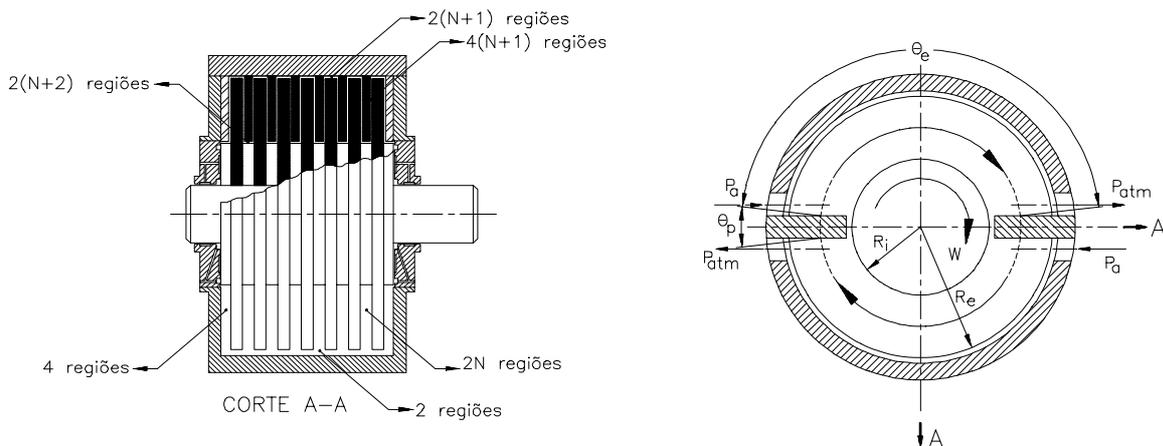


Figura 1. Motor viscoso de fluxo laminar (MVFL)

O princípio básico de funcionamento consiste na utilização das forças viscosas, originadas devido ao gradiente de velocidade, e da resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido magnetoreológico, pela aplicação de um campo magnético, para produzir um torque no motor.

Pode-se observar na figura 1, que o MVFL possui várias regiões com escoamento distinto: região interna da fenda, região lateral do rotor, região externa do rotor, região lateral da lâmina, região da extremidade da lâmina, região externa do disco e mancais hidrostáticos.

Nas três primeiras regiões citadas acima ocorre a transformação de energia hidráulica em potência de eixo, a qual, a princípio, deve ser maximizada. As demais regiões são estritamente de perdas de energia por atrito e vazamento, as quais devem ser minimizadas. No caso do MVFL operando com fluido magnetoreológico, somente a região interna da fenda está sujeita à aplicação de um campo magnético gerado pelos próprios discos do rotor, os quais devem ser feitos de materiais magnéticos (ímãs permanentes). A região lateral da lâmina também está sob a ação do campo magnético imposto pelos discos do rotor, mas este será anulado por um campo de mesma intensidade e de sentido contrário gerado pelas lâminas, as quais funcionam como elementos desmagnetizadores.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

3.1 Região interna da fenda

Esta região do motor é caracterizada pela aplicação de um campo magnético perpendicular à direção do escoamento, o qual tem a função de desenvolver uma resistência ao cisalhamento no fluido magnetoreológico.

Desprezando-se as componentes radiais e axiais de velocidade, o escoamento nesta região será puramente circunferencial. Além disso, a formulação será feita com base no raio médio R do rotor, conforme mostra a figura 2, onde b é a largura da fenda, U é a velocidade dos discos, enquanto que u_p e Y_p são a velocidade e o comprimento do *plug flow*.

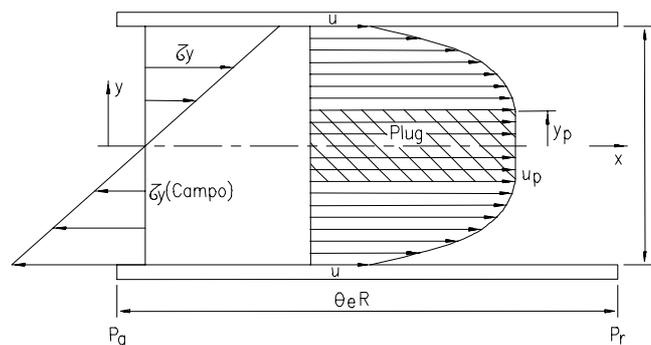


Figura 2. Distribuição de tensão e perfil de velocidades no interior da fenda

Fazendo-se um balanço das forças atuantes em um elemento de fluido e integrando a equação resultante em Y , obtém-se;

$$\tau_Y = GY \quad (2)$$

onde $G = -\frac{dp}{dX} = \frac{\Delta p}{R\theta_e}$ é o gradiente de pressão por unidade de comprimento.

Utilizando-se as equações (1a) e (2) juntamente com as condições de contorno de velocidade, obtém-se a velocidade u na região interna da fenda, ou seja, em $Y_p \leq Y \leq \frac{b}{2}$;

$$u = \frac{G}{2\mu_p} \left[\left(\frac{b}{2} \right)^2 - Y^2 \right] - \frac{\tau_{Y(campo)}}{\mu_p} \left(\frac{b}{2} - Y \right) + wR \quad (3)$$

Na região onde $\tau_Y > \tau_{Y(campo)}$ o perfil de velocidades é semelhante ao de um fluido Newtoniano e na região onde $\tau_Y < \tau_{Y(campo)}$ o fluido comporta-se como um semi-sólido (*plug flow*) de dimensão $Y_p = \frac{\tau_{Y(campo)}}{G}$, o qual se movimenta com velocidade u_p na região definida por $Y_p \geq Y \geq 0$;

$$u_p = \frac{\tau_{Y(campo)}^2}{2G\mu_p} \left(\frac{b}{2Y_p} - 1 \right)^2 + wR \quad (4)$$

A vazão Qt_1 no interior das N fendas de profundidade h é dada por;

$$Qt_1 = 2NhbwR(1 + \alpha_1 K) \quad (5)$$

sendo que;

$$\alpha_1 = \frac{b^2 \Delta p}{12\mu_p w R^2 \theta_e} \quad K = \frac{1}{2} \left(\frac{2Y_p}{b} \right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{2Y_p}{b} \right) + 1 \quad (6)$$

Os parâmetros adimensionais α_1 e K definidos na equação (6) resultam respectivamente da relação das forças de pressão com as forças viscosas e da relação das forças de resistência ao cisalhamento desenvolvidas no fluido, pela aplicação do campo magnético, com as forças de pressão imposta no escoamento.

De posse da vazão, podem-se determinar os seguintes parâmetros resultantes; torque de atrito, potência transmitida ao rotor, rendimento teórico da transformação de energia e perda de potência por atrito, os quais são dados respectivamente por:

$$T_1 = \frac{Qt_1 \Delta p}{w(1 + \alpha_1 K)} \quad H_1 = \frac{Qt_1 \Delta p}{(1 + \alpha_1 K)} \quad \eta_1 = \frac{1}{(1 + \alpha_1 K)} \quad Hf_1 = \Delta P Qt_1 (1 - \eta) \quad (7)$$

Observe nas equações (7) que o rendimento teórico máximo $\eta_{1\max}$ ocorre quando o produto dos parâmetros adimensionais α_1 e K tende a zero. Conforme a equação (6), para que o parâmetro α_1 tenda a zero, implica em especificar fendas de largura muito pequenas ou um óleo de viscosidade muito alta. Entretanto, o parâmetro adimensional K tende a zero quando a dimensão $2Y_p$ do *plug flow* tende a se igualar à largura b da fenda. Isto implica em fazer $Y_p = b/2$ na equação (6), o que resulta em $K = 0$, ou seja; $\eta_{1\max} = 100\%$. O rendimento

teórico máximo pode ser entendido como a não existência de movimento relativo entre as paredes da fenda e as camadas adjacentes de fluido, fazendo com que fluido e rotor se comportem como um único corpo sólido nesta região do escoamento. Conforme a equação (1b) isto ocorre quando a tensão de cisalhamento imposta pelo escoamento for igual à resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido pela aplicação do campo magnético. Logo, impondo esta condição na equação (2) obtém-se, o gradiente de pressão crítico ou ideal;

$$\Delta p_{cr} = \frac{2R\theta_e \tau_{Y(campo)}}{b} \quad (8)$$

3.2 Região lateral do rotor

Analogamente ao caso da região anterior, o escoamento na região lateral do rotor é modelado segundo sua linha circunferencial média, conforme mostra a figura 3, sendo que b_2 é a folga entre o último disco e a carcaça.

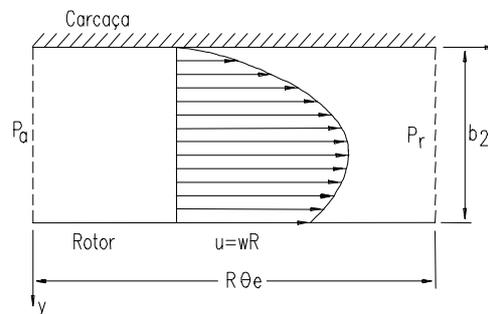


Figura 3. Região lateral do rotor

3.3 Região externa do rotor

Sendo a espessura do filme de óleo h_3 bem menor que o raio externo R_e , pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 4.

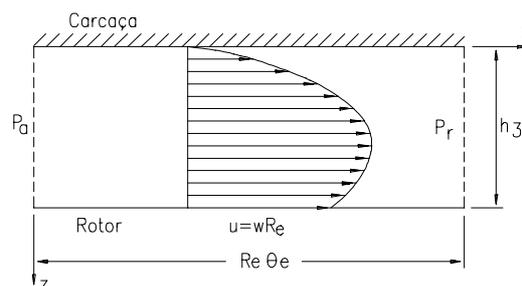


Figura 4. Região externa do rotor

As regiões do MVFL analisadas até o momento são regiões de transformação de energia hidráulica em potência de eixo, cujos rendimentos, em princípio, devem ser maximizados. Entretanto, as duas últimas regiões apresentam um rendimento teórico máximo baixo (33%), portanto, nestas regiões a função objetivo será a potência hidráulica fornecida, a qual deverá ser minimizada.

As regiões a serem analisadas a seguir são estritamente caracterizadas como regiões de perda de energia por atrito e vazamento, as quais devem ser minimizadas.

3.4 Região lateral da lâmina

Analogamente à região interna da fenda, o escoamento nesta região é considerado unidirecional e modelado segundo o raio médio, conforme mostra a figura 5.

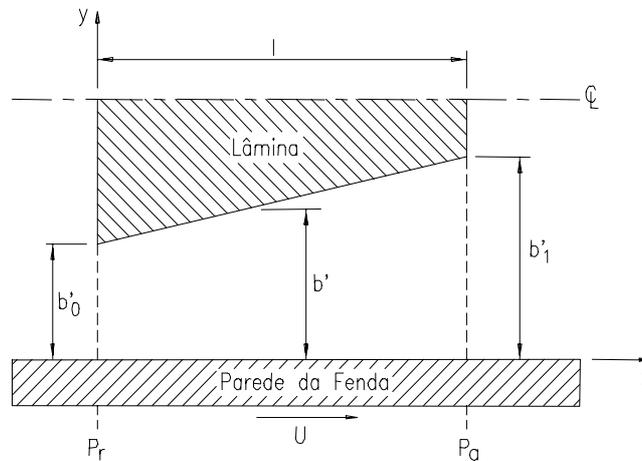


Figura 5. Escoamento entre a lâmina e a parede da fenda

Esta região do escoamento está sujeita à aplicação de um campo magnético, o qual será anulado através de um outro campo magnético de mesma intensidade e de sentido contrário, portanto, o fluido magnetoreológico nesta região apresenta um comportamento Newtoniano. Pode-se observar na figura 5 que a secção transversal da lâmina tem a forma trapezoidal e que está originalmente numa posição axialmente equidistante em relação às paredes da fenda. O objetivo desta geometria é estabelecer nesta região um escoamento semelhante ao de um mancal hidrodinâmico, garantindo-se assim a estabilidade das lâminas.

3.5 Região da extremidade da lâmina

Sendo a espessura h_5 do filme de óleo bem menor que o raio interno R_i do rotor, pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 6, onde $l = R\theta_p$ é o comprimento circunferencial da lâmina.

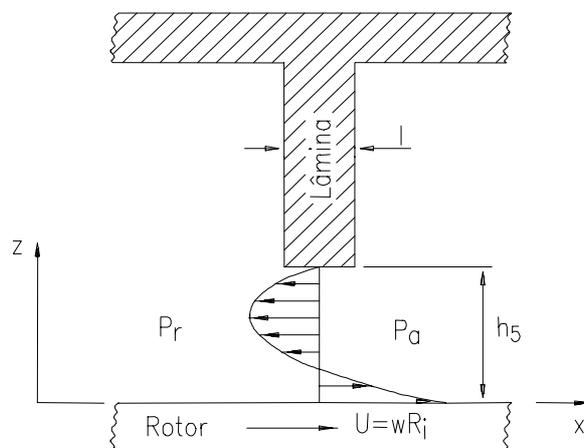


Figura 6. Região da extremidade da lâmina

3.6 Região externa do disco

Sendo a espessura h_6 do filme de óleo bem menor que o raio externo R_e do rotor pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 7.

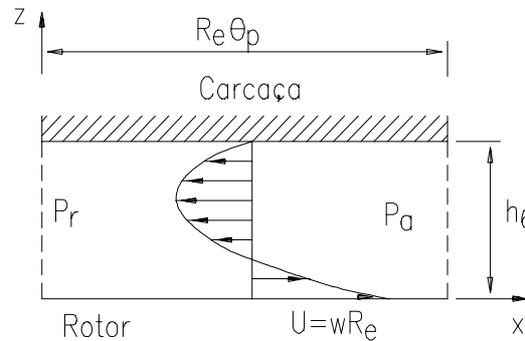


Figura 7. Região externa do disco

É importante observar que a vazão nas três últimas regiões deve ser negativa e a menor possível, para que o fluido quente deixe o motor e não seja mais uma fonte de ineficiência.

3.7 Mancais hidrostáticos

Conforme pode-se observar na figura 1, o MVFL possui um par de mancais radiais e um par de mancais axiais hidrostáticos. O principal objetivo destes mancais é proporcionar ao MVFL uma alta rigidez, tanto na direção radial como na axial, e manter o rotor em uma posição concêntrica no interior da carcaça durante o regime de trabalho. É importante observar que os mancais e o MVFL são alimentados por sistemas hidráulicos distintos.

O desenvolvimento detalhado do modelo teórico para todas as regiões do escoamento pode ser visto em Silva (1998).

Finalmente, para determinar o rendimento global η do MVFL faz-se um balanço global de energia, o qual é dado pela relação entre a potência de saída H_o e a potência hidráulica fornecida pela instalação de bombeamento H_i ;

$$\eta = \frac{H_o}{H_i} \quad (9)$$

4. RESULTADOS E COMENTÁRIOS

Inicialmente, foram definidas algumas restrições de projeto, fabricação e aplicação. Com base nestas restrições as dimensões ótimas e as condições ótimas de operação do MVFL foram determinadas utilizando-se da ferramenta SOLVER do software Excel 7. É importante observar que o processo de otimização foi realizado separadamente para cada uma das regiões do MVFL, na mesma seqüência apresentada no desenvolvimento teórico do item anterior.

A tabela 1 apresenta os principais parâmetros independentes e resultantes do projeto do MVFL, operando tanto com fluido Newtoniano como com fluido magnetoreológico. Pode-se observar na tabela 1, que o torque T de saída, a potência de saída H_o e o rendimento global η são bem maiores no MVFL operando com fluido magnetoreológico.

Tabela 1. Principais parâmetros independentes e resultantes

Fluido Newtoniano		Fluido Magnetoreológico
Parâmetros Independentes		
óleo	ISO 100	VersalFlo™ MRX-135CD
b (mm)	0,50	1,00
R_i (mm)	60,00	45,00
R_e (mm)	70,00	55,00
N	39	10
ΔP (MPa)	1,00	15,11
$\tau_{Y(campo)}$ (kPa)	0,00	50
μ (Pas)	0,10	0,21
$\bar{\omega}$ (rpm)	954,53	954,53
l (mm)	1,307	5,978
Parâmetros Resultantes		
QT (m ³ /s)	0,00336	0,00109
T (Nm)	25,350	151,101
H_o (cv)	2,595	19,020
η (%)	56,81	87,70

Considerando que a largura b da fenda é um parâmetro independente de grande influência na fabricação, montagem e performance do MVFL, foi feita uma análise do grau de sensibilidade do rendimento teórico global η e do torque T à variação da largura b da fenda do MVFL operando com fluido Newtoniano ou com fluido magnetoreológico. A figura 8 mostra os resultados desta análise.

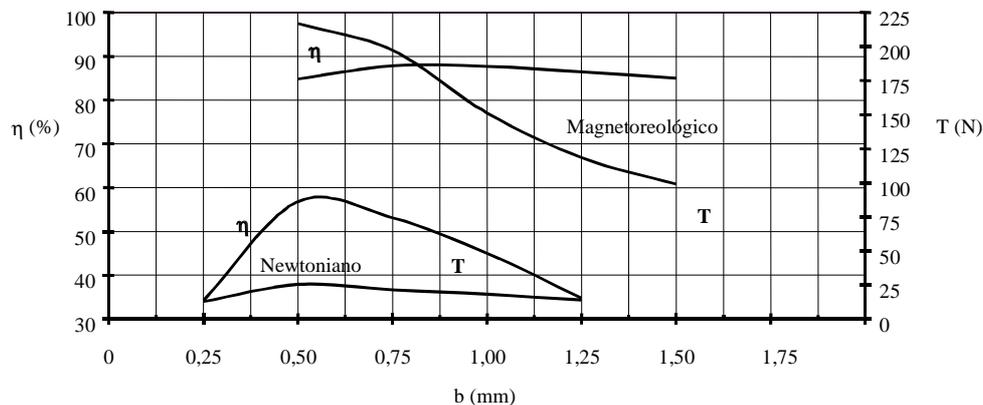


Figura 8. Sensibilidade do rendimento global e do torque à variação da largura da fenda

Pode-se observar na figura 8 que o MVFL operando com fluido magnetoreológico apresenta um rendimento global e um torque maiores que no caso do motor operando com fluido Newtoniano. Observa-se ainda que a sensibilidade do rendimento global à variação da largura da fenda é bem menor no motor operando com fluido magnetoreológico. Por outro lado, a sensibilidade do torque é bem menor no motor operando com fluido Newtoniano.

A comparação entre os projetos de motores viscosos de fluxo laminar citados na revisão bibliográfica e o projeto desenvolvido no presente trabalho mostra que este tipo de motor vem

sofrendo uma evolução significativa. Os resultados do presente trabalho indicam que a utilização dos fluidos magnetoreológicos no MVFL representa uma opção promissora, principalmente sob os aspectos de funcionalidade e controle em diversas áreas de aplicação, como por exemplo usinagem de ultra precisão, robótica e automotiva.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio dado pela FAPEMIG, através da concessão de uma bolsa de recém-doutor ao primeiro autor e as valiosas discussões/sugestões feitas pelo Prof. Dr. Nelson Manzanara Filho da EFEI.

6. REFERÊNCIAS

- Carlson, J. D. & Weiss, K. D., 1994, “A Growing Attraction to Magnetic Fluids”, *Mach. Design*, pp 61-64, August.
- Chen, Chien-Jen, 1985, “A Laminar Flow Motor Drive Machine Tool Spindle”, PhD Thesis, Department of Aeronautics and Astronautics, Stanford University.
- Fuller, D. D., 1984, “Theory and Practice of Lubrication for Engineers”, 2ed., John Wiley and Sons.
- Hawthorne, S. H. e Tu, C. C. C., 1997, “Motor Viscoso Laminar com Discos”, Projeto de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP.
- Hughes, W. F., 1979, “An Introduction to Viscous Flow”, McGraw-Hill.
- Kordonsky, W. I., 1993, “Magnetorheological Effect as a Base of New Devices and Technologies”, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol 122, pp 395-398.
- Mahias, R. R. e Tu, C. C. C., 1993, “Um Motor Viscoso”, Projeto de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP.
- Silva, P. F., 1998, “Motor Viscoso de Fluxo Laminar com Fendas Circunferenciais”, Tese de Doutorado, Depto de Eng. Mecânica, USP - SP.

AValiação de concepções alternativas de componentes de plástico injetados: sistemática e ferramenta computacional

André Ogliari

Nelson Back

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: ogliari@emc.ufsc.br.

Resumo

Após a geração de concepções alternativas para o produto iniciam-se processos para selecionar aquela que será levada adiante nas demais fases do projeto, ou seja, no projeto preliminar e detalhado do produto. Na literatura existem vários métodos de apoio à seleção de concepções para o produto que levam em conta a natureza qualitativa das informações durante o projeto conceitual. Esses métodos, em geral, propõem o confronto entre determinados critérios de avaliação (geralmente as necessidades ou requisitos de projeto) contra as soluções conceituais desenvolvidas. Ocorre, entretanto, que as características das soluções sendo avaliadas nem sempre são claramente estabelecidas, cabendo ao projetista observá-las e emitir pareceres sobre o atendimento, ou não, de determinado critério. Diante dessas observações propôs-se um método de valoração de concepções que considera o confronto dos requisitos de projeto com as qualidades da concepção. As qualidades da concepção correspondem as suas “habilidades”, ou seja, a adequacidade desta em dado processo do ciclo de vida. São exemplos de qualidades de uma concepção, sua competitividade, funcionalidade, projetabilidade, moldabilidade, entre outras. Já, os requisitos de projeto constituem em resultados obtidos na especificação da tarefa de projeto sob o método da “casa da qualidade”. Sob tais proposições estabeleceu-se uma sistemática para a avaliação de concepções, cujos procedimentos foram implementados em ferramenta computacional. Os resultados dessa implementação serão apresentados com aplicações voltadas à concepção de gabinetes moldados por injeção de plástico.

Palavras-chave: Concepção de produtos, Avaliação de concepções, Produtos de plástico injetados

1. INTRODUÇÃO

O estabelecimento de concepções para o produto, geralmente empregando-se o método morfológico (Pahl & Beitz, 1996), não implica que todas elas serão promissoras para as demais fases do projeto. Faz-se necessário estabelecer aquela mais adequada, considerando-se critérios técnicos e econômicos. Para tal devem ser prescritos determinados procedimentos sob os quais as concepções estabelecidas possam ser avaliadas.

Em parte, a avaliação das concepções ocorre durante a combinação de princípios de solução numa matriz morfológica. Nesse caso os princípios de solução, sendo selecionados para constituírem dada concepção, são confrontados, individualmente, contra critérios de compatibilidade entre princípios, realizabilidade física, economicidade, entre outros. A avaliação das concepções geradas, como um todo, é conduzida em etapas posteriores.

No processo de avaliação de concepções, em função da natureza e forma de representação das concepções geradas, cabe ao projetista analisar as características de cada uma delas e emitir pareceres sobre sua adequabilidade, ou não, com relação a um conjunto de critérios de avaliação (geralmente as necessidades ou requisitos de projeto). Esse processo pode apresentar certas dificuldades uma vez que, normalmente, as concepções apresentam-se de maneira abstrata, sob informações qualitativas e insuficientes, dificultando a percepção de suas características e a comparação com os critérios de avaliação. Isso pode ser observado nos exemplos de concepções alternativas mostrados na Figura 1.

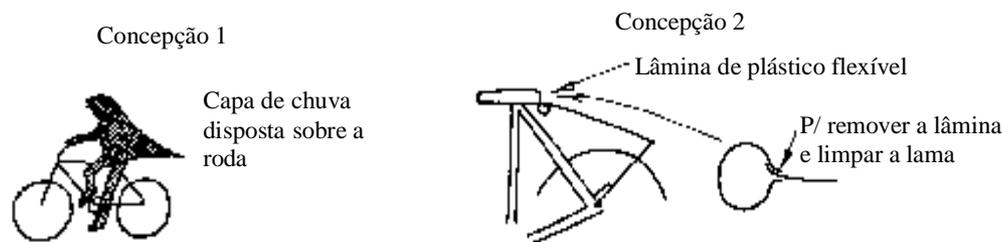


Figura 1. Concepções alternativas para um pára lama de bicicleta (Ullman, 1992)

Diante dessas observações entende-se que se faz necessário um conjunto padronizado de características para representar as concepções geradas, procurando-se uniformizar o processo de avaliação. Em outras palavras, faz-se necessário uma base comum de características para confrontá-las com os critérios de avaliação. Propõe-se que tais características sejam constituídas através de elementos qualificadores, os quais deverão ser estabelecidos conforme as fases do ciclo de vida do produto. Esses qualificadores corresponderão a certas “habilidades” de cada concepção, em dada fase ou processo do ciclo de vida do produto. São exemplos de qualificadores, a competitividade, funcionalidade, projetabilidade, moldabilidade, entre outros.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Existem vários métodos para a avaliação de concepções, os quais levam em conta a natureza abstrata, qualitativa e insuficiente das informações que as compõem. Ullman (1992), por exemplo, propõe que as concepções do produto sejam avaliadas sob o julgamento da viabilidade (baseado na experiência dos projetistas), disponibilidade tecnológica (baseado no estado da técnica), exame "passa/não passa" (baseado na comparação das características de cada concepção contra as necessidades de projeto) e através da matriz de decisão ou método de *Pugh* (obtenção de escores para cada concepção do produto, comparado-as com as necessidades de projeto, levando-se em conta uma concepção de referência). Demais métodos de avaliação são descritos em Pahl & Beitz (1996) e Back (1983) e consideram o confronto das características de cada concepção alternativa contra determinados critérios de avaliação (geralmente os requisitos de projeto).

Nessas abordagens, em geral, não fica muito claro, ou explícito, quais são as características das concepções geradas, as quais deverão ser confrontadas com os critérios de avaliação. Ainda, em alguns casos, as características consideradas encontram-se num nível de detalhamento nem sempre obtido na fase do projeto conceitual do produto.

Na matriz de decisão, por exemplo, (Ullman, 1992), as diferentes idéias desenvolvidas para o produto são confrontadas com os critérios de avaliação. Essa idéias são representadas, em geral, na forma de esquemas, conforme pode ser observado na Figura 2. Esses esquemas indicam a natureza da solução proposta, seus principais elementos e as relações entre eles.

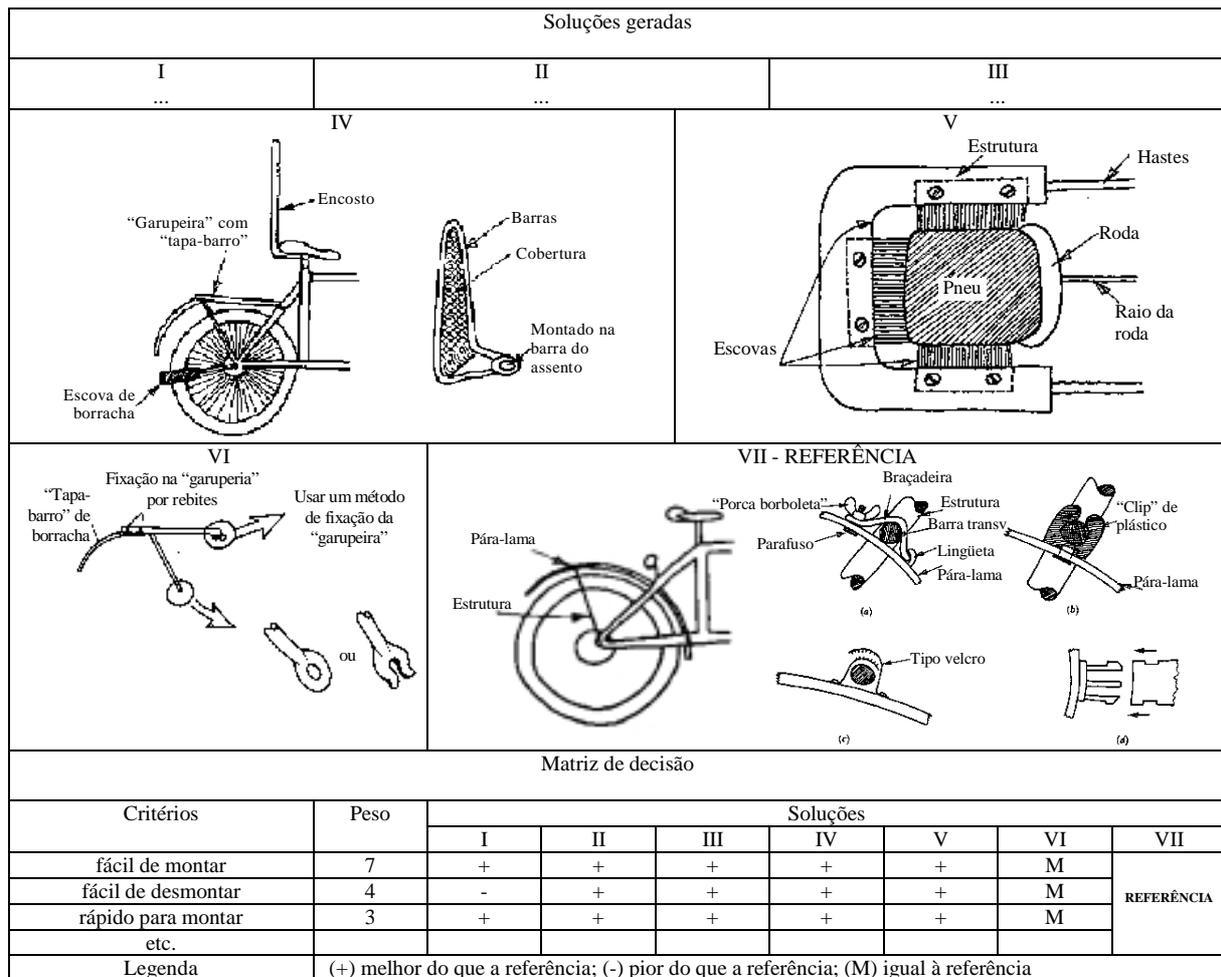


Figura 2. Exemplo parcial de uma matriz de decisão (adaptado de Ullman, 1992)

Nesse exemplo pode-se verificar que, as características das soluções sendo avaliadas não são explicitamente definidas. Por exemplo, trata-se do número de elementos da solução? serão os tipos de elementos? ou serão os princípios de funcionamento das soluções? Essas características dependem, em parte, do entendimento ou da percepção do projetista sobre cada uma das soluções propostas. Como as soluções são diferentes em sua natureza e representação e não existe uma base de caracterização comum, muitas características poderão ser desconsideradas, ou relegadas, no processo de avaliação.

Nas propostas de Back (1985) e Pahl & Beitz (1996), por sua vez, sob o método da matriz de avaliação, embora se prescreva uma base de características para confrontar as soluções geradas com os critérios de avaliação, conforme exemplo mostrado na Figura 3, aquelas características pressupõem, em parte, informações, as quais nem sempre são disponíveis na fase de concepção do produto. São características mais apropriadas para a avaliação na fase do projeto preliminar do produto.

As concepções alternativas que são avaliadas constituem-se, normalmente, de uma estrutura de princípios de solução, os quais foram estabelecidos para cada uma das funções do produto. Ocorre, entretanto, que esses princípios não se apresentam de maneira padronizada, podendo-se encontrá-los sob diferentes níveis de abstração e formas de representação. Poder-se-á encontrar, por exemplo, princípios para a fixação de componentes na forma de linhas esquemáticas, indicando uma dada fixação, bem como na forma de um componente definido, tal como um dado tipo de parafuso ou rebite. Isso resultará em diferentes percepções das soluções sendo avaliadas.

Base de comparação ou de confronto com os critérios de avaliação		Solução S1				Solução S2			
		consumo de combustível (g/kwh)	relação peso/potência (kg/kw)	facilidade de fundição das peças	vida (km)	consumo de combustível (g/kwh)	relação peso/potência (kg/kw)	facilidade de fundição das peças	vida (km)
Critérios de avaliação	Peso (p _i)	240	1,7	regular	80.000	300	2,7	bom	95.000
pequeno consumo de combustível	0,30	v ₁₁ = 3				v ₁₂ = 2			
baixo peso	0,15		4			2			
fácil fabricação	0,10			1				1	
vida longa	0,20				2				3
etc.	p _n								
	$\sum p_i v_{ij}$	(3 x 0,30) + (4 x 0,15) + (1 x 0,10) + (2 x 0,20) = 2				(2 x 0,30) + (2 x 0,15) + (1 x 0,10) + (3 x 0,20) = 1,6			

Figura 3. Exemplo parcial de uma matriz de avaliação (adaptado de Back, 1983)

A padronização de princípios de solução, e as conseqüentes concepções, não é uma tarefa simples, pois cada princípio pode ser desenvolvido de diferentes maneiras, dependendo do domínio de aplicação e do tipo de projeto (veja Roth, 1995). Entretanto, é possível estabelecer uma estrutura de caracterização comum para qualificá-los. Essa estrutura baseia-se nas fases do ciclo de vida do produto e pressupõe que cada princípio de solução seja caracterizado conforme suas “habilidades” em dada fase do ciclo de vida do produto. Assim, por exemplo, diferentes princípios de solução terão uma qualidade do tipo “fabricabilidade”, a qual poderá apresentar valores do tipo boa, média ou ruim, para cada um deles.

Sob as considerações anteriores e entendendo-se que os pareceres emitidos pelos projetistas no processo de avaliação das concepções alternativas devem se dar sob uma mesma base de caracterização, propôs-se um método de valoração de concepções que considera um conjunto comum de qualidades para caracterizá-las. No processo de avaliação, essas qualidades serão confrontadas com os requisitos do projeto, obtendo-se através de algoritmos apropriados, valores de importância para cada concepção gerada. Com esses valores as concepções podem ser categorizadas em ordem de importância e auxiliar a equipe de projeto na seleção daquela que será levada adiante nas demais fases do projeto.

3. MÉTODO DE VALORAÇÃO DE CONCEPÇÕES ALTERNATIVAS

No método proposto cada concepção do produto é constituída por uma estrutura de princípios de solução. Cada princípio de solução, por sua vez, é caracterizado por um conjunto de qualidades, as quais são estabelecidas na geração do princípio e valoradas com base numa escala qualitativa (qualidade boa = 5, média = 3 e ruim = 1). Dessa maneira, cada concepção do produto será caracterizada e valorada pelo conjunto das qualidades de seus princípios de solução, resultando num valor global para cada concepção, conforme exemplo mostrado na Figura 4.

O valor global da concepção, por si só, estabelece um parâmetro de seleção daquela mais apropriada para o projeto, entretanto esse valor não leva em conta os critérios de avaliação e seus respectivos pesos de importância. No método proposto o valor global de cada concepção é associado aos graus de relacionamentos existentes entre os requisitos de projeto (critérios de avaliação) e as qualidades das concepções. Os graus de relacionamentos entre os requisitos e as qualidades são estabelecidos através de uma escala qualitativa do tipo: forte relação = 5, média relação = 3, fraca relação = 1 e nenhuma relação = 0. Dessa associação, através de algoritmos apropriados, resulta um valor final para cada concepção alternativa do produto, possibilitando categorizá-las em ordem de importância.

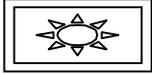
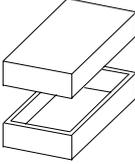
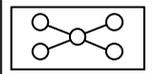
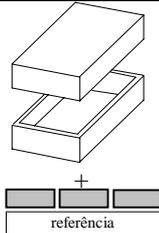
Funções	Concepção 1											
enclausurar componentes internos 	Princípio de solução 1 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>qualidades do princípio</th> <th>Valor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>competitividade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>funcionalidade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>projetabilidade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>etc.</td> <td>...</td> </tr> </tbody> </table>	qualidades do princípio	Valor	competitividade	5	funcionalidade	5	projetabilidade	5	etc.	...
qualidades do princípio	Valor											
competitividade	5											
funcionalidade	5											
projetabilidade	5											
etc.	...											
arranjar componentes internos 	Princípio de solução 2  referência	<table border="1"> <thead> <tr> <th>qualidades do princípio</th> <th>Valor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>competitividade</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>funcionalidade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>projetabilidade</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>etc.</td> <td>...</td> </tr> </tbody> </table>	qualidades do princípio	Valor	competitividade	3	funcionalidade	5	projetabilidade	1	etc.	...
qualidades do princípio	Valor											
competitividade	3											
funcionalidade	5											
projetabilidade	1											
etc.	...											
etc.	Princípio de solução k											
Características da concepção	 referência	<table border="1"> <thead> <tr> <th>qualidades da concepção</th> <th>Valor Global</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>competitividade</td> <td>5 + 3 + ...</td> </tr> <tr> <td>funcionalidade</td> <td>5 + 5 + ...</td> </tr> <tr> <td>projetabilidade</td> <td>5 + 1 + ...</td> </tr> <tr> <td>etc.</td> <td>...</td> </tr> </tbody> </table>	qualidades da concepção	Valor Global	competitividade	5 + 3 + ...	funcionalidade	5 + 5 + ...	projetabilidade	5 + 1 + ...	etc.	...
qualidades da concepção	Valor Global											
competitividade	5 + 3 + ...											
funcionalidade	5 + 5 + ...											
projetabilidade	5 + 1 + ...											
etc.	...											

Figura 4. Exemplo de caracterização de uma dada concepção

Sob a estrutura de caracterização, conforme exemplificada na Figura 4, define-se o Valor Global da Concepção (VGC) através da Equação 1, a seguir.

$$VGC^i = \sum_{j=1}^{nQ} \left(\sum_{k=1}^{nPS} VQ_{kj}^i \right) \quad (1)$$

onde

VGC^i = valor global da concepção i;

VQ_{kj}^i = valor da qualidade j, do princípio de solução k, da concepção i;

nQ = número de qualidades do princípio de solução k, e

nPS = número de princípios de solução da concepção i.

Diante dos valores globais de cada concepção, conforme a Equação 1, é possível obter indicativos sobre qual delas será mais adequada para o projeto em questão. De fato, isso pode ser considerado se as qualidades desejadas para o produto apresentarem as mesmas importâncias. Entretanto, dependendo dos requisitos de projeto, algumas qualidades serão mais importantes, em detrimento de outras, de modo que o VGC não é suficiente para valorá-las. Em outras palavras deve-se agregar ao VGC quais são as qualidades desejadas para o produto e seus respectivos pesos de importância.

As qualidades desejadas para o produto podem ser estabelecidas relacionando-se os requisitos de projeto com as qualidades que caracterizam as concepções, sob as seguintes considerações:

- se um dado requisito de projeto apresenta algum grau de relacionamento com uma dada qualidade, significa que esta qualidade será desejada e deverá ter um peso maior do que aquelas que não apresentam relacionamentos com aquele requisito;
- a relação entre um dado requisito e uma dada qualidade expressa o quanto o requisito é dependente da qualidade para ser satisfeito. Assim, por exemplo, **menor tempo de injeção** (requisito) é dependente da **moldabilidade** (qualidade) do produto. Em outras palavras, se o produto tem uma moldabilidade adequada, ele satisfaz a um menor tempo de injeção.

- os graus de relacionamentos entre os requisitos e as qualidades podem ser estabelecidos sob a seguinte escala de valores: relacionamento forte = 5; relacionamento médio = 3 e relacionamento fraco = 1;

Sob as considerações anteriores, define-se o Peso da Qualidade Desejada para o Produto (PQDP) como a soma dos graus de relacionamentos de cada qualidade com os requisitos de projeto. O estabelecimento desses pesos levam em conta, ainda, a classificação ou a importância dos requisitos de projeto, a qual pode ser obtida numa matriz da “casa da qualidade” (Ogliari et al., 1999). Nesse caso, a importância dos requisitos é considerada sob o Fator de Classificação do Requisito (FCR).

Dessa maneira, o Peso das Qualidades Desejadas para o Produto (PQDP) é determinado, conforme a Equação 2, a seguir.

$$PQDP_j = \sum_{n=1}^{nR} FCR_n * grRQ_{nj} \quad (2)$$

onde:

PQDP_j = peso da qualidade j desejada para o produto;

FCR_n = fator de classificação do requisito n;

grRQ_{nj} = grau de relacionamento entre o requisito n e a qualidade j e

nR = número de requisitos de projeto.

Na Equação 2, o Fator de Classificação do Requisito (FCR) é determinado, conforme a Equação 3, a seguir.

$$FCR_n = \frac{nR - (pRC_n - 1)}{nR} \quad (3)$$

onde

pRC_n = posição do requisito n na classificação da “casa da qualidade”.

Outro fator a ser considerado na valoração das concepções é o Peso Relativo da Qualidade (PRQ) na concepção. Esse fator expressa o quanto uma dada qualidade se destaca na concepção, comparada com as demais qualidades. Assim, por exemplo, a **funcionalidade** pode representar 50% do valor global de dada concepção, enquanto as demais (**fabricabilidade**, **montabilidade**, etc.) representam os restantes 50% do valor global da concepção. Esse fator (PRQ) irá agregar valor a concepção no processo de valoração se as qualidades de maior peso relativo forem aquelas desejadas para o produto. Dessa maneira, o Valor da Concepção (VC) será determinado através da Equação 4, conforme a seguir.

$$VC^i = \sum_{j=1}^{nQ} PDQP_j * PRQ_j^i \quad (4)$$

onde:

VCⁱ = valor da concepção i;

PRQ_jⁱ = peso relativo da qualidade j na concepção i e

nQ = número de qualidades na concepção i.

Na Equação 4, o Peso Relativo da Qualidade (PRQ) é determinado pela Equação 5, a seguir.

$$PRQ_j^i = \frac{\sum_{k=1}^{nPS} VQ_{kj}^i}{VGC^i} \quad (5)$$

onde:

VQ_{kj}^i = valor da qualidade j, do princípio de solução k, da concepção i;
 nPS = número de princípios de solução da concepção i; e
 VGC^i = valor global da concepção i, calculado pela equação 1.

Sob o método proposto estabeleceu-se uma sistemática de avaliação de concepções alternativas dedicada a produtos de plástico injetados (Ogliari, 1999), cujos principais procedimentos foram implementados em computador e testados em estudo de caso de projeto de um gabinete de plástico injetado. Exemplos dos recursos implementados e resultados do processo de avaliação serão mostrados, ao final, em conjunto com as principais considerações sobre o método proposto e estudos que se fazem necessários para a evolução da ferramenta que se apresenta.

4. SISTEMÁTICA DE AVALIAÇÃO DE CONCEPÇÕES

Os principais procedimentos do processo de **avaliação das concepções do produto**, sob o método de valoração proposto, são mostrados na Figura 5. As entradas principais desse processo são os requisitos de projeto e as qualidades que caracterizam as concepções alternativas do produto. A saída será dada pelas concepções do produto categorizadas em ordem de importância através do Valor da Concepção (VC) determinado pela Equação 4.

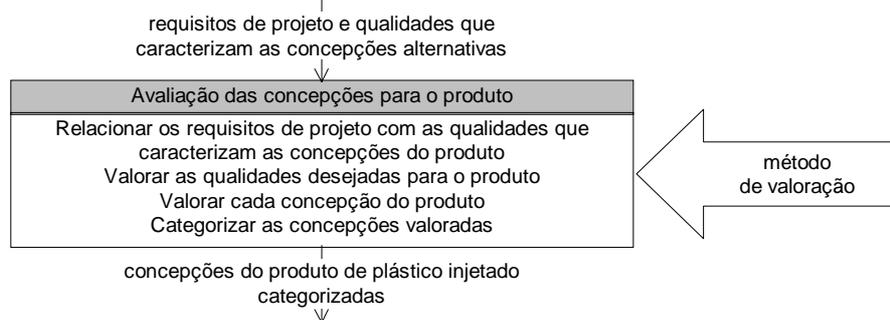


Figura 5. Sistemática de avaliação de concepções do produto (Ogliari, 1999)

De acordo com a Figura 5 o procedimento inicial consiste em relacionar os requisitos de projeto com as qualidades que caracterizam as concepções do produto. Sob tal procedimento procura-se identificar, num primeiro momento, quais são as qualidades desejadas para o produto. Em princípio, se um dado requisito de projeto apresenta algum grau de relacionamento com uma dada qualidade, significa que esta qualidade será desejada para o produto e deverá ter um peso maior do que aquelas que não apresentam relacionamentos com aquele requisito.

Algumas orientações gerais para a condução dos relacionamentos entre qualidades e requisitos são como segue: “+ ou - requisito x será atendido se a qualidade j for considerada na concepção”. Noutra forma, “um produto y cuja qualidade j é considerada proporciona (ou implica) em + ou - o requisito x?”. Sob essas orientações, por exemplo, no caso de produtos injetados, tem-se: “+ ângulo de saída será obtido se a moldabilidade for uma qualidade considerada na concepção do produto (forte relacionamento (5))”. Noutra forma, “um produto cuja moldabilidade é considerada implica em + ângulos de saída (forte relacionamento (5))”.

Estabelecidas as qualidades desejadas para o produto segue-se com a determinação dos pesos de importância de cada uma delas, através da Equação 2. Esse processo é realizado automaticamente através da ferramenta implementada, bem como aqueles estabelecidos pelos procedimentos para valorar cada concepção do produto e categorizá-las em ordem de importância. Exemplos desses procedimentos serão mostrados no item que segue.

5. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Diante do método de valoração e da sistemática de avaliação propostos, procedeu-se na proposição de funcionalidades para uma ferramenta computacional de apoio ao processo de avaliação de concepções do produto, denominada de MAVAL (Matriz de AVAliação), conforme mostrado na Tabela 1. A partir dessas proposições foram desenvolvidos recursos em software, empregando-se a ferramenta de desenvolvimento *Borland Delphi 3*. Alguns desses recursos são mostrados nas figuras que seguem.

Tabela 1. Proposições para a implementação da MAVAL (Ogliari, 1999)

Método de projeto	Procedimento de projeto	Proposições teóricas	Implem comp.	Proposições aplicadas (funcionalidades para a ferramenta computacional)	Programa de auxílio ao projeto
Valoração de concepções	<ul style="list-style-type: none"> relacionar os requisitos de projeto com as qualidades que caracterizam as concepções do produto 	<ul style="list-style-type: none"> ambiente computacional para os relacionamentos entre requisitos e qualidade 	⇒	<ul style="list-style-type: none"> <i>funções</i> para importar os requisitos de projeto e as características (qualidades) das concepções geradas para o produto <i>funções</i> para relacionar os requisitos de projeto com as qualidades das concepções do produto 	MAVAL
	<ul style="list-style-type: none"> valorar as qualidades desejadas para o produto 	<ul style="list-style-type: none"> calcular o PQDP (Peso da Qualidade Desejada para o Produto), conforme as equações (2) e (3) 		<ul style="list-style-type: none"> <i>funções</i> (algoritmos) para calcular o Peso das Qualidades Desejadas para o Produto 	
	<ul style="list-style-type: none"> valorar cada concepção do produto 	<ul style="list-style-type: none"> calcular o VC (Valor da Concepção), conforme a equação (4) e os resultados do procedimento anterior 		<ul style="list-style-type: none"> <i>funções</i> (algoritmos) para calcular o Valor da Concepção 	
	<ul style="list-style-type: none"> categorizar as concepções valoradas 	<ul style="list-style-type: none"> apresentar graficamente as concepções valoradas e ordenadas 		<ul style="list-style-type: none"> <i>funções</i> para a exibição gráfica e ordenação das concepções do produto, conforme seus VCs (Valor da Concepção) 	

Na Figura 6, por exemplo, mostra-se a lista dos requisitos de projeto recuperados da matriz da “casa da qualidade”, bem como a lista das qualidades que caracterizam as concepções geradas para o produto. Observa-se, também, recursos (escala de valores) para proceder no estabelecimento dos graus de relacionamentos entre os requisitos e as qualidades que caracterizam as concepções.

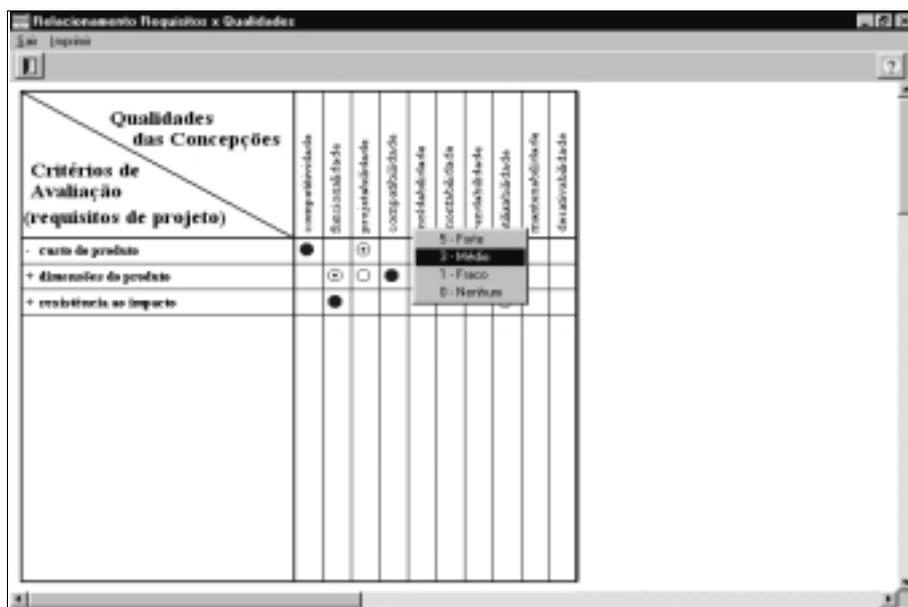


Figura 6. Recursos para a atribuição de relacionamentos entre requisitos e qualidades das concepções (Ogliari, 1999)

Sob os graus de relacionamentos atribuídos entre os requisitos e as qualidades o programa calcula o peso das qualidades desejadas para o produto (PQDP) e os valor de cada concepção (VC), e apresenta-as, de maneira ordenada, conforme mostrado na Figura 7.

Funções	Concepção 1 VC 3,268	Concepção 2 VC 3,262	Concepção 3 VC 3,249
proteção	[Icon]	[Icon]	[Icon]
reflexor	[Icon]	[Icon]	[Icon]
infusor	[Icon]	[Icon]	[Icon]
compartimento	[Icon]	[Icon]	[Icon]
expressão	[Icon]	[Icon]	[Icon]
enclausuramento	[Icon]	[Icon]	[Icon]
combustível	[Icon]	[Icon]	[Icon]

Figura 7. Classificação das concepções segundo seus valores (Ogliari, 1999)

Sob os resultados, conforme a Figura 7, dispõe-se de indicativos para decidir sobre qual concepção será conduzida nas demais etapas do processo de projeto do produto. Em princípio, conforme o método de valoração proposto, aquela de maior VC (Valor da Concepção) será a mais indicada.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Sob a utilização da ferramenta que se apresenta, em estudo de caso de projeto de um gabinete de plástico injetado (Ogliari, 1999), faz-se as seguintes considerações:

- trata-se de uma ferramenta simples e prática que possibilita, sob dado método de valoração, avaliar as concepções geradas para o produto, levando-se em conta os problemas técnicos a serem resolvidos (requisitos de projeto);
- constitui-se, em linhas gerais, numa ferramenta de apoio à tomada de decisão, indicando as concepções mais apropriadas para o problema, considerando a combinação dos pesos das qualidades desejadas para o produto e os pesos relativos das qualidades de cada princípio de solução;
- as potencialidades dessa ferramenta poderão ser melhoradas quanto à “explicação” dos “motivos” que levaram determinadas concepções serem “melhores” ou “piores” do que outras, possibilitando-se, assim, além de um entendimento abrangente sobre os pontos fortes e fracos de cada concepção, que aquela de maior valor possa ser evoluída em função das características das demais concepções avaliadas e
- na utilização da ferramenta deve-se promover, ainda, orientações *on-line*, seja na forma de regras, ou de exemplos, para melhor orientar o projetista durante a atribuição dos relacionamentos entre requisitos e qualidades, facilitando a determinação daquelas qualidades que são desejadas para o produto;

7. REFERÊNCIAS

- Back, N., 1983, “Metodologia de projeto de produtos industriais”, Rio de Janeiro : Ed. Guanabara Dois, 389 p.
- Ogliari, A., 1999, “Sistematização da concepção de produtos auxiliada por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetados”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 342 p.
- Ogliari, A., Back, N., Forcellini, F.A., 1999, “Utilização da casa da qualidade no projeto conceitual de produtos e sua implementação computacional”, In: I Congresso Brasileiro de Gestão e Desenvolvimento do Produto, Belo Horizonte, pp.196-208.
- Pahl, G. and Beitz, W., 1996, “Engineering design: a systematic approach”, 2. ed. Great Britain : Springer-Verlag London Limited, 544 p.
- Roth, K., 1995, “New design methods for the development of promising products”, In: International Conference on Engineering Design - ICED 95. Praha, Czech republic, pp.508-516.
- Ullman, D. G., 1992, “The mechanical design process”, Singapore : McGraw-Hill Book Co., 337 p.

SÍNTESE DE FUNÇÕES DE COMPONENTES DE PLÁSTICO INJETADOS: SISTEMÁTICA, APOIO À IDENTIFICAÇÃO DE FUNÇÕES E FERRAMENTA COMPUTACIONAL

André Ogliari

Nelson Back

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos - NEDIP, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: ogliari@emc.ufsc.br.

Resumo

Após a formulação da tarefa de projeto, que resulta nas especificações de projeto, iniciam-se atividades para configurar as alternativas conceituais para o produto. Os procedimentos prescritos para esse propósito são considerados, em grande parte, sob o método de síntese de funções (Pahl & Beitz, 1996). Ocorre, entretanto, seja pela natureza abstrata das informações durante a concepção, seja pela insuficiência de informações, entre outros fatores, que a síntese de funções tem sido pouco abordada, seja no desenvolvimento do produto, em si próprio, seja no desenvolvimento de ferramentas de apoio ao projeto. No desenvolvimento do produto, por exemplo, cabe à equipe de projeto, através da experiência, pesquisa exaustiva, tentativa e erro, encontrar e arranjar as funções mais adequadas, o que, nem sempre leva a resultados satisfatórios. Sob tais considerações apresenta-se nesse trabalho uma sistemática para a síntese funcional de produtos voltada ao domínio de componentes de plástico injetados sob a qual introduz-se o conceito de “ícones de projeto” como um elemento de transição entre as especificações de projeto e as funções do produto. Os “ícones de projeto” constituem-se, em essência, de parcelas de conhecimentos sobre os elementos do domínio de aplicação, tais como objetos, processos, agentes, fenômenos, entre outros, sejam na forma de fatos, episódios, procedimentos e regras os quais, quando sistematizados, auxiliam no reconhecimento das funções de dado produto. Sob este conceito propôs-se uma base inicial de “ícones de projeto” e implementou-se um protótipo de ferramenta computacional de apoio à identificação de funções do produto, cujos resultados serão mostrados com aplicações voltadas à concepção de componentes de plástico injetados.

Palavras-chave: Concepção de produtos, Síntese funcional, Produtos de plástico injetados

1. INTRODUÇÃO

Após a formulação da tarefa de projeto, que resulta nas especificações de projeto, iniciam-se atividades para configurar as concepções alternativas para o produto. Essas alternativas são desenvolvidas com base na estrutura de funções a qual é estabelecida por processos de abstração, decomposição, entre outros, desde a função global até as funções elementares do produto. Noutra forma, a síntese de funções constitui-se de orientações gerais para estabelecer e arranjar as funções do produto numa estrutura que define sua lógica de funcionamento, através do fluxo de grandezas como energia, material e sinal. Essas atividades são prescritas para o início do projeto conceitual e a importância de seus resultados reside, principalmente, em facilitar a pesquisa sistemática de soluções alternativas, aumentando-se as

chances de inovação ou melhoramento do produto.

Apesar da importância da síntese de funções tem-se observado que essa atividade tem sido relegada. Em geral, parte-se das especificações de projeto diretamente para a proposição de soluções concretas para o produto. Esforços na exploração e generalização do problema, em suas fases iniciais de resolução, têm sido evitados. Dentre os fatores, destaca-se: i) a natureza abstrata das informações manipuladas durante a concepção de produtos; ii) a insuficiência de informações nessa fase do desenvolvimento e iii) a falta de mecanismos de apoio ao reconhecimento de funções a partir das necessidades e requisitos de projeto.

Sob esse último fator apresenta-se uma proposta de “elementos de transição” entre as especificações de projeto e as funções do produto. Tais elementos, conforme serão definidos mais adiante, foram denominados de “ícones de projeto”. Constituem-se, em essência, de parcelas de conhecimentos sobre objetos, processos, agentes, fenômenos, entre outras entidades do domínio de aplicação, sejam na forma de fatos, episódios, procedimentos ou regras, as quais, quando sistematizadas, promovem meios de auxílio ao reconhecimento das funções do produto.

Esses elementos e a síntese de funções foram explorados sob o domínio de produtos de plástico injetados, procurando-se, em parte, ampliar a problemática existente. Trata-se de produtos onde o fluxo de grandezas como energia, material e sinal não é diretamente evidente, dificultando o estabelecimento de funções e seu arranjo em dada estrutura. A sistemática proposta foi implementada computacionalmente, resultando em um programa protótipo para auxiliar a síntese funcional de produtos, cujos principais recursos serão apresentados, sob o projeto de um gabinete de plástico injetado.

2. REVISÃO DA LITERATURA

A síntese de funções do produto tem sido abordada sob vários enfoques. Desde aqueles mais abrangentes, como os da escola alemã de projeto de engenharia (Roth (1982), Koller (1985), Pahl & Beitz (1996), entre outros), até aqueles dedicados a determinados domínios de aplicação (Schulte & Weber (1993), Sebastian (1993), Wood (1996), entre outros), os autores procuram desenvolver subsídios ao raciocínio funcional nas etapas iniciais do desenvolvimento do produto. Pretende-se, com isso, facilitar a generalização do problema de projeto, promover meios para explorá-lo de maneira abrangente e suportar a concepção abstrata do produto. Em síntese, são propostas para suportar a definição do que o produto deve fazer, antes de partir para soluções concretas, entendendo-se, dessa maneira, que as oportunidades de inovação ou melhoramento do produto serão ampliadas, já que, várias alternativas de solução podem ser pesquisadas ou desenvolvidas para as diferentes funções estabelecidas.

Na proposta de Koller (1985), por exemplo, na fase de síntese de funções, prescrevem-se procedimentos para encontrar a função total do produto, a estrutura de funções parciais e a estrutura de operações básicas. A função total resulta da análise da tarefa de projeto, indicando o objetivo do sistema técnico e as principais grandezas envolvidas no processo de transformação. A estrutura de funções parciais, por sua vez, consiste no desdobramento da função total, dividindo o objetivo do sistema técnico em objetivos mais simples. Essas funções, se resolvidas em sua proposição inicial, não necessitam de desdobramento adicional, caso contrário, devem ser desdobradas ao nível de funções elementares. As funções parciais e elementares, quando resolvidas, constituem-se de processos físicos elementares do sistema técnico, indicando a natureza das grandezas processadas. A generalização dessas grandezas leva à estrutura de operações básicas, a partir da qual podem ser obtidos arranjos alternativos das funções do sistema técnico. Para auxiliar nesse processo Koller (1985) propôs um conjunto de doze operações básicas, e suas inversas, como, por exemplo, transformar

(retrotransformar), ampliar (reduzir), transmitir (isolar), etc.

Essa abordagem representa, em linhas gerais, os princípios da escola alemã de projeto de engenharia, cuja generalização das fases iniciais do desenvolvimento do produto, e que envolvem a síntese de funções, pode ser estabelecida conforme a Figura 1.

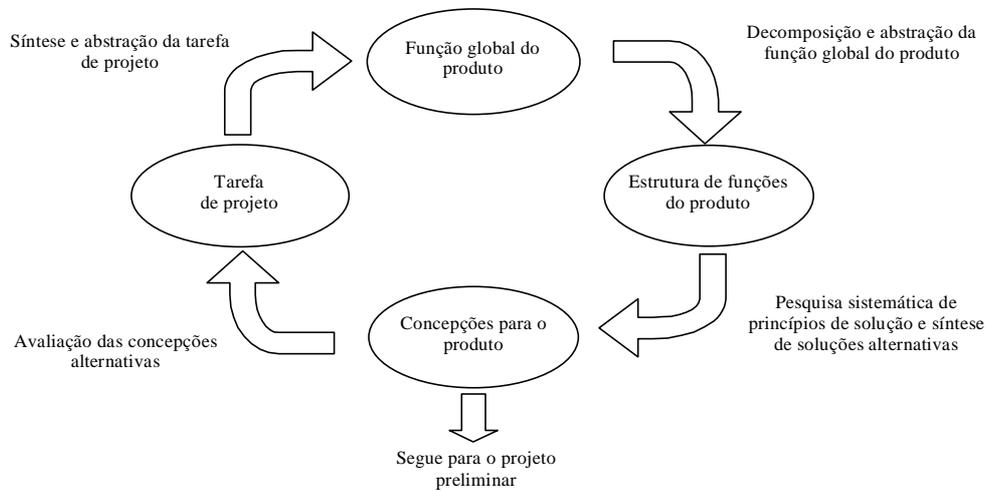


Figura 1. Generalização das abordagens de projeto conceitual do produto, segundo a escola alemã de projeto de engenharia (Ogliari, 1999)

De acordo com a Figura 1, as fases iniciais de concepção consistem de atividades de síntese e abstração da tarefa de projeto, resultando na função global do produto. Essas atividades têm o propósito de identificar os problemas essenciais de projeto, desconsiderando-se detalhes ou características que possam conduzir a soluções pré concebidas para o produto. Seguindo, realizam-se processos de decomposição e abstração da função global com o propósito de dividir o problema em partes de menor complexidade preservando a natureza abstrata do problema. Procura-se, também, nessa etapa, obter soluções alternativas, variando-se a estrutura de funções. Na pesquisa sistemática de princípios de solução cada função genérica do produto é resolvida individualmente, resultando num campo de soluções que viabiliza a síntese de concepções alternativas. Essas concepções são confrontadas, ao final, com as especificações da tarefa de projeto, resultando naquela que será levada adiante nas demais fases do projeto (preliminar e detalhado).

Embora simples, em sua essência, essa abordagem de concepção apresenta certas dificuldades, principalmente quando se trata do projeto de produtos onde o fluxo de grandezas, como energia, material e sinal, não são diretamente evidentes, tais como no projeto de componentes de plástico injetados. Nesse caso, os produtos são componentes individuais, ou parte de sistemas maiores, cujas funções são consideradas, em geral, pelas entidades geométricas que compõe o componente (nervuras, ressaltos, furos, etc.). Adicionalmente, o nível de abstração considerado nas abordagens alemãs conflita, em parte, com o modo natural como os projetistas de produtos de plástico injetados percebem ou entendem determinadas soluções de projeto (na forma de entidades geométricas concretas). Dessa maneira, entende-se que a aplicação das abordagens clássicas para a síntese de funções de produtos de plástico injetados não é direta. São necessários estudos adicionais para definir e caracterizar as funções de produtos daquele domínio, além de meios para melhor suportar a identificação de cada função, a partir das necessidades e requisitos de projeto.

Nessa direção, na proposta de Schulte & Weber (1993), as funções do produto são consideradas sob determinadas formas, ou elementos geométricos, e sob as diferentes fases do ciclo de vida do produto. Assim, por exemplo, um dado elemento cilíndrico num assento de mancal tem a função de projeto (básica) de “suportar forças axiais e movimentos

relacionados”, bem como a função de montagem de “bloquear o movimento durante a operação de montagem do mancal de rolamento”. Verifica-se, nessa proposta, que as funções do produto são estabelecidas, em parte, pela justificativa da existência de determinado elemento de forma ou entidade geométrica do produto, sob diferentes aspectos, incluindo-se, aí, as fases do ciclo de vida. Essa maneira de raciocinar e identificar as funções do produto parece se encontrar mais próxima daquela normalmente empregada pelos projetistas. Entretanto, essa abordagem se aplica à análise das funções de produtos existentes. Questões relacionadas com a identificação das funções do produto a partir das especificações de projeto e com o arranjo destas numa estrutura, que oriente a síntese de soluções, não têm sido investigadas pelos autores

Diante das considerações anteriores e do fato de não se encontrarem mecanismos efetivos de auxílio à identificação de funções do produto a partir das especificações de projeto propõe-se que essa atividade seja baseada num “conceito de transição” associado às declarações de necessidades e requisitos de projeto. Esse conceito deve considerar os conhecimentos fatuais, episódicos, procedurais, entre outros, que o projetista tem, ou poderá obter, sobre o domínio de aplicação. Deve-se evitar, porém, que esse “conceito de transição” inclua soluções concretas para o produto, ou detalhes de projeto, os quais, poderão reduzir as possibilidades de inovação e, muito provavelmente, condicionarão a síntese de funções. Essa proposta é mostrada genericamente na Figura 2.

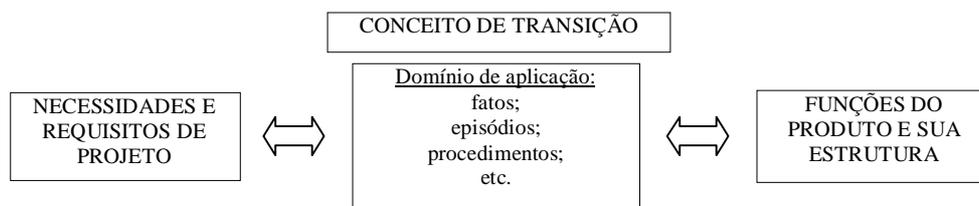


Figura 2. Generalização de elementos de apoio à identificação de funções de produtos (Ogliari, 1999)

Sob a proposição anterior, define-se o “conceito de transição” como sendo “ícones de projeto”, cuja origem, natureza e principais características serão descritas a seguir, conforme modelos de percepção de entidades propostos por Sowa (1984).

3. ÍCONES DE PROJETO

Quando o projetista está diante de uma declaração de necessidade ou de requisito de projeto, sua interpretação ou percepção daquela declaração se dará através de uma vasta rede de relacionamentos com outras entidades conceituais provenientes de seu conhecimento, conforme o modelo proposto por Sowa (1984). Essa rede de relacionamentos é denominada de rede semântica. Assim, por exemplo, a declaração de necessidade do tipo “(...) evitar deslocamentos da placa de circuito integrado (...)” será percebida, ou configurada, na mente do projetista, conforme o modelo da Figura 3.

De acordo com a Figura 3, a declaração de necessidade citada será configurada na forma de um grafo conceitual constituído de conceitos (retângulos) e de relações (círculos) percebidos através de conhecimentos prévios do projetista (percepções armazenadas na memória do projetista ao longo do tempo). Além dessas percepções, existem outros elementos de conhecimento, tais como procedimentos, episódios, tipos de definições, regras, entre outros, os quais poderão ser empregados para inferir demais percepções ou resolver dado problema. Assim, por exemplo, diante do problema de “(...) identificar as funções do produto

(...)” (declaração que também será reconhecida conforme o exemplo da Figura 3), o projetista tentará recuperar em sua memória aqueles elementos de conhecimento que têm relações entre os conceitos das declarações de necessidades e da tarefa atribuída. Nessa tentativa, por exemplo, o projetista poderá recuperar um episódio experimentado, tal como “(...) o parafuso segurou a placa na posição desejada (...)” (será um episódio reconhecido conforme o modelo da Figura 3), e inferir, a partir daí, a função SEGURAR A PLACA DE CI ou, utilizando seus conhecimentos de sinônimos de verbos, FIXAR A PLACA DE CI.

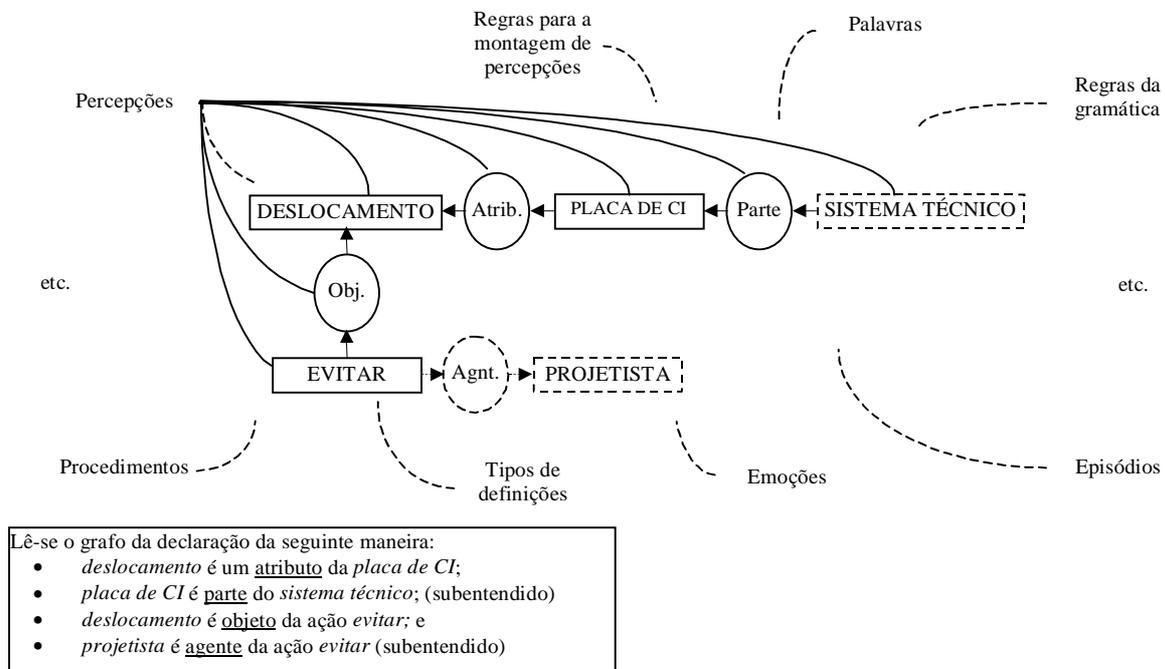


Figura 3. Exemplo de modelo de percepção de uma declaração de necessidade de projeto (Ogliari, 1999)

Além dos conhecimentos recuperados na memória para realizar as inferências ou resolver determinados problemas, o projetista pode fazer uso de fatos ou observações concretas sobre o ambiente de desenvolvimento do produto. No caso, por exemplo, ele poderia estar observando como as pessoas normalmente utilizam determinado produto, reconhecendo ou inferindo funções a partir dos ícones sensoriais sendo capturados e percebidos.

Diante do modelo de percepção descrito, define-se um “ícone de projeto” como sendo parcelas de conhecimentos sobre as entidades do domínio de aplicação (objetos, processos, agentes, fenômenos, etc.) estabelecidas na forma de fatos, episódios, procedimentos, regras, etc., que ativam ou disparam o reconhecimento de relações entre as necessidades e requisitos de projeto com as funções do produto. Sob essa definição, o reconhecimento de funções do produto pode ser auxiliado através de uma base de “ícones de projeto” do domínio de aplicação. Sob essa base, num primeiro momento, o projetista pesquisará os “ícones de projeto” que se relacionam com as declarações de necessidades e/ou de requisitos de projeto. Num segundo momento, sob os ícones resultantes, ele pesquisará, numa base de funções, aquelas mais apropriadas para o produto em questão. Dessa maneira, ao final, as funções estabelecidas representarão ou "traduzirão" as necessidades e requisitos especificados.

Uma característica importante de um “ícone de projeto” consiste na generalidade de sua formulação, ou seja, ele deverá ser desprovido de soluções concretas conhecidas, ou detalhes de projeto, para promover uma identificação genérica das funções do produto.

A utilização e a implementação prática dessa proposta pressupõe a sistematização de uma base de “ícones de projeto” relacionada ao domínio de aplicação, o que não se constitui numa

tarefa simples e imediata, pois a quantidade e a variedade de fatos, procedimentos, episódios, regras, etc., sobre dado domínio, é bastante extensa. Propõe-se, num primeiro momento, que essa base seja desenvolvida considerando-se as fases do ciclo de vida do produto, como critérios de categorização dos “ícones de projeto”, em conjunto com os principais elementos que se relacionam com o produto. Assim, por exemplo, no caso de gabinetes moldados por injeção e para a fase de utilização do produto, pode-se ter os “ícones de projeto” conforme mostrados na Tabela 1.

Tabela 1. Exemplo parcial de uma base de “ícones de projeto” (Ogliari, 1999)

Tipos de conhecimentos	Elementos do domínio	Ícones de projeto	Funções associadas (relativo ao gabinete)
episódios	usuário do produto	"o usuário descuidou-se na utilização da calculadora e esta caiu no chão"; etc.	Proteger os elementos do sistema técnico; Regular os mecanismos do sistema técnico; etc.
procedimentos	ambiente do produto	"antes de deixar o local de trabalho verifique se os computadores estão devidamente desligados"; etc.	Informar as operações do sistema técnico; etc.
regras	componentes do produto	"as placas de circuito integrado da calculadora não podem encostar nas paredes do gabinete"; etc.	Suportar placas de CI; Espaçar placas de CI; etc.
fatos	componentes do produto	"o sistema técnico sendo projetado tem uma placa de CI sensível ao calor"; etc.	Ventilar a placa de CI etc.

Diante do “conceito de transição” entre as especificações de projeto e as funções de componentes de plástico injetado proposto estabeleceu-se uma sistemática para a síntese de funções, cujas principais características e sua implementação é descrita nos itens que segue.

4. SISTEMÁTICA PARA A SÍNTESE FUNCIONAL DE PRODUTOS

Sob o método de síntese de funções, constitui-se o processo de **estabelecimento das funções do produto**, conforme a Figura 4, cujas entradas principais são as necessidades e os requisitos de projeto, e as saídas são as funções do produto organizadas numa dada estrutura. As funções resultantes desse processo irão orientar a busca, a sistematização e o arranjo de princípios de solução alternativos para o produto, em etapas posteriores.

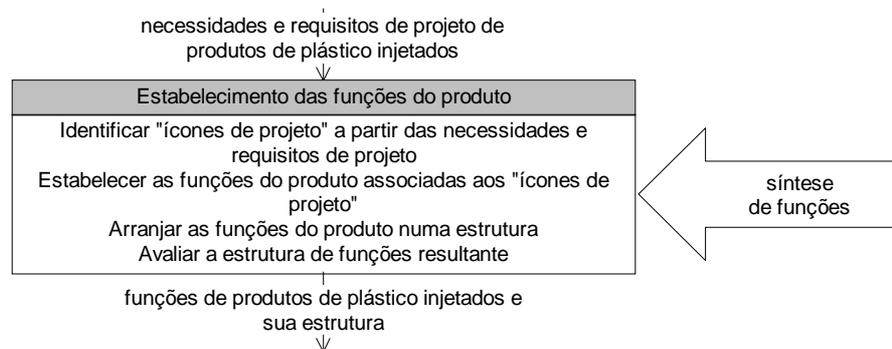


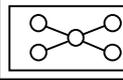
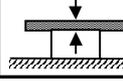
Figura 4. Processo de estabelecimento das funções do produto e sua estrutura sob o método de síntese de funções (Ogliari, 1999)

O desenvolvimento e a implementação da sistemática proposta, implica, em parte, na caracterização de típicas funções do domínio de aplicação, com o propósito de auxiliar na identificação daquelas que melhor representam o problema em questão. Algumas dessas funções foram propostas para gabinetes injetados (Ogliari, 1999) conforme exemplos mostrados na Tabela 2.

Considerando uma base de "ícones de projeto", conforme exemplificada na Tabela 1, o processo de estabelecimento das funções do produto deve iniciar, em primeiro lugar, conforme a Figura 4, pela identificação daqueles “ícones de projeto” que melhor representam

os problemas em questão. Para tal, deve-se promover uma comparação sistemática entre as necessidades e os requisitos de projeto com a base de “ícones de projeto”. A orientação geral, nesse sentido, consiste em percorrer, individualmente, as declarações de necessidades e requisitos de projeto, analisando elementos que possam ser associados aos elementos dos “ícones de projeto”. Quando tal associação, ou relação, for identificada, o correspondente “ícone de projeto” deve ser registrado. Se, na formulação dos “ícones de projeto” forem associadas típicas funções de produtos, conforme exemplos mostrados na Tabela 1, identificando-se os “ícones de projeto”, identificam-se automaticamente as funções do produto. As funções identificadas devem ser verificadas e, se relevantes, estabelecidas como as funções para o problema em questão.

Tabela 2. Típicas funções de gabinetes de plástico injetados (Ogliari, 1999)

Contexto	Funções (sinônimos)	Símbolo proposto	Características
Relativo aos componentes e/ou mecanismos internos do sistema técnico	Enclausurar (confinar)		Trata-se de uma função principal do gabinete; consiste no confinamento dos componentes e/ou mecanismos do sistema técnico sob um dado ambiente, volume ou estrutura.
	Arranjar (dispor, ordenar)		Trata-se de uma função derivada do enclausuramento cujo propósito é estabelecer uma ordem ou disposição entre componentes e/ou mecanismos internos do sistema técnico.
	Suportar (apoiar)		Trata-se de uma função derivada do arranjo dos componentes e/ou mecanismos internos do sistema técnico cujo propósito é garantir o apoio e a rigidez no contato entre os elementos.
--	--	--	--

Após o estabelecimento das funções, prescrevem-se procedimentos para arranjá-las ou organizá-las numa dada estrutura e, em seguida, para a avaliação da adequacidade da estrutura resultante para o problema em questão. A discussão sobre esses procedimentos será objeto de futuros trabalhos.

5. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Diante da sistemática proposta procedeu-se na proposição de funcionalidades para uma ferramenta computacional de apoio ao processo de estabelecimento das funções do produto, a qual foi denominada de PRODEF (PROgrama de auxílio à DEFinição das Funções do produto). A partir dessas funcionalidades, conforme parcialmente mostradas na Tabela 3, foram desenvolvidos recursos em software, empregando-se a ferramenta de desenvolvimento *Borland C++ Builder*. Alguns desses recursos são mostrados na Figura 5.

Tabela 3. Proposições parciais para a implementação do PRODEF (Ogliari, 1999)

Método de projeto	Procedimentos de projeto	Proposições teóricas	Implem. comput.	Proposições aplicadas (funcionalidades para ferramenta computacional)	Programa de auxílio ao projeto
Síntese de funções	<ul style="list-style-type: none"> identificar "ícones de projeto" a partir das necessidades e requisitos de projeto 	<ul style="list-style-type: none"> sistematização de um conjunto inicial de funções para gabinetes proposição do conceito de "ícones de projeto" base inicial de "ícones de projeto" associados às funções de gabinetes 	⇒	<ul style="list-style-type: none"> base de dados de funções de gabinetes de plástico injetados base de dados de "ícones de projeto" do domínio de produtos de plástico injetados atributo para cadastrar as funções do gabinete, cujos valores são os "ícones de projeto" 	PRODEF
	<ul style="list-style-type: none"> estabelecer as funções do produto associadas aos "ícones de projeto" 	<ul style="list-style-type: none"> identificação automática de parte das funções do produto, através dos "ícones de projeto" identificados 		<ul style="list-style-type: none"> funções para selecionar os "ícones de projeto" a partir das necessidades e requisitos de projeto funções para selecionar e apresentar automaticamente as funções do produto a partir dos "ícones de projeto" selecionados 	
	<ul style="list-style-type: none"> etc. 	<ul style="list-style-type: none"> etc. 		<ul style="list-style-type: none"> etc. 	

Na Figura 5, por exemplo, são apresentados os recursos para selecionar os “ícones de projeto”, previamente armazenados numa base de dados, a partir das necessidades e dos requisitos estabelecidos em processos anteriores. Sob tais recursos o projetista visualiza a lista de necessidades e de requisitos procurando identificar elementos que possam ser associados aos “ícones de projeto” listados. Exemplos de típicas associações entre “ícones de projeto” e necessidades ou requisitos, conforme estudo de caso de projeto de um gabinete de plástico injetado, são mostradas na Tabela 4.

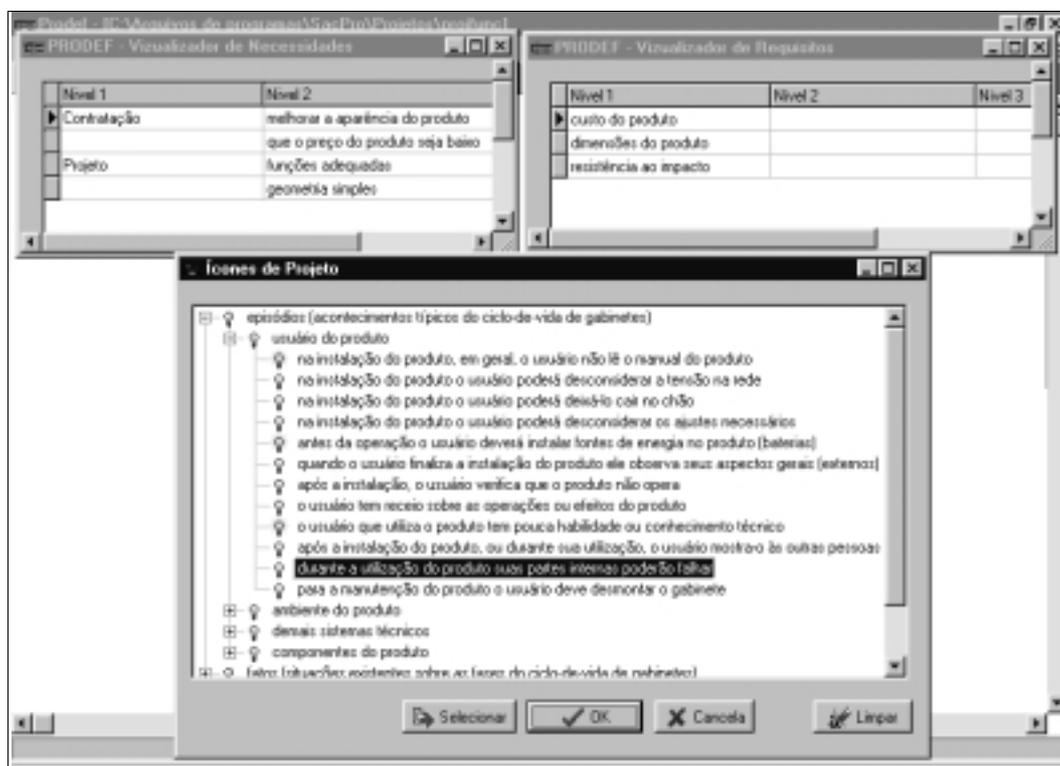


Figura 5. - Recursos para visualização das necessidades e requisitos de projeto e seleção de "ícones de projeto" (Ogliari, 1999)

Tabela 4. Exemplos de associações entre “ícones de projeto” e necessidades e requisitos (Ogliari, 1999)

“Ícones de projeto” selecionados	Necessidades (N) e requisitos (R) associados
1. <i>na instalação do produto o usuário poderá deixá-lo cair no chão.</i>	• resistência ao impacto (R)
2. <i>após a instalação o usuário verifica que o produto não opera.</i>	• melhor informar o usuário sobre os componentes do coletor (N) • percepção visual (R)
3. <i>etc.</i>	• etc.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Sob as principais proposições do presente trabalho e diante dos resultados obtidos na utilização do PRODEF num estudo de caso de projeto de um gabinete injetado (Ogliari, 1999), faz-se as seguintes considerações:

- na utilização da ferramenta proposta verifica-se que o projetista terá a oportunidade de explorar efetivamente os aspectos funcionais do produto, a partir das necessidades e dos requisitos de projeto, independente de soluções pré concebidas;

- sobre a identificação de funções, através dos “ícones de projeto”, verifica-se que se trata de um mecanismo com potencial para auxiliar no início do processo de estabelecimento das funções do produto; atividade, normalmente dificultada pelos processos de abstração e generalização, que se fazem necessários;
- a evolução dessa ferramenta dependerá da ampliação da base de dados de “ícones de projeto” e de mecanismos para associar, automaticamente, as declarações de necessidades e de requisitos de projeto, com os “ícones” estabelecidos; algumas idéias nesse sentido passam pelo desenvolvimento de sistema especialista para auxiliar na identificação de funções;

7. REFERÊNCIAS

- Koller, R., 1985, “Konstruktionslehre für den Maschinenbau”, Heidelberg : Springer Verlag, 327 p.
- Ogliari, A., 1999, “Sistematização da concepção de produtos auxiliada por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetados”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 342 p.
- Pahl, G. and Beitz, W., 1996, “Engineering design: a systematic approach”, 2. ed. Great Britain : Springer-Verlag London Limited, 544 p.
- Roth, K., 1982, “Konstruieren mit Konstruktionskatalogen”, Heidelberg : Springer Verlag, 475 p.
- Schulte, M. and Weber, C., 1993, “The relationship between function and shape”, In: International Conference on Engineering Design - ICED 93. The Hague, The Netherlands, pp. 9-20.
- Sebastian, D.H., 1993, “Function based design for injection molding”, Annual Technical Conference (ANTEC'93)-SPE. pp. 1114-1119.
- Sowa, J.F., 1984, “Conceptual structures: information processing in mind and machine”, New York : Addison-Wesley Publishing Company, 481 p.
- Wood, S. L., 1996, “Design reasoning using plastic injection molding primary features”, *Proceedings: The ASME Design Engineering Technical Conference and Computers in Engineering Conference*. Irvine, California, pp. 1-12.

ANTEPROJETO DE UM PROTÓTIPO DE UMA MÁQUINA DE DESFIBRAR SISAL DE CORTE DO TIPO TRANSVERSAL

Luciana Lima Monteiro

Seyyed Said Dana

Simplício Arnaud da Silva

Aristóteles da Costa Diniz

Francisco Augusto Ferreira Segundo Neto

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil, E mail: lima_monteiro@hotmail.com

Resumo

O processo de desfibrar a folha da planta chamada “agave” é uma técnica muito utilizada na região Nordeste do Brasil. É a principal fonte de renda de mais de meio milhão de pessoas que vivem no meio rural. Através deste desfibramento se obtém uma fibra 100% natural que é utilizada na indústria têxtil. A máquina de desfibrar sisal de corte do tipo transversal é facilmente recomendada para área industrial devido a alta produção horária em relação a máquina de desfibrar de corte do tipo paralela, classificada por Dana et al. (1998). Este artigo descreve as etapas de fabricação de um protótipo de uma máquina de desfibrar sisal de corte do tipo transversal.

Palavras-chave: Projeto, Sisal, Desfibramento,

1. INTRODUÇÃO

A atividade de desfibrar a folha da planta chamada “agave” ou sisal, que é uma vegetação típica do meio rural de clima seco e semi-árido, é uma característica da região Nordeste, a qual se concentra principalmente nos estados da Bahia, Paraíba, Rio Grande do Norte, Pernambuco e Ceará.

Todas as espécies do gênero agave tem, dentre as suas folhas, fibras longitudinais responsáveis pela sua rigidez. Assim as “agaves de fibra” se refere as agaves cujas fibras podem ser economicamente aproveitáveis para fins industriais. O limite econômico do aproveitamento é de cerca de 2,5% de fibra por peso da folha verde, segundo Scholz (1959).

Durante várias décadas o sisal constituiu um dos principais produtos de exportação da região. O processo de desfibrar a folha desta planta representa um desafio, no sentido do aprimoramento da técnica, criada no início do século XIX no México. Dana et al. (1998) classificou as máquinas desfibradoras segundo o movimento da folha em relação ao processo de desfibrar e posteriormente houve uma comparação entre as taxas de produção da máquina de desfibrar de corte do tipo transversal e da máquina de corte do tipo paralela. Isto nos permite concluir que a máquina de desfibrar de corte do tipo transversal é melhor adaptada à produção industrial e constitui uma tecnologia bem mais elaborada, mas que ainda necessita ser otimizada em termos tecnológicos, sem excluir a participação do homem.

A primeira máquina destinada a desfibrar sisal mundialmente conhecida por CORONA teve grande aceitação nos países da África Ocidental, mas era necessário uma grande plantação de sisal e suprimento de água em abundância para limpeza das fibras, motivo pelo qual ficou inviável a implantação desta máquina na região Nordeste.

Para fazer uso desta planta é necessário transformar a folha em fibras através do processo de desfibramento. O produto final obtido é uma fibra 100% natural, que não agride a natureza e é utilizada na indústria têxtil, no setor automobilístico e na área da construção civil. A indústria farmacêutica japonesa trabalha ativamente para explorar as propriedades medicinais da raiz do sisal relatou a revista Globo Rural (1993). A concorrência das fibras sintéticas estreitou o mercado do sisal, sendo que a consciência ecológica resgatou o potencial de mercado por fibras biodegradáveis.

Durante as propostas iniciais de construções de novos modelos ficou claramente evidenciado a preocupação com a segurança do homem. Pois este processo de desfibrar tem como uma grave consequência a mutilação dos membros superiores. Uma outra etapa deste projeto será a otimização do processo de desfibramento, no que diz respeito a segurança do homem.

Para a construção deste protótipo e ao longo deste projeto foi aplicado o conceito de automação segura e sustentável. Este conceito significa que a otimização é feita apenas na parte do processo onde oferece perigo ao homem.

Neste artigo está descrito o processo de desfibramento de corte do tipo transversal, as configurações do protótipo e a citação dos parâmetros de comparação em relação à produtividade da máquina.

2. CONSIDERAÇÕES ECONÔMICAS E SOCIAIS

No projeto de um produto novo e alternativo temos que considerar quatro aspectos fundamentais:

- Aspectos econômicos e poder de compra dos clientes;
- Circunstâncias sociais e ambientais;
- Disponibilidade tecnológica para produzir o produto;
- Exigências técnicas;

A alta sofisticação tecnológica exige serviços de qualidade associados aos baixos custos dos produtos, através da automatização. A eficiência e confiabilidade dos procedimentos e dos produtos automatizados são argumentos suficientes para a aprovação do emprego da automatização.

Pode-se perceber a dificuldade para o desenvolvimento deste novo produto, haja vista a falta de informação sobre os procedimentos deste tipo de máquina e sobre sua produtividade. Mas, isto já é consequência da falta de interesse econômico e político, por ser um projeto desenvolvido para uma área pobre do país.

A atividade de desfibrar a folha do agave pode ajudar a solucionar um dos graves problemas sociais da região, segundo Dana (1999) : a migração da população para os centros urbanos e proporcionar uma oportunidade de trabalho para a maioria desta população. A pobreza combinada à falta de água por causa das condições climáticas do Nordeste, contribui para diminuir a disponibilidade dos produtores e dos serviços.

Em relação às exigências técnicas, a baixa produtividade das máquinas e a baixa qualidade para produzir as fibras do agave, dificultam a sua comercialização.

3. CONCEITO DE AUTOMAÇÃO SUSTENTÁVEL E SEGURA

Atualmente com a grande preocupação da permanência do homem no setor produtivo e com a sua qualidade de vida, o conceito de automação sustentável e segura é empregado nos procedimentos, nas máquinas e nos produtos, apenas nas áreas específicas, partes ou componentes que são perigosos ao operador ou que causam "gargalo" na produção.

Desta maneira o operador só é substituído pelos componentes automáticos nas áreas perigosas, assim a segurança do homem é preservada. Como consequência a eficiência e produtividade aumentam.

3.1 Elaboração de um novo produto industrial

O projeto deste novo produto industrial está dividido em quatro etapas:

- planejamento
- concepção
- projeto preliminar
- projeto detalhado

(Fiod & Back, 1992) consideram ainda alguns aspectos que julgam de grande importância, tais como: aspecto econômico e poder aquisitivo do cliente, aspecto social e meio ambiente e tecnologia disponível para produzir o produto. A fabricação deste protótipo obedece estas etapas, visando um eventual repasse da tecnologia para o setor produtivo.

Em outros trabalhos desenvolvido por Dana et al.(1998) foi detectada a necessidade de uma melhoria da tecnologia de fabricação. Nos dias atuais onde observamos a preocupação com a qualidade dos produtos e qualidade de vida do homem fica claro a necessidade de uma melhoria contínua. Nesta era da elevada sofisticação tecnológica para obtenção de um produto com qualidade, os processos de fabricação estão cada vez mais eficientes. Então a concepção está aliada à baixo custo e cada vez mais à perfeição do produto final.

No aspecto social temos como objetivo a permanência do homem no processo. A implantação da otimização vem para solucionar o problema do desgaste físico que ocasiona a fadiga e conseqüentemente o acidente de trabalho. É uma situação dramática que afeta toda a área de produção do "agave". Recentemente uma reportagem indicou uma estatística sobre o número de mutilações no interior do estado da Bahia, que foi cerca de 5000 em um ano.

Em relação a tecnologia disponível, uma grande dificuldade encontrada é a falta de informações sobre estas máquinas, nos quais os parâmetros de comparação são raramente avaliados. Em relação a força necessária para o desfibramento da folha do sisal foi feita uma medição estática com uma ponte extensiométrica. Além disso, serão analisados a velocidade de desfibramento, a taxa de produção e a qualidade do produto desfibrado.

Segundo a EMBRAPA a qualidade do produto pode ser classificada da seguinte forma: Superior (TS) que são fibras bem lavadas, secas, bem batidas ou escovadas, bem soltas e desembaraçadas, isentas de entrançamentos e nós; Tipo 1 fibras soltas, desembaraçadas, isentas de entrançamentos e nós; Tipo 2 fibras ligeiramente ásperas, pouco emaranhadas e pequena quantidade de substâncias pécticas e o Tipo 3 são fibras ásperas com maiores concentrações de substâncias pécticas.

3.2 Materiais utilizados para a montagem inicial

Para a montagem inicial do protótipo os meios materiais utilizados podem sofrer possíveis modificações por se tratar de um projeto experimental o qual eventualmente evoluirá até o produto final. No projeto consta uma parte teórica e outra experimental. Apesar de existir vários modelos propostos e fabricados, esta proposta é inovadora. A técnica

proposta contempla uma grande facilidade de construção, montagem das partes mecânicas e todos seus componentes.

Os materiais utilizados na confecção da estrutura de suporte dos cilindros e da base para o motor segundo especificações comerciais foram: cantoneiras U 75mm x 40mm x 3,175mm, chapas de aço 30mm x 12,7mm e cantoneiras L 25,4mm x 25,4mm x 3,175mm. Os cilindros de diâmetro de 140mm e comprimento de 210mm foram confeccionados com aço 1020 e a esteira foi confeccionada com chapa de aço com dimensões 180mm x 6,35mm e comprimento 1430mm, onde estão fixadas as pás também em aço com dimensões 180mm x 40mm x 3,175mm. O raspador foi confeccionado com chapa de aço com dimensões 700mm x 300mm x 20mm.

4. CONFIGURAÇÕES DO PROJETO

4.1 Configuração do desfibramento de corte do tipo paralelo

O primeiro conceito de desfibramento aplicado nas máquinas utilizadas nos sisalais brasileiros foi o desfibramento de corte do tipo paralelo. Que foi utilizado na construção da máquina conhecida por “Motor Paraibano” atualmente muito utilizada pelo pequeno produtor. Sua configuração está apresentada na figura 1. A alimentação da folha na máquina é manual e o desfibramento acontece quando o rotor com diâmetro de 230mm é acionado por um motor a diesel cuja potência varia de 7 a 12 cv (cavalo vapor) e faz girar 12 cantoneiras de abas iguais de dimensões 34,925mm x 6,35mm que estão fixadas na periferia do rotor. Estas cantoneiras promovem o esmagamento e a raspagem da folha auxiliado por um raspador. Estes elementos são de aço e na parte superior do rotor é acoplada uma capa protetora de madeira com uma abertura por onde se introduz a folha para ser desfibrada. Esta máquina não tem um bom desempenho, devido ao perigo no momento da colocação da folha e de sua baixa produtividade. Segundo a EMBRAPA, a produção é de 150 a 200 kg de fibra seca em um turno de 10 horas/dia e produz grande desperdício de fibras (em média 20 a 30% da fibra contida na folha). Para sua operacionalização é necessário um número elevado de operadores, aumentando assim os custos de produção.

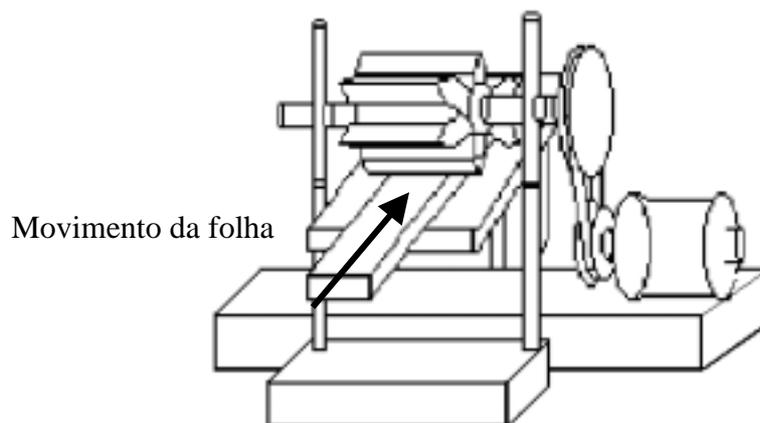


Figura 1. Motor Paraibano – corte do tipo paralelo

4.2 Configuração do desfibramento de corte do tipo transversal

A máquina de desfibramento de corte do tipo transversal é destinada à um processo industrial devido a sua alta produtividade, baseada no cálculo da velocidade de transporte da folha já descrita por Dana et al. (1998). Uma máquina de desfibramento de corte do tipo

transversal que foi desenvolvida por um mecânico José Faustino do município de Nova Floresta na Paraíba, em 1997, foi utilizada para comparar a produtividade com a máquina de corte do tipo paralela. E segundo Dana (1997) houve a necessidade da construção de uma nova máquina. A mecânica desta máquina desenvolvida por José Faustino é baseada no princípio das máquinas Coronas de fabricação alemã.

O processo de desfibramento de corte do tipo transversal acontece ao longo da largura da folha enquanto a folha é movida na direção perpendicular ao desfibramento. Na figura 2 está representado o processo de desfibramento de corte do tipo transversal. A folha é movida em uma direção, enquanto o desfibramento é feito transversal ao movimento da folha em outra direção. Uma garra segura a folha ao meio e movimenta-a na parte inferior dos rotores para desfibrar. Depois a parte da folha desfibrada é deslocada pela garra e assim a outra parte é desfibrada. A garra fica localizada na lateral do raspador.

O método dos elementos finitos descrito em Dana (1996), aplicado na configuração do corte do tipo transversal determinou o cálculo das tensões uniforme durante a operação.

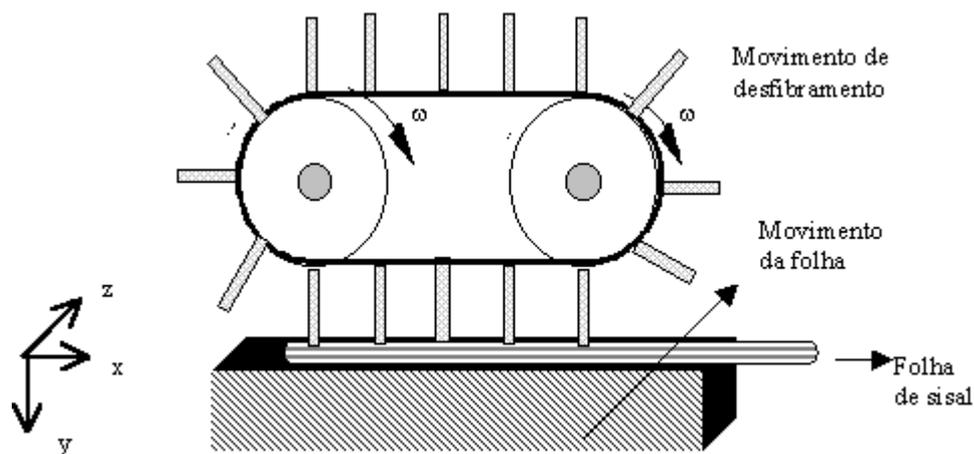


Figura 2. Corte do tipo transversal

5. MÁQUINA DE DESFIBRAR DE CORTE DO TIPO TRANSVERSAL

5.1 A máquina existente

Está apresentada na figura 3 a máquina de desfibrar de corte do tipo transversal existente.

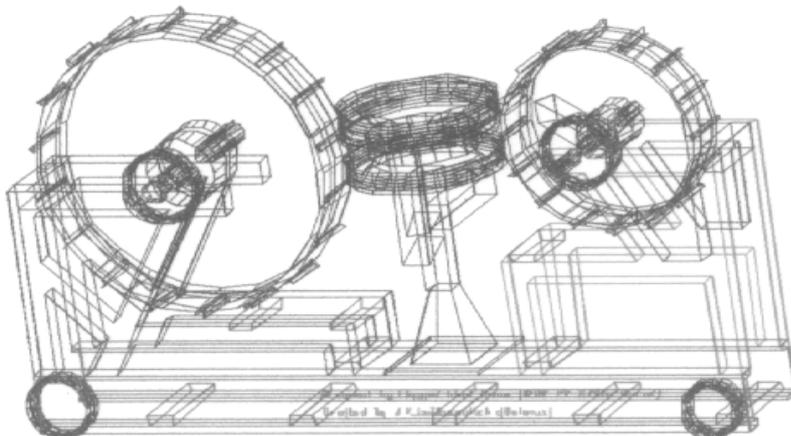


Figura 3. Vista isométrica da máquina de desfibrar existente

Esta máquina foi construída em 1995 pelo mecânico José Faustino de Nova Floresta, Paraíba. A máquina tem dimensões de 8000mm x 1500mm x 1500mm e consumo em torno de 30 cv (cavalo vapor). Devido ao seu tamanho o seu transporte é feito através de um trator. O uso desta máquina demanda uma grande área de plantação de sisal. O custo em 1995 foi estimado em R\$14.000.

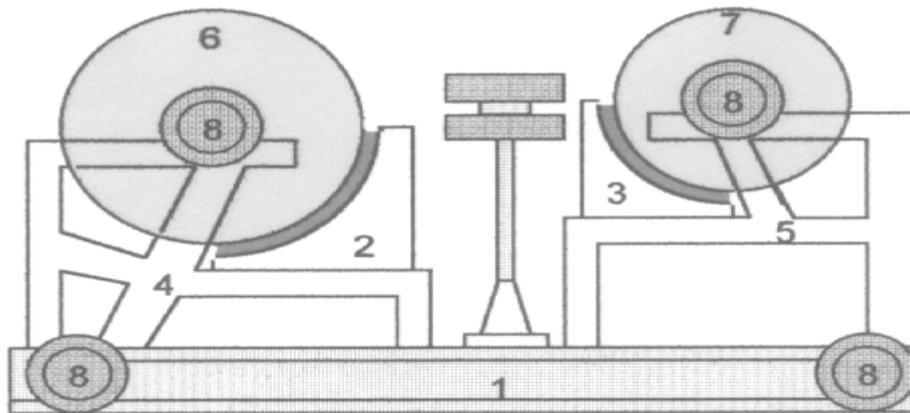


Figura 4. Esboço da máquina de desfibrar de corte transversal existente

5.2 Protótipo sugerido

Está apresentado na figura 5 um esboço da vista frontal da máquina de desfibramento de corte do tipo transversal com o detalhe da garra mecânica. Esta garra mecânica se movimenta através de um barramento transportando a folha de sisal ao longo do comprimento dos rotores.

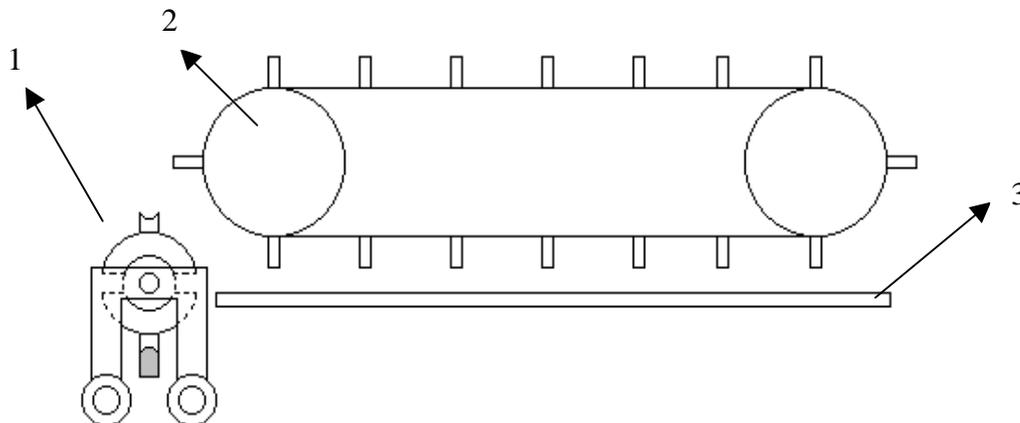


Figura 5. Esboço da vista frontal da máquina de desfibramento com detalhe da garra mecânica

Legenda:

1. garra mecânica;
2. rotor;
3. raspador;

Está apresentado na figura 6 o protótipo da máquina de desfibramento de corte do tipo transversal. Os rotores que estão dispostos no mesmo plano a uma distância de centro a centro de 650mm são rotacionados por uma correia de transmissão acionada por um motor elétrico

de 4 cv. Quando os rotores giram a esteira metálica que está fixada a eles movimentam as pás para desfibrar a folha.

A entrada da folha para o processo de desfibramento fica na parte inferior dos rotores, entre os rotores e o raspador. E a garra tem a função de transportar e segurar a folha.

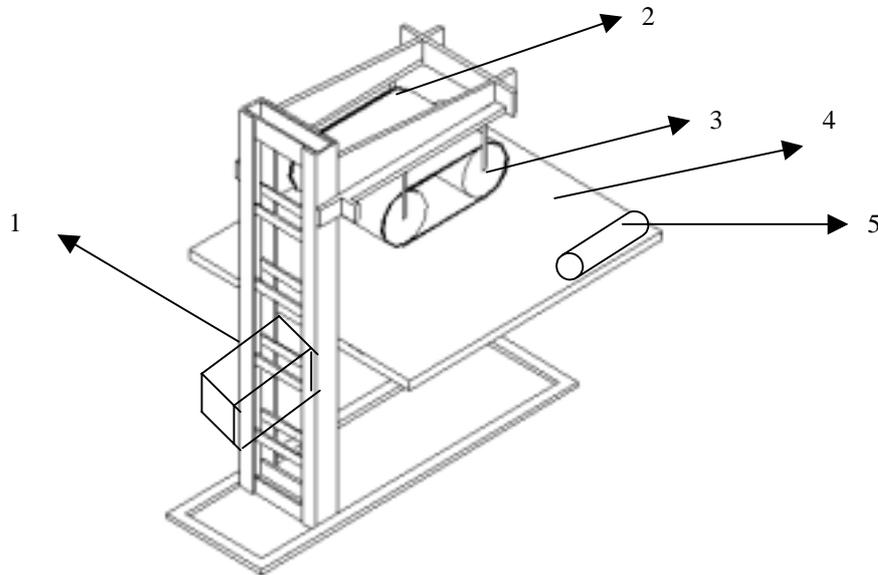


Figura 6. Esboço da Máquina de desfibramento de corte do tipo transversal

Legenda:

1. base para o motor elétrico;
2. esteira metálica;
3. rotores;
4. raspador;
5. garra;

6. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

As máquinas de desfibrar usadas no Nordeste, não automáticas, executam um processo de desfibramento ainda primitivo, através do motor paraibano. As máquinas automáticas dispostas em cooperativas, estão paradas devido a falta de incentivo econômico. Na região do Curimataú e Seridó paraibano está visível a decadência da plantação do sisal, onde não existe uma política de incentivo para os pequenos produtores.

O incentivo tecnológico visa a melhoria e o aperfeiçoamento deste tipo de máquina, onde os experimentos práticos evoluirão até alcançar resultados satisfatórios, em relação a alta produção horária e a qualidade da fibra.

A máquina de desfibramento de corte do tipo transversal proporcionará ao operador, através do conceito de automação sustentável e segura, uma maior oportunidade de comercialização das fibras para a indústria.

Pode-se observar que em relação a geometria, o protótipo sugerido é conveniente para ser transportado além da redução dos custos de fabricação.

7. REFERÊNCIAS

- Dana, S.S., 1999, "Design of an alternative safe parallel threshing machine" , Proceedings sixth Pan-American Congress of Applied Mechanics and eighth International Conference on Dynamic Problems in Mechanics (DINAME 99), vol. 8, Rio de Janeiro, Brasil, pp. 1189-1192.
- Dana, S.S., Monteiro, L.L., 1998, "The state of art in development of threshing machines: A theoretical model for comparing production rates", Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, vol. II, Fortaleza, Brasil, pp. 361-368.
- Dana, S.S., 1997, "Revising the design of the transversal threshing machine by considering the actual load distribution", Proceedings of 7th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, vol. I, Angra dos Reis, Rio de Janeiro, Brasil, pp. Ap1-Ap3.
- Dana, S.S., 1996, "Structural optimization of the threshing machine", Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, vol. I, Recife, Brasil, pp. 475-480.
- Revista Globo Rural, Julho/1993,n°93, pp. 24-30.
- Fiod, M.N., Back, N., "Sobre metodologias para avaliação de concepções de produtos industriais : uma análise exploratória. ", Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, vol. II, Belém, Brasil, pp. 643-646.
- Scholz, H., 1959, Banco do Nordeste do Brasil escritório técnico de estudos econômicos do Nordeste. Sisal (problemas técnicos), vol. 2, Fortaleza, Brasil, pp. 118-120.

A figura 6 mostra a saída gráfica no ambiente Visual Basic, que permite a impressão do projeto final, pronto para fabricação, nos formatos A3 ou A4.

4. CONCLUSÃO

A Tecnologia de Grupo é, sem dúvida, uma importante contribuição para o projeto de novas peças evitando-se reprojetos de peças semelhantes e facilitando a recuperação de projetos já executados.

As opções das sub-famílias contemplam o que foi proposto no Sistema de Classificação e Codificação implementado, podendo ser facilmente inserido novos valores de acordo com a necessidade de cada usuário.

Atualmente os programas de interface gráfica com o usuário, principalmente em ambiente Windows, vem adquirindo importância cada vez maior na área de projetos. Este trabalho além de permitir ao usuário a visualização das telas de todo processo de dimensionamento, permite uma saída gráfica em impressoras, no formato A4 ou A3. Para trabalhos futuros pretende-se implementar a saída de dados gráficos para o sistema CAD *MicroStation* tornando o programa *ENGRENA* uma ferramenta mais versátil.

5. AGRADECIMENTOS

À FAPEMIG – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais pelo apoio ao Projeto TEC 1019/96 e Gabrielle Patrícious Khater da Flender do Brasil Ltda.

5. REFERÊNCIAS

- Burbidge, J.L., 1975, "Introduction of Group Technology", Heinemann, London.
- Freitas, P.H.F., 1994, "Desenvolvimento de um Sistema de Classificação e Codificação em Tecnologia de Grupo para Suportar a Obtenção do Roteiro Padrão de Fabricação", Tese de Mestrado, DEF/FEM/UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 127p.
- French, T. E and Vierck, C.J., 1985, "Desenho Técnico e Tecnologia Gráfica", Editora Globo.
- Groover, M.P., Zimmers, JR., 1984, "CAD/CAM Computer Aided Design and Manufacturing", Prentice Hall, New Jersey.
- Hemus, 1979, "O Manual do Engenheiro", Livraria Editora Ltda.
- Hyde, W.F., 1981, "Improving Productivity by Classification, Coding and Data Base Standardization - The Key to Maximize CAD/CAM and Group Technology", Marcel Dekker Inc., New York.
- Hyer, N.L. and Wemmerlov, U., 1988, "Assessing the Merits of Group Technology", Manufacturing Engineering, Aug. pp. 107-109.
- Hyer, N.L. and Wemmerlov, U., 1984, "Group Technology and Productivity", Harvard Business Review, July-August.
- Hyer, N.L. and Wemmerlov U., 1989, "Group Technology in the US Manufacturing Industry: a Survey of Current Practices", International Journal of Production Research, vol.27, n^o.8, pp. 1287-1304.
- NBR 10095, 1989, "Engrenagens Cilíndricas de Evolvente, Precisão Dimensional - Padronização", ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, 43p.
- Rembold, U. *et al.*, 1985, "Computer-Integrated Manufacturing Technology and Systems", Marcel Dekker Inc., New York, 790p.

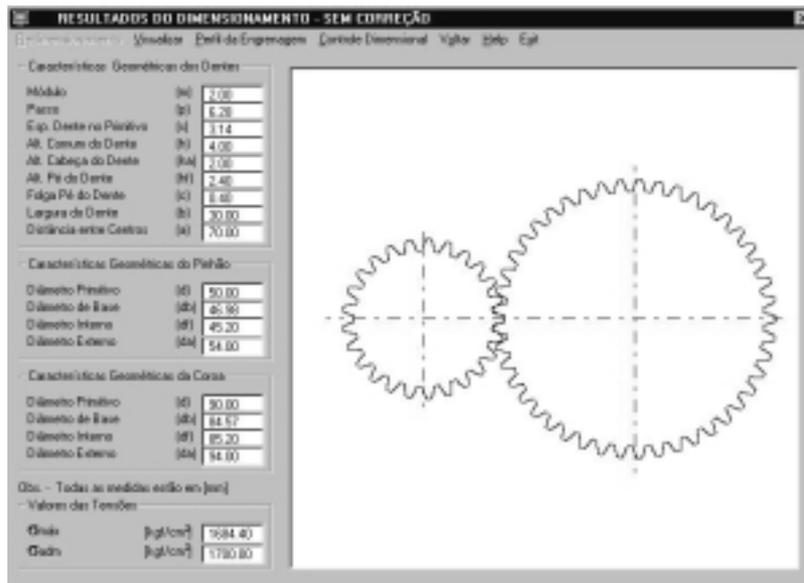


Figura 4. Tela de resultados do dimensionamento.



Figura 5. Tela do “Sistema de Codificação” da coroa.

Na tela de codificação da coroa os dígitos, segundo o “Critérios para Formação de Famílias”, item 3, tem os seguintes significados: **1** - engrenagem, **0** - cilíndrica reta, **0** - $b = 31$ mm, **0** - $d_e = 92$ mm, **7** - qualidade Q 5, **0** - rugosidade superficial superior a 1.6μ , **0** - cilíndrico, **1** - $d_i = 35$ mm, **4** - SAE 4340, **0** - barra redonda e **2** - normalização.

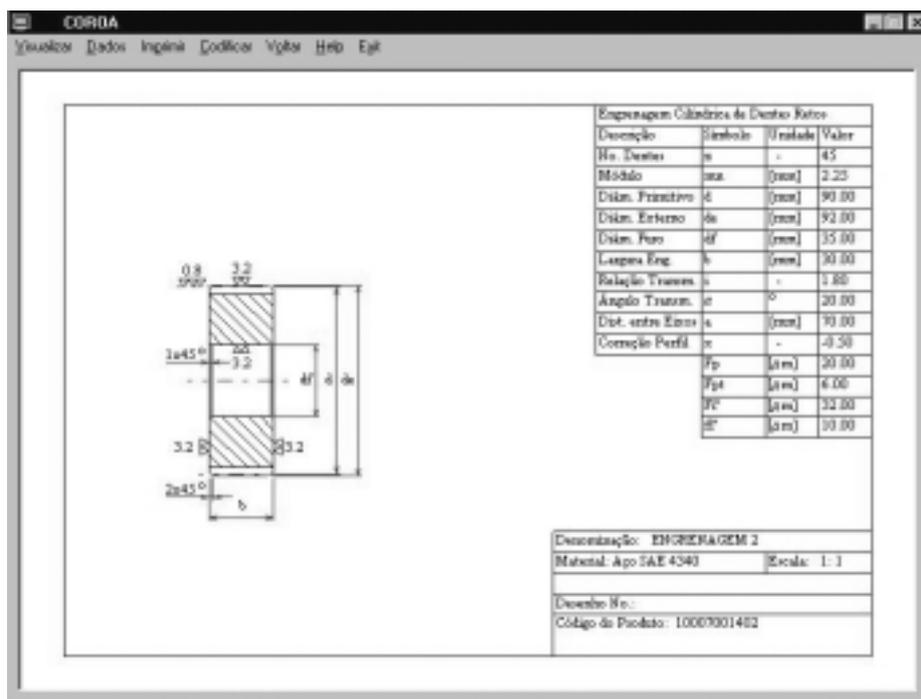


Figura 6. Tela do desenho final da coroa.

Estas engrenagens serão projetadas para que possam atuar com segurança numa transmissão com as seguintes características: transmissão acionada por motor elétrico de potência 15 CV, rotação de 1200 rpm; material SAE 4340; dureza 58 HRC, vida prevista de 10000 horas de funcionamento; carga uniforme, tempo de serviço máximo de 10 horas diárias; relação entre a largura (b) e diâmetro primitivo da engrenagem (d) é de $b_1 / d_1 = 0,5$; ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$; número de dentes do pinhão e coroa valem $Z_1 = 25$ e $Z_2 = 45$ dentes, respectivamente.

Para uma melhor compreensão desta aplicação serão mostradas as principais telas geradas pelo programa *ENGRENA*. A figura 2 mostra a tela de entrada de dados.

Figura 2. Tela de entrada de dados.

A Figura 3 mostra as telas de redimensionamento do par de engrenagens. A figura 4 mostra a tela de resultados do dimensionamento e a figura 5 mostra a tela de codificação da peça projetada.

Características Geométricas do Par	Pela Largura	Pelo Módulo
Módulo (m)	2.00	2.25
Passo (p)	6.28	7.07
Espessura do Dente no Primitivo (c)	3.14	3.53
Altura Coroa do Dente (h)	4.00	4.50
Altura da Cabeça do Dente (ha)	2.00	2.25
Altura do Pé do Dente (hf)	2.40	2.70
Folga da Cabeça do Dente (c)	0.40	0.45
Largura do Dente (b)	33.44	31.03
Diâmetro Primitivo do Pinhão (d)	90.00	96.25
Diâmetro Primitivo da Coroa (d)	90.00	101.25
Distância entre Eixos (a)	70.00	78.75

Figura 3. Telas de redimensionamento do par de engrenagens.

furação, fresamento, brochamento, trepanação e torneamento. Na opção 1 são incluídos os processos de retifica, polimento, lapidação, e super-acabamento.

3.7 Elementos de forma

O dígito 7 estabelece uma combinação de elementos de forma tais como chanfros, raios para arredondamento, rasgos para chavetas, furos de centro, furos axiais, furos radiais, roscas, elemento cilíndrico, elemento cônico e dentes de engrenagens. Estes elementos estarão presentes nas peças de revolução para as sub-famílias de eixos lisos, eixos escalonados, eixos e árvores, engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais. Para este dígito tem-se as seguintes opções para os elementos de forma: 0 - cilíndrico, 1 - cilíndrico /rosca, 2 - cilíndrico /chaveta, 3 - cilíndrico /dente, 4 - cilíndrico /dente /chaveta, 5 - cilíndrico /dente /chaveta /furo, 6 - cilíndrico /dente /chaveta /rosca, 7 - cilíndrico /dente /chaveta /furo /rosca /chanfro, 8 - cilíndrico /dente /chaveta /furo /rosca /cônico e 9 - cilíndrico /dente /chaveta /furo /rosca /cônico /chanfro.

3.8 Intervalo de diâmetros internos máximo

O dígito 8 estabelece para grupo de sub-famílias uma faixa de diâmetros internos máximo com as seguintes opções: 0 - sem diâmetro interno, 1 - entre 1 e 200 mm, 2 - entre 200 e 305 mm, 3 - entre 305 e 560 mm, 4 - entre 560 e 850 mm e 5 - acima de 850 mm. Esses valores foram estabelecidos com base na capacidade de carregamento dos tornos mecânicos da região de São João del Rei.

3.9 Materiais

O dígito 9 estabelece para o grupo de sub-famílias uma gama de materiais classificados, com as seguintes opções: 0 - aços e ferros para fundição, 1 - aços carbonos, 2 - aços de baixa liga, 3 - aços inox, 4 - outros aços, 5 - cobre e suas ligas, 6 - alumínio e suas ligas, 7 - metais leves, 8 - plásticos e 9 - outros.

3.10 Forma do blank

O dígito 10 estabelece para o grupo de sub-famílias uma gama de formas de blank, com as seguintes opções: 0 - barras redondas, 1 - barras quadradas, 2 - barras de outras seções, 3 - tubos, 4 - forjados à frio, 5 - forjados à quente, 6 - soldados, 7 - placas finas, 8 - placas grossas e 9 - outros.

3.11 Tratamento Térmico

O dígito 11 estabelece para o grupo de sub-famílias uma gama de tratamentos térmicos classificados segundo as opções: 0 - sem tratamento térmico, 1 - recozimento, 2 - normalização, 3 - têmpera e revenimento, 4 - têmpera superficial, 5 - coalescimento, 6 - cementação, 7 - nitretação, 8 - cianetação e 9 - carbo-nitretação.

4. APLICAÇÃO PRÁTICA DA TECNOLOGIA DE GRUPO

Uma aplicação prática da Tecnologia de Grupo é mostrada no dimensionamento de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos (ECCR), utilizando-se o programa de dimensionamento de Sistemas Engrenados – *ENGRENA*. Este programa foi desenvolvido em Visual Basic 5.0 e realiza o dimensionamento de ECCR e helicoidais, cônicas de dentes retos e parafuso sem-fim e coroa.

A cada macro-família corresponde uma gama de sub-família. Para a sub-família dos eixos e fusos o dígito 2 tem-se as seguintes opções: 0 - liso, 1 - escalonado, 2 - árvore, 3 - fuso guia, 4 - eixo com rosca sem fim, 5 - eixo excêntrico, 6 - eixo manivela, 7 - eixo came e 8 - eixo em cruz.

Para a sub-família das engrenagens o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - cilíndrica reta, 1 - cilíndrica helicoidal, 2 - sem fim e coroa, 3 - cônica reta, 4 - cônica helicoidal, 5 - hipóide e 6 - roda dentada.

Para a sub-família das polias o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - uma correia, 1 - múltiplas correias e 2 - escalonadas.

Para a sub-família das buchas e mancais o dígito 2 tem a opção 0 - buchas e mancais.

Para a sub-família dos pistões o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - câmara de combustão e 1 - bombas hidráulicas.

Para a sub-família dos rolos e colunas o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - rolos para laminadores e 1 - colunas para ferramentas.

Para a sub-família dos cilindros o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - câmara de combustão, 1 - bombas hidráulicas e 2 - bombas pneumáticas.

Para a sub-família dos discos e came o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - discos de divisores, 1 - flanges, 2 - came de flanco, 3 - came de face, 4 - came de gaveta, 5 - came cilíndrico de ranhura e 6 - came cilíndrico de extremidade.

Para a sub-família das tampas o dígito 2 tem a opção 0 - tampas.

3.3 Intervalo de comprimentos máximo

O dígito 3 estabelece uma faixa de comprimentos máximo classificada de acordo com as seguintes opções: 0 - até 500 mm, 1 - entre 500 e 750 mm, 2 - entre 750 e 1000 mm e 3 - acima de 1000 mm. Esses valores foram estabelecidos com base na capacidade de carregamento de tornos mecânicos da região de São João del Rei.

3.4 Intervalo de diâmetros externos máximo

O dígito 4 estabelece para grupo de sub-famílias um intervalo de diâmetros externos máximo com as seguintes opções: 0 - até 200 mm, 1 - entre 200 e 305 mm, 2 - entre 305 e 560 mm, 3 - entre 560 e 850 mm e 4 - acima de 850 mm. Esses valores foram estabelecidos com base na capacidade de carregamento dos tornos mecânicos da região de São João del Rei.

3.5 Intervalo de tolerâncias dimensionais

O dígito 5 estabelece para a sub-famílias uma gama de tolerâncias dimensionais com as seguintes opções de qualidade (Q): 0 - Q 12 ou superior, 1 - Q 11, 2 - Q 10, 3 - Q 9, 4 - Q 8, 5 - Q 7, 6 - Q 6, 7 - Q 5 e 8 - Q 4 ou inferior. Esses valores foram escolhidos com base nas tolerâncias fundamentais para qualidade NBR 10095 (1989).

3.6 Intervalo de acabamento superficial

O dígito 6 estabelece para as sub-famílias uma gama de acabamento superficial segundo as opções: 0 - rugosidade superficial superior a 1.6μ e 1 - rugosidade superior inferior a 1.6μ .

Essa faixa de intervalos de acabamento superficial foi escolhida com base na capacidade de obtenção dessas qualidades de acabamento pelos processos de usinagem nas diversas máquinas-ferramentas. Dessa maneira, na opção 0 são incluídos os processos de serramento,

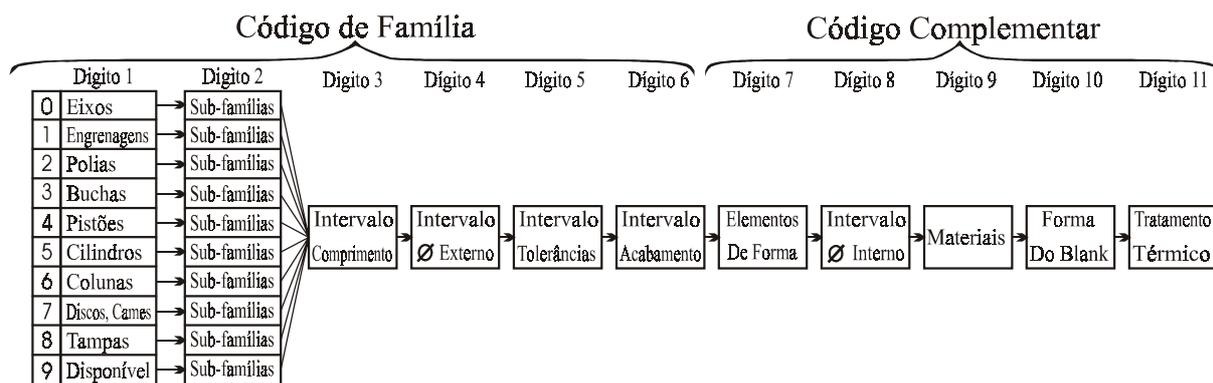


Figura 1. Estrutura da Cadeia Numérica de Codificação Proposta

3. CRITÉRIOS PARA FORMAÇÃO DE FAMÍLIAS

O objetivo do Sistema de Classificação é a formação de Famílias de Peças pela aplicação de critérios que auxiliem o planejador de processos a elaborar roteiros de fabricação padrão para cada família formada.

A formação de "Famílias de Peças" é a aplicação de critérios de agrupamento que, associados, determinam um conjunto de peças com as mesmas características. Dois critérios relativos às características geométricas e dois outros relativos ao processo de fabricação foram escolhidos para refinar a formação de "Famílias de Peças". Os critérios sobre as características geométricas são o intervalo de comprimentos máximo e o intervalo de diâmetros externos máximo. Os critérios sobre características de processos são o intervalo de acabamento superficial e o intervalo de tolerância dimensional.

Os dígitos 3 (intervalo de comprimentos máximo), 4 (intervalo de diâmetros externos máximo), 5 (intervalo de tolerância dimensional), e 6 (intervalo de acabamento superficial) foram escolhidos como características formadoras de famílias por complementam e acuram as informações contidas nos dígitos 1 e 2.

Os demais dígitos do código foram escolhidos por conterem informações relativas ao processos de fabricação e, a partir delas, ser possível levantar as operações requeridas e sua seqüência na construção da peça.

O código é organizado de maneira mista, existindo uma dependência entre o dígito 1 e o dígito 2, macro-família e sub-família, e independência entre os demais dígitos da cadeia que designa a família de peças. Isto permite estabelecer categorias de sub-famílias praticamente refinadas quanto à sua fabricação, utilizando as mesmas gamas de comprimentos máximo e diâmetros externos máximo, diferenciando-as apenas pela qualidade da precisão e acabamento superficial. A parte da cadeia que designa as informações de processos, mantém a independência entre seus dígitos componentes.

3.1 Macro-famílias

A figura 1 mostra que o conteúdo do dígito 1 correspondente aos tipos de macro-famílias contempladas pelo Sistema de Classificação e Codificação. Este dígito estabelece uma gama de peças rotacionais com as seguintes opções: 0 - eixos e fusos, 1 - engrenagens, 2 - polias, 3 - buchas e mancais, 4 - pistões, 5 - cilindros, 6 - rolos e colunas, 7 - discos e cames, 8 - tampas.

3.2 Sub-famílias

As classificações das sub-famílias de eixos, engrenagens, buchas de mancais, pistões, cilindros, foram obtidas segundo Hemus (1979) e French (1985).

matérias primas e aumento da satisfação de todas as pessoas ligadas ao processo produtivo pelo maior envolvimento com o trabalho realizado.

Tabela 1 - Aplicação da Tecnologia de Grupo.

Área de Projetos	redução no tempo de criação de novos projetos	24% a 75%
	redução de novos projetos ao ano	9.5% a 20%
	redução no número de peças projetadas desnecessariamente	24.4% a 80%
	redução no número de erros de projeto	30% a 50%
	redução do número de projetistas	10%
	redução no tempo de recuperação de projetos existentes	32.5% a 50%
Área de Planejamento de Processos	redução no tempo de elaboração de um novo processo	37.2% a 80%,
	redução de planejadores de processos	27% a 80%
	redução no número de processos	38.5% a 80%
	aumento no número de planos que refletem corretamente o método de manufatura	41.2% a 90%

Pode-se ainda otimizar o setor de planejamento e controle da produção através da redução do tempo de transporte, identificação das máquinas subutilizadas, identificação das máquinas gargalo, uso de máquinas universais e controle numérico e pela utilização do *layout* celular. Nos setores de controle de qualidade e projeto de ferramentas pode-se reduzir o tempo de inspeção através da implantação de rotinas de inspeção e o número de ferramentas e fixadores através da padronização destes elementos, Rembold (1985).

Pode-se citar como desvantagem desta filosofia a necessidade de mão-de-obra mais especializada. No *layout* em grupo, o operário deve comandar o manejo de mais de uma máquina CNC, exigindo um maior nível de conhecimento técnico e habilidade do mesmo.

Um problema que pode ocorrer dentro das células de fabricação é a má utilização de alguns equipamentos. Outro aspecto desfavorável é o custo de projeto e fabricação de dispositivos e ferramentas de grupo serem mais elevados, podendo onerar o custo final de produção de maneira significativa.

Finalmente, uma mudança de estrutura organizacional se faz necessária para realizar a nova forma de produção. Porém, as resistências à nova estrutura e a ausência do apoio necessário às transformações por parte dos administradores de nível médio podem obstruir e inviabilizar a implantação da Tecnologia de Grupo.

Neste trabalho é apresentado a Tecnologia de Grupo, mostrando sua contribuição em projetos de novas peças e a recuperação de projetos já executados, evitando-se reprojeto.

2. SISTEMA DE CLASSIFICAÇÃO E CODIFICAÇÃO

O "Sistema de Classificação e Codificação" foi elaborado respeitando as etapas de elaboração dos sistemas de classificação enumerados por Hyde (1981).

A implementação do módulo é feita com base na classificação citada no item 3. A figura 1 mostra a estrutura da "Cadeia Numérica de Codificação" proposta.

Os dígitos de 1 a 6 correspondem ao "Código de Família". Recebem esse nome por serem responsáveis pela formação das famílias de peças efetuada pelo Sistema de Classificação e Codificação.

Os dígitos de 7 a 11 correspondem à parte da cadeia de codificação designada de "Código Complementar". Recebem esse nome por complementarem as informações geométricas contidas no "Código de Família".

Freitas (1994) apresenta um trabalho mais detalhado da Cadeia Numérica de Codificação.

TECNOLOGIA DE GRUPO - UMA APLICAÇÃO EM PROJETO DE ENGRENAGENS AUXILIADO POR COMPUTADOR

Jorge Nei Brito

Paulo Henrique Fialho de Freitas

FUNREI - Fundação de Ensino Superior de São João del Rei, Praça Frei Orlando 170, Departamento de Mecânica, 36307-352, São João del Rei, MG, Brasil. brito@gelnet.com.br

Resumo

A Tecnologia de Grupo é uma filosofia de fabricação que busca identificar peças e produtos semelhantes na sua forma e ou processo. Através do seu uso é possível agrupá-los visando obter os benefícios desta similaridade tanto nas atividades de projeto quanto nas de manufatura. Neste trabalho é apresentado os princípios da Tecnologia de Grupo e sua aplicação ao projeto de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos, utilizando-se o programa *ENGRENA*.

Palavras Chaves: Tecnologia de Grupo, CAD, Engrenagens, *ENGRENA*.

1. INTRODUÇÃO

A Tecnologia de Grupo é uma filosofia de fabricação que busca identificar peças e produtos semelhantes na sua forma e ou processo de fabricação para agrupá-los em famílias de peças visando obter os benefícios desta similaridade tanto nas atividades de projeto quanto nas de manufatura, Groover (1984).

Para cada família de peças, o processamento de fabricação de cada membro é semelhante, utilizando as mesmas máquinas, as mesmas ferramentas, os mesmos dispositivos de fixação, a mesma metodologia de inspeção, enfim os mesmos procedimentos, Burbidge (1975). A aplicação da Tecnologia de Grupo nas atividades de projeto permite a recuperação e reutilização das informações contidas nos desenhos de uma família de peças para utilização no projeto de uma nova peça ou produto, através de pequenas alterações ou mesmo podendo utilizá-la sem alterações.

A agilização deste processo de recuperação de informações é feita através da utilização de um Sistema de Classificação e Codificação (SCC) que organiza as características de projeto tais como: forma externa, dimensões, materiais, máquinas, dispositivos necessários à fabricação, ferramentas para corte e outras necessárias ou disponíveis, em conjunto ou separadamente, dependendo da sua aplicação específica.

Em uma empresa típica, cuja produção de um novo produto ou peça custa entre US\$ 1,300.00 e 12,000.00, e que produz em média 2000 novos produtos ao ano, uma redução de apenas 10% no projeto de novas peças, através da utilização das já existentes, permite uma economia de US\$ 2,400,000. 00 ao ano, Hyer (1984).

Na Tabela 1 tem-se um resumo do trabalho de Hyer e Wemmerlöv (1988) sobre a aplicação da Tecnologia de Grupo na indústria americana.

Essa otimização é fruto da redução do número de peças semelhantes, eliminação de peças duplicadas, redução no tempo de projeto e desenho, facilidade de recuperação das informações.

Na área de compras, uma das empresas relatou que economizou US\$ 50,000.00 num ano, e outras três empresas relataram que economizaram 10% do total de custos com essa atividade, Hyer (1989). Essa economia de recursos foi obtida pela redução da gama de peças e materiais em bruto, melhoria da tomada de decisão entre comprar ou fazer, padronização de

DETERMINAÇÃO DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA: COMPARAÇÃO ENTRE ENSAIOS EXPERIMENTAIS E SIMULAÇÕES ESTATÍSTICAS

Ernani Sales Palma

PUC.Minas, Dep. Eng. Mec., Belo Horizonte, MG, Brasil. E-Mail: palma@pucminas.br

Tanius Rodrigues Mansur

João Mário Andrade Pinto

CNEN/CDTN, B. Horizonte, MG, Brasil. E-Mail: tanius@urano.cdtm.br, jmap@urano.cdtm.br

Enrico A. Colosimo

Bruno Ramos Netto

UFMG, Dep. Estatística, B.H., MG, Brasil. E-Mail: enrico@est.ufmg.br, bruno@est.ufmg.br

Resumo

A resistência à fadiga de um aço foi determinada experimentalmente e através da utilização de simulações numéricas. A simulação foi baseada em parâmetros de distribuição de vida, considerando-se um modelo Log-normal. Os resultados experimentais obtidos são bastante próximos daqueles obtidos através da simulação.

Palavras chaves: Fadiga, Simulação, Resistência à fadiga, Dano por fadiga

1. INTRODUÇÃO

Existem vários tipos distintos de métodos experimentais para determinação de propriedades mecânicas de componentes mecânicos sujeitos a esforços cíclicos [Collins, 1993, Bannantine et al, 1990]. A seleção de um ou outro método depende do objetivo que se quer atingir. Pode-se por exemplo determinar a distribuição de vida para um nível constante de tensão alternada e/ou a distribuição de resistência para uma vida constante. Dentre estas propriedades e/ou parâmetros, o limite de resistência à fadiga (S_e) é uma das informações essenciais para o dimensionamento correto de elementos de máquinas [Fatemi and Yang, 1998].

Um dos ensaios experimentais mais utilizado para a determinação do valor médio do limite de resistência à fadiga de um componente mecânico e sua dispersão é o método do "*Up-and-Down*" ou "*staircase*" [Collins, 1993]. Neste método, um grupo de no mínimo 15 corpos-de-provas é selecionado para determinar o limite de resistência à fadiga para uma vida pré-determinada. O primeiro corpo-de-prova é ensaiado com uma tensão superior à resistência esperada, até que ele falhe ou atinja a vida pré-determinada (aqui chamado de censura). Se o corpo-de-prova falhar antes de se atingir a vida de interesse, a tensão é diminuída de um gradiente pré-selecionado e o segundo corpo-de-prova é ensaiado nesta nova tensão. Caso

contrário, ou seja, se o corpo-de-prova atinge a vida de interesse sem ocorrência de falha (censura), a tensão é elevada do gradiente pré-selecionado e o segundo corpo-de-prova é ensaiado nesta nova e mais elevada tensão. Os ensaios seguintes seguem esta metodologia, onde cada corpo-de-prova é submetido a tensões inferiores ou superiores ao seu predecessor, conforme tenha havido ou não a falha.

Devido ao tempo necessário e aos custos envolvidos, tem-se procurado cada vez mais realizar simulações numéricas que consigam oferecer resultados próximos aos obtidos experimentalmente, aumentando sua confiabilidade. Além disto, estas simulações têm a função de reduzir custos, já que os tempos e equipamentos necessários para sua realização são menores que aqueles necessários aos ensaios experimentais. Assim, o objetivo deste artigo é mostrar uma comparação entre os resultados do limite de resistência à fadiga obtidos experimentalmente e através de simulação de um aço de larga utilização em construção mecânica.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material utilizado na fabricação dos corpos-de-prova foi o aço ASTM 8620, com $\sigma_{0,2} = 370$ MPa e limite de resistência à tração $\sigma_R = 432$ MPa. Os corpos-de-prova, cujo desenho esquemático está mostrado na figura 1, foram fabricados com rugosidade superficial $R_A = 0,020 \pm 0,005$ μm .

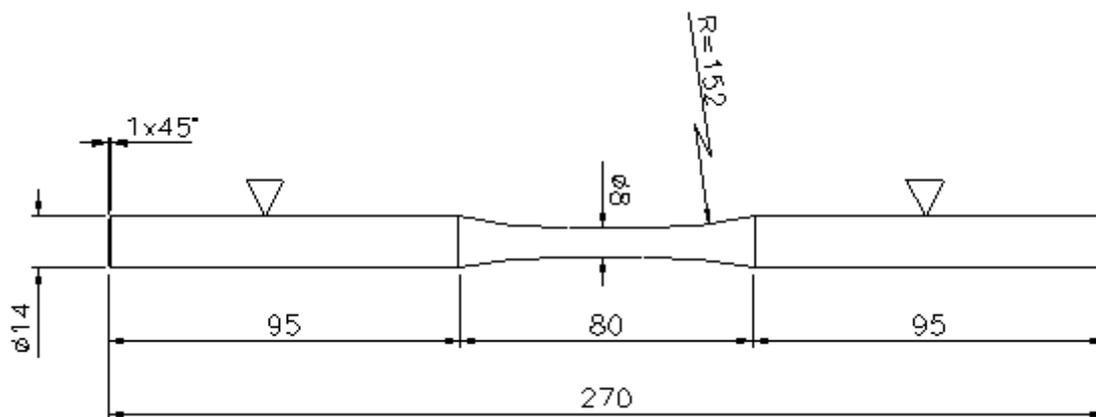


Figura 1. Corpos-de-Prova e respectivas dimensões (em mm)

Os ensaios de fadiga foram realizados em uma máquina de fadiga por flexo-rotação com uma rotação de 3500 rpm e tensão média nula todos os ensaios foram realizados à temperatura ambiente (24°C).

2.1 Ensaio experimental de "up-and-down"

O procedimento para este ensaio está detalhado em [Collins, 1993]:

1. Estimar o limite de resistência à fadiga S_e .
2. Estimar o gradiente (d) para se elevar ou diminuir as tensões.
3. O primeiro ensaio deve ser realizado com uma tensão inicial superior ao S_e . Os ensaios posteriores devem seguir o esquema explicado anteriormente, até que se atinja 15 ou mais corpos-de-provas.
4. Após o término dos ensaios, deve-se determinar o número do evento menos freqüente (N): se a falha ou censura.

O limite de resistência à fadiga S_e pode ser determinado pela Equação (1).

$$S_e = S_o + d \left[\frac{A}{N} \pm \frac{1}{2} \right] \quad (1)$$

onde S_o é o valor da menor tensão onde o evento menos freqüente ocorreu, d é o gradiente de de tensões, N é o número total do evento menos freqüente e A é um parâmetro definido em [Collins, 1993]. O sinal (+) na equação (1) é usado quando o evento menos freqüente é a censura e o sinal (-) na equação (1) é usado quando o evento menos freqüente é a falha.

O desvio padrão experimental (S) pode ser estimado através das equações 2a e 2b.

$$S = 1,62d \left[\frac{NB - A^2}{N^2} + 0,29 \right] \quad \text{se} \quad \frac{NB - A^2}{N^2} \geq 0,3 \quad (2a)$$

$$S = 0,53d \quad \text{se} \quad \frac{NB - A^2}{N^2} < 0,3 \quad (2b)$$

onde B é um parâmetro definido em [Collins, 1993].

2.2 Simulação numérica do ensaio "Up-and-Down"

A simulação numérica dos ensaios "Up-and-Down" foram realizadas utilizando-se os resultados obtidos na determinação das curvas S-N-P. Baseando-se nestes dados e levando-se em consideração que a vida infinita corresponde a 2×10^6 ciclos (aqui designado de censura), utilizou-se o programa MINITAB 12, em teste de vida acelerada, para determinar os parâmetros da distribuição log-normal e para verificar se esta distribuição representa adequadamente os resultados obtidos. Para modelar matematicamente a distribuição de vida, aplicou-se um modelo de regressão nos dados experimentais conforme mostra a equação (3) [Freitas e Colosimo, 1997]:

$$Y = \ln(T) = \beta_0 + \beta_1 x + \Gamma \varepsilon \quad (3)$$

onde T representa o tempo de falha $\beta_0 = \ln(A)$ e $\beta_1 = w$, onde (A) e (w) são parâmetros característicos do tipo de material utilizado, método de ensaio, geometria e fabricação dos corpos-de-prova, Γ é o parâmetro de escala, o qual corresponde ao desvio padrão, constante para todos os níveis de tensão e ε tem uma distribuição que independente da variável x .

A Eq. (3) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$Y = \mu(x) + \Gamma \varepsilon \quad (4)$$

onde:

$$\mu(x) = \beta_0 + \beta_1 x \quad (5)$$

$\mu(x)$ é o parâmetro de locação da distribuição Y . Na equação (4) x representa o nível de tensão para μ .

Quando existe censura, ou seja, em ensaios nos quais existem corpos-de-prova que não atingem a falha, o modelo da potência inversa Log-normal é adequado. Pode-se definir a função confiabilidade deste modelo através da equação (6).

$$\phi = \Phi^{-1}[R(t)] = -\frac{\ln(t) - \beta_0 - \beta_1 x}{\Gamma} \quad (6)$$

A partir da função de confiabilidade pode-se calcular o valor de (x) através da equação (7).

$$x = \frac{1}{\beta_1} [\Phi^{-1}\Gamma + \ln(t) - \beta_0] \quad (7)$$

Os parâmetros β_0 , β_1 e Γ devem ser calculados usando-se as equações (3) a (5) e $t = 2 \times 10^6$. O parâmetro Φ^{-1} é obtido em tabelas de distribuição normal [Freitas e Colosimo, 1997].

Foram selecionados três níveis de (x) para simular o "Up-and-Down", correspondendo aos níveis de confiabilidade de 10%, 50% e 90%.

3. RESULTADOS

Para servir de base aos ensaios experimentais, o limite de resistência à fadiga foi calculado inicialmente de maneira empírica. Sabe-se que S_e pode ser determinado a partir do limite de resistência à tração dos aços [Bannantine, 1990], considerando-se os fatores de modificação, como mostra a equação (8).

$$S_e = \frac{\sigma_r}{2} C_L C_G C_S C_T C_R \quad (8)$$

onde $C_L = 1$ para flexão (Fator de carga); $C_G = 1$ para diâmetro do corpo-de-prova de 8 mm (Fator de tamanho); $C_S = 0,85$ (Fator de acabamento superficial); $C_T = 1$ para temperatura ambiente (Fator de temperatura) e C_R é o fator de correção para confiabilidade. $C_R = 1$ para 50% de confiabilidade e $C_R = 0,897$ para 90% de confiabilidade. Utilizando-se estes parâmetros determinou-se que $S_E = 183,6$ MPa para 50% de confiabilidade e $S_E = 174,4$ MPa para 90% de confiabilidade.

3.1 Resultados experimentais

A figura 2 mostra os resultados dos ensaios experimentais de "Up-and-Down". O ensaio foi iniciado com uma tensão igual a 285 MPa, bastante superior ao limite de resistência à fadiga esperado. O gradiente foi estimado em d igual a 20 MPa. Utilizando-se as equações (1), (2a) e (2b), cuja seqüência detalhada de cálculos está mostrado em [Collins, 1993] obteve-se o valor de $S_e = 194 \pm 5$ MPa para uma confiabilidade de 50%.

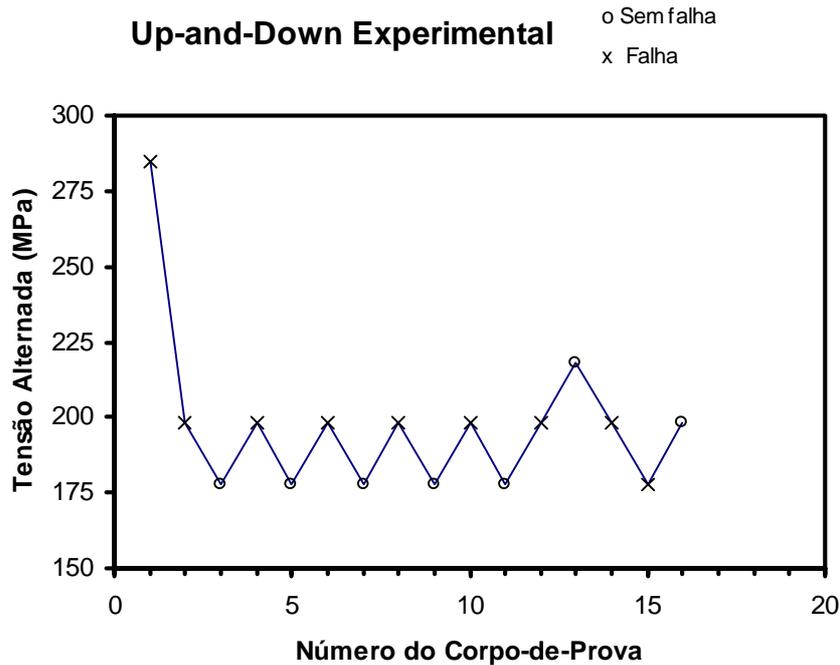


Figura 2. Ensaio experimental de "Up-and-Down"

3.2 Resultados da simulação

Baseando-se na distribuição de vida obtida experimentalmente nas curvas S-N-P, onde foram selecionados os valores correspondentes à confiabilidades de 10, 50 e 90%, foram calculados os parâmetros da distribuição log-normal. A tabela 1 mostra os valores obtidos.

Tabela 1. Parâmetros de simulação "Up-and-Down"

Valor (%)	Φ^{-1}	x (MPa)	$\mu(x)$	Γ
10	-1,28	219	13,4443	0,8817
50	0,00	197	14,5638	0,8817
90	1,28	175	15,6833	0,8817

Para iniciar a simulação do "Up-and-Down" foi selecionado uma tensão inicial igual a 230 MPa. Utilizando-se as equações (3) a (7) obteve-se os seguintes parâmetros da distribuição log-normal para este valor de tensão: $\mu(x) = 12,8845$ e $\Gamma = 0,8817$. Através da utilização do "software" MINITAB 12 foram realizadas 5 simulações dos ensaios "Up-and-Down". A figura 3 mostra o resultado de uma destas simulações. Nesta simulação foi encontrado um valor de $S_e = 205 \pm 8$ MPa para 50% de confiabilidade.

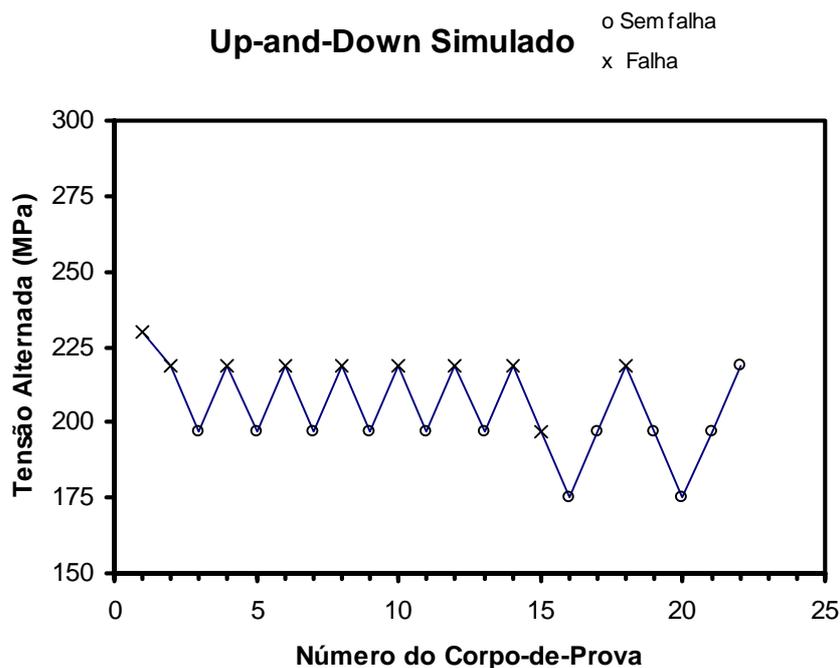


Figura 3. Simulação do ensaio "Up-and-Down"

A tabela 2 mostra os resultados de todas as cinco simulações realizadas. Encontrou-se um valor médio de $S_e = 197 \pm 9$ MPa, o qual foi determinado usando-se a mesma metodologia do item anterior.

Tabela 2. Resultados das simulações realizadas

Simulação	1	2	3	4	5
S_e (MPa)	193 ± 9	205 ± 12	198 ± 9	205 ± 8	186 ± 9

4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A tabela 3 mostra uma comparação dos resultados obtidos para o Limite de Resistência à fadiga, com 50% de confiabilidade, para as três maneiras distintas de determiná-los. Observa-se que os valores obtidos experimentalmente são bastante próximos daqueles obtidos através da simulação numérica. O valor da resistência à fadiga obtido empiricamente apresenta valores abaixo dos demais. Isto é explicado pelo fato de se utilizar fatores de correção aproximados e geralmente super dimensionados.

Tabela 3. Comparação entre os valores de S_e

Método	Empírico	Experimental	Simulação
S_e (MPa)	183,6	$194,5 \pm 5$	$197,9 \pm 9$

Deve ser ressaltado que esta simulação tem como objetivo apenas de otimizar os ensaios experimentais de determinação do limite de resistência à fadiga. Para que a simulação seja

eficiente, os seus parâmetros de distribuição devem ser calculados a partir de dados experimentais de curvas S-N-P. Estas curvas, em conjunto com a simulação, têm condições de fornecer os limites de resistência à fadiga para qualquer vida de interesse prático, com economia de tempo e de corpos-de-prova.

5. CONCLUSÕES

Os resultados mostram que pode-se obter ótimos resultados, quando se utiliza a simulação numérica dos ensaios "*Up-and-Down*", para a determinação do limite de resistência à fadiga de aços. Para que esta simulação seja eficiente, entretanto, é necessário que existam dados experimentais preliminares de distribuição da vida para a determinação da função distribuição.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bannantine, J.A. et al, 1990 "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis:", Ed. Prentice Hall, New Jersey, USA.
- Collins, J.A., 1993, "Failure of Materials in Mechanical Design", Ed. John Wiley & sons, New York, USA, pp. 383-388.
- Fatemi, A. and Yang, L., 1998, Cumulative Fatigue Damage and Life Prediction Theories: A survey of the State of the Art for homogeneous Materials", Int. J. of Fatigue, Vol. 20, N° 1, pp. 9-34.
- Freitas, M.A. e Colosimo, E.A., 1997, "Confiabilidade: Análise de Tempo de Falha e Testes de vida Acelerados", Ed. Fundação Christiano Ottoni, pp 177-226.

OTIMIZAÇÃO DO CÁLCULO DE VARIÁVEIS NO PROCESSO MIG PULSADO

Louriel Oliveira Vilarinho

Sezimária F. P. Saramago

Paulo S. S. Bálsamo

Américo Scotti

Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil, E-mail: *saramago@ufu.br*

Resumo

O objetivo deste trabalho é validar o algoritmo de seleção de variáveis do processo pulsado, proposto por Bálsamo et al (1999). Para esta finalidade, os resultados obtidos pelo mesmo são comparados com os calculados através de um programa de otimização seqüencial utilizando o pacote comercial DOT. Assim, implementou-se as equações propostas por Bálsamo em linguagem Fortran, simulando, através de um Projeto Fatorial Completo, algumas possibilidades: o tipo de eletrodo (alumínio ou aço inoxidável), a forma de onda retangular ou trapezoidal para a corrente e alguns métodos de otimização seqüenciais. Os resultados foram obtidos através da minimização de uma função objetivo que relaciona o diâmetro da gota com o diâmetro do eletrodo, trabalhando com as variáveis de projeto: corrente de base, tempo de base, diâmetro da gota e velocidade de alimentação. O programa desenvolvido por Bálsamo et al (1999) é uma nova concepção para comando sinérgico baseada em modelos não lineares. Para efeitos práticos, representa uma importante contribuição, uma vez que possibilita o controle em tempo real de uma fonte de soldagem. Desta forma, justifica-se a necessidade de validação do processo através da utilização de métodos clássicos de otimização.

Palavras-chave: Otimização, Soldagem, MIG Pulsado, Comando Sinérgico

1. INTRODUÇÃO

O processo MIG pulsado vem ganhando cada vez mais espaço dentro da soldagem MIG/MAG, por superar suas limitações quanto ao controle da transferência metálica (Nixon & Norrish, 1988). Entretanto, juntamente com as vantagens deste processo, vieram também as dificuldades no ajuste de suas variáveis. A correta seleção destas variáveis deve respeitar duas premissas importantes. A primeira premissa deve-se ao fato da estabilidade do arco demandar uma única gota se transferindo ao fim de cada pulso, também conhecida como UGPP (uma gota por pulso). A outra premissa, correntemente citada na literatura (Rajasekaran et al, 1998 e Nixon & Norrish, 1988), refere-se à necessidade da gota possuir o diâmetro igual ao do eletrodo. Entretanto, para outros autores (Subramaniam et al, 1998 e Alcan, 1993), o diâmetro da gota, representado por seu volume, pode variar dentro de uma determinada faixa. Deve-se tomar cuidado apenas para não se ter um diâmetro (volume) muito grande, o que implicaria numa transferência globular ou mesmo num curto-circuito.

Devido à grande complexidade em se ajustar todas as variáveis do processo, que de uma forma geral são interdependentes e que devem respeitar estas duas premissas principais, surgiu o chamado comando sinérgico, como uma metodologia para selecionar as variáveis do processo pulsado. Comando sinérgico é definido em soldagem como "*qualquer sistema*

(malha aberta ou fechada) pelo qual um parâmetro de pulso é modificado de tal forma que uma condição de equilíbrio (UGPP) é mantida sobre uma faixa de velocidade de alimentação do arame (ou níveis de corrente média)” (Nixon & Norrish, 1988).

Os comandos sinérgicos comercialmente utilizados baseiam-se em modelos lineares entre a velocidade de alimentação e a corrente média e na suposição de que os parâmetros de base não influenciam a transferência. A partir de determinadas constantes obtidas experimentalmente, o comando sinérgico calcula, por meio de algoritmos, as variáveis do processo. Entretanto, normalmente, se faz necessário um ajuste fino na velocidade de alimentação, pois como o modelo é simplificado, não se consegue calcular os parâmetros de pulso para conseguir um comprimento de arco desejado. Além de adotar um modelo linear para expressar a relação entre a corrente média e a velocidade de alimentação, os comandos sinérgicos comerciais não levam em conta o formato real da onda de corrente obtida, assumindo um modelo perfeitamente retangular.

Frente à dificuldade de ajuste das variáveis do processo MIG pulsado e das limitações dos comandos sinérgicos comerciais, propõe-se, neste trabalho, otimizar o cálculo (seleção) das variáveis do processo através de modelos mais realistas (não lineares) de forma a se conseguir satisfazer às duas principais premissas do processo, e comparar o resultado final (ótimo obtido) com o resultado obtido pelo algoritmo proposto por Bálamo et al (1999), de forma a validá-lo. Para esta finalidade, os resultados obtidos pelo mesmo são comparados com os calculados através de um programa de otimização seqüencial utilizando o pacote comercial DOT (Vanderplaats, 1984). Assim, implementou-se as equações propostas por Bálamo em linguagem Fortran, simulando, através de um Projeto Fatorial Completo, algumas possibilidades: o tipo de eletrodo (alumínio ou aço inoxidável), a forma de onda retangular ou trapezoidal para a corrente e alguns métodos de otimização seqüenciais. Os resultados foram obtidos através da minimização de uma função objetivo que relaciona o diâmetro da gota com o diâmetro do eletrodo, trabalhando com as variáveis de projeto: corrente de base, tempo de base, diâmetro da gota e velocidade de alimentação. O programa desenvolvido por Bálamo et al (1999) é uma nova concepção para comando sinérgico baseada nos modelos não lineares. Para efeitos práticos, representa uma importante contribuição, uma vez que possibilita o controle em tempo real de uma fonte de soldagem. Desta forma, justifica-se a necessidade de validação do processo através da utilização de métodos clássicos de otimização.

2. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

De acordo com a primeira premissa, para a correta seleção das variáveis do processo, a estabilidade do arco demanda uma única gota se transferindo ao fim de cada pulso (UGPP - uma gota por pulso), como mostrado esquematicamente na Figura 1. Nesta figura, também é mostrada a forma de onda da corrente e suas componentes de pico (I_p e t_p) e de base (I_b e t_b), cujo modelo matemático é expresso pelas Equações 1 e 2. Nesta premissa, a transferência deve ocorrer ao fim do pulso independente de I_b e t_b , ou seja, ignora-se o efeito dos parâmetros de base, cuja função é manter o arco aceso, promover o aquecimento do eletrodo e promover a limpeza catódica (Nixon & Norrish, 1988), como comprovado por Vilarinho & Scotti (1999).

$$I_m = \frac{I_p t_p + I_b t_b}{T} \quad (1)$$

$$T = t_b + t_p, \quad (2)$$

onde, I_m é a corrente média [A]; T é o período de pulsação [s]; I_p é a corrente de pico [A]; t_p é o tempo de pico [s]; I_b é a corrente de base [A]; t_b é o tempo de base [s].

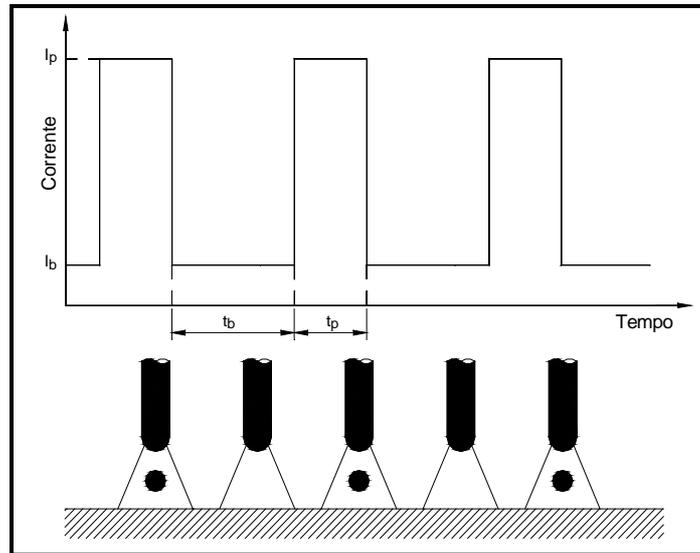


Figura 1. Transferência pulsada (Nixon & Norrish, 1988).

O modelo matemático para a segunda premissa, conforme Figura 2, é obtido através da suposição de igualdade entre o volume da gota de metal fundente e da ponta parcialmente fundida do eletrodo:

$$d_g = \sqrt[3]{1,5 (t_p + t_b) d_e^2 V_{alim}} , \quad (3)$$

onde, d_g é o diâmetro da gota [mm]; d_e é o diâmetro do eletrodo [mm]; V_{alim} é a velocidade de alimentação [mm/s].

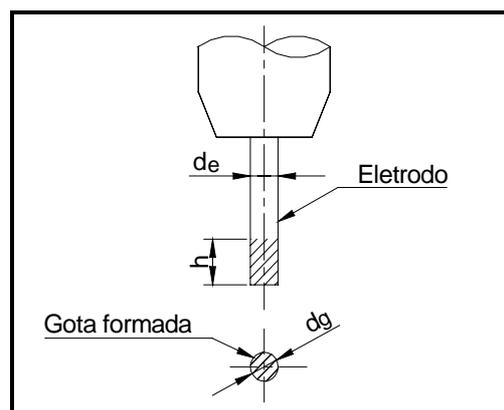


Figura 2. Modelo para a relação entre o volume da gota e da ponta fundida do arame.

Os comandos sinérgicos comerciais, além de adotarem um modelo linear para expressar a relação entre a corrente média e a velocidade de alimentação, não levam em conta o formato real da onda de corrente obtida, assumindo um modelo perfeitamente retangular como mostrado na Figura 1. Bálamo et al (1999) demonstraram que o modelo que melhor expressa a forma de onda da corrente é o modelo trapezoidal mostrado na Figura 3. Neste modelo, a corrente média passa a ser representada pela Equação 4.

$$I_m = \frac{\frac{t_1(I_p - I_b)}{2} + t_2(I_p - I_b) + \frac{t_3(I_p - I_b)}{2} + I_b(t_p + t_b)}{(t_p + t_b)}, \quad (4)$$

onde, t_1 , t_2 e t_3 estão definidos na Figura 3 e valem $t_1 = 0.05t_p$; $t_2 = t_p - t_1$; $t_3 = t_1$, como proposto por Bálamo et al (1999).

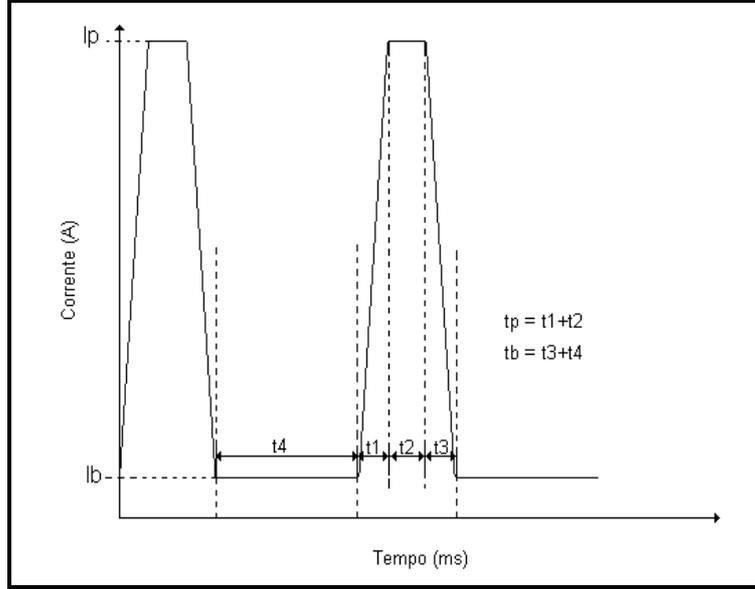


Figura 3. Modelo trapezoidal para a onda de corrente pulsada (Bálamo et al, 1999).

Os principais modelos existentes para representar a relação entre a velocidade de alimentação e a corrente média e que não são lineares estão representados nas Equações 5 e 6, demonstradas por Bálamo et al (1999) e que correspondem, respectivamente, ao formato de onda perfeitamente retangular e trapezoidal.

$$V_{alim_retangular} = \alpha I_m + \frac{\beta \ell (I_p^2 t_p + I_b^2 t_b)}{(t_p + t_b)}. \quad (5)$$

$$V_{alim_trapezoidal} = \alpha I_m + \beta \ell \left\{ I_m^2 + \frac{(I_p - I_b)^2 t_p t_b}{(t_p + t_b)^2} - \frac{(I_p - I_b)^3}{3(t_p + t_b) S_1} \right\}, \quad (6)$$

onde, I_m é a corrente média [A]; α e β são constantes experimentais; ℓ é o comprimento do eletrodo [mm]; S_1 é uma constante que depende da dinâmica da fonte [A/s].

3. METODOLOGIA E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Para se conseguir a primeira premissa do processo pulsado, basta obter I_p e t_p experimentalmente para uma dada condição de UGPP e mantê-los fixos. Para conseguir a segunda premissa, definir-se-á a função objetivo a ser minimizada como mostrado na Equação 7, onde o seu mínimo global é zero, obtido quando o diâmetro da gota for igual ao diâmetro do eletrodo.

$$F = \left(\frac{d_g}{d_e} - 1 \right)^2. \quad (7)$$

A estratégia a ser seguida para o cálculo da função objetivo é mostrada no fluxograma da Figura 4 e baseia-se nos modelos apresentados anteriormente. Neste cálculo, existem quatro restrições laterais. A primeira refere-se ao fato de que I_b deve possuir um valor mínimo, o que é necessário para manter o arco aceso. Adotou-se 20 A com base em resultados experimentais (Vilarinho & Scotti, 1999). Entretanto, este valor varia em função do material e do diâmetro do eletrodo. I_b deve, ainda, possuir um valor máximo que é igual a corrente de pico, pois, caso contrário, deixa de ser base e passa a ser pico:

$$20 \leq I_b \leq I_p. \quad (8)$$

O tempo de base deve ser maior que o de pico, de tal forma reduzir ao máximo a energia do processo, mas deve ser inferior a $30,0 \cdot 10^{-3} s$, pois acima deste valor pode causar a fadiga visual e mesmo epilepsia em indivíduos susceptíveis (Nixon & Norrish, 1988), assim:

$$t_p \leq t_b \leq 0,030. \quad (9)$$

A velocidade de alimentação deve ser maior que zero, mas menor que 250 mm/s, o que é um valor prático, ou seja:

$$0 \leq V_{alim} \leq 250. \quad (10)$$

O diâmetro da gota deve ser maior que zero e menor que duas vezes o diâmetro do eletrodo. Este valor foi assumido levando-se em conta que o diâmetro da gota deve ser o mais próximo do eletrodo:

$$0 \leq d_g \leq 2 d_e. \quad (11)$$

Para assegurar que o valor calculado para a corrente de base (I_b) obedeça o mínimo estipulado pela restrição lateral (20 A), inclui-se a seguinte restrição de desigualdade:

$$I_b - 20 \geq 0. \quad (12)$$

Para implementação deste problema, utilizou-se o programa comercial DOT (Vanderplaats, 1984), cuja linguagem é o Fortran. Sendo o vetor das variáveis de projeto definido por $X = [I_b, t_b, V_{alim}, d_g]$. A estimativa inicial (X^0) foi escolhida por experiência prática e definida como $X^0 = [50 A ; 0,010 s ; 80 mm/s ; 1,0 mm$ (alumínio) ou $1,2 mm$ (aço inoxidável)].

O planejamento das simulações a serem executadas foi realizado obedecendo uma matriz de Planejamento Fatorial Completo, considerando-se três variáveis em dois níveis: dois materiais a serem estudados (ER 4043 - 1,0 mm e ER 308LSi - 1,2 mm); dois modelos para a velocidade de alimentação (retangular e trapezoidal); dois métodos de otimização com restrição: um direto (Método das Direções Viáveis - MDV) e um indireto (Método do Multiplicador de Lagrange Aumentado - MMLA).

Utilizando-se estas três variáveis em dois níveis, obteve-se oito simulações computacionais a serem realizadas, como mostrado na Tabela 1.

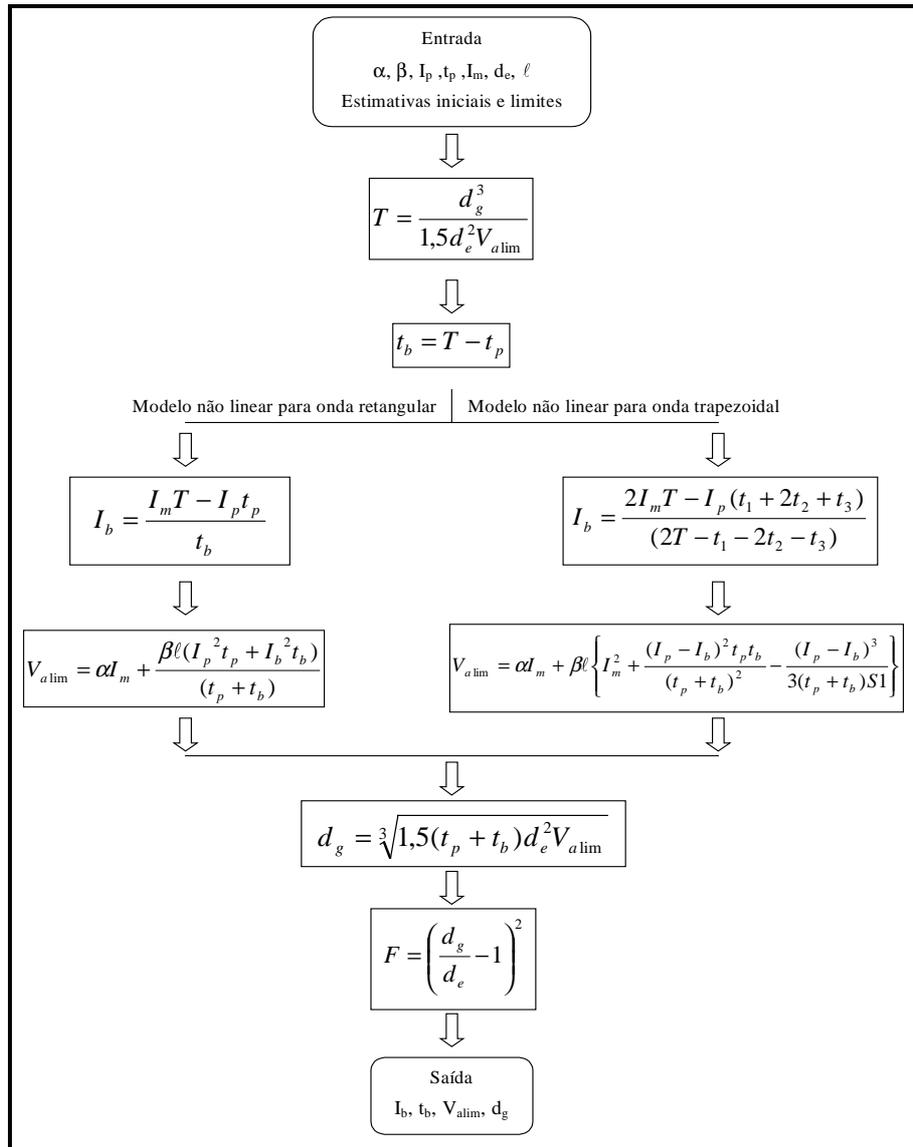


Figura 4. Fluxograma para cálculos das variáveis e da função objetivo.

Tabela 1. Simulações propostas.

Simulação	Material	Modelo	Método
1	Alumínio	Retangular	MDV
2			MMLA
3		Trapezoidal	MDV
4			MMLA
5	Aço Inoxidável	Retangular	MDV
6			MMLA
7		Trapezoidal	MDV
8			MMLA

Os dados experimentais de entrada do programa foram obtidos nos trabalhos de Bálamo & Scotti (1999) e Vilarinho & Scotti (1999), sendo mostrados na Tabela 2.

Tabela 2. Valores experimentais para implementação do programa.

Material (eletrodo)	α [mm.s ⁻¹ .A ⁻¹]	β [A ⁻² .s ⁻¹]	ℓ [mm]	I_p [A]	t_p [10 ⁻³ s]	I_m ^{III} [A]	d_e [mm]
Alumínio (ER 4043) ^I	1,11.10 ⁻⁴	2,97.10 ⁻⁵	10	198	2,25	40	1,0
Aço inoxidável (ER 308LSi) ^{II}	0,3497	7,80.10 ⁻⁵	15	285	5,63	80	1,2

^I Valores experimentais retirados do trabalho de Vilarinho & Scotti (1999).

^{II} Valores experimentais retirados do trabalho de Bálamo & Scotti (1999).

^{III} Valores mais críticos para o cálculo das variáveis do processo pelo algoritmo de Bálamo et al (1999).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos com as oito simulações são mostrados na Tabela 3, onde são apresentados os valores calculados de I_b , t_b , V_{alim} e d_g , bem como o valor final e o número de avaliações da função objetivo. Na última coluna desta tabela é mostrada a corrente média obtida através da utilização da Equação 1.

Em relação a escolha do método de otimização a ser empregado, a princípio, tanto o MDV, quanto o MMLA podem ser utilizados, pois os valores encontrados foram muito próximos e as diferenças obtidas não são possíveis de serem ajustadas manualmente numa fonte de soldagem. Quanto ao número de avaliações da função objetivo, o MMLA necessitou de um menor número de chamadas, o que representa uma grande vantagem para sua utilização. Contudo, pela simulação 8, tem-se que o mínimo obtido não conduz ao valor da corrente média de entrada (80 A). Assim, o Método das Direções Viáveis (MDV) é o que deve ser utilizado para a solução deste problema.

Tabela 3. Resultados obtidos a partir das simulações efetuadas.

Simul.	I_b [A]	t_b [10 ⁻³ s]	V_{alim} [mm/s]	d_g [mm]	Função objetivo	Avaliações da função	I_m [A]
1	19,9976	17,7728	45,8138	1,11225	1,26011E-02	63	40,00
2	20,0000	17,7743	45,8134	1,11230	1,26091E-02	46	40,00
3	19,9977	17,7730	45,7962	1,11211	1,25697E-02	89	40,00
4	20,0000	17,7750	45,7961	1,11215	1,25779E-02	42	40,00
5	19,9974	19,2350	49,8556	1,38863	2,47081E-02	49	80,00
6	20,0000	19,2343	49,8541	1,38865	2,47074E-02	66	80,00
7	20,0003	19,2359	49,5449	1,38575	2,39609E-02	46	80,00
8	20,0000	12,0045	57,9593	1,30211	7,24015E-03	26	104,60

Com relação às diferenças entre os dois modelos apresentados para forma da onda, estas se mostraram muito pequenas. Como o modelo retangular necessita de um menor número de operações matemáticas, o que demanda um menor tempo computacional, este é o que deverá ser empregado. Esta igualdade entre os modelos deve-se às peculiaridades das constantes experimentais envolvidas, já que o eletrodo de alumínio apresenta baixa resistividade elétrica e o eletrodo de aço inoxidável apresenta um diâmetro relativamente grande, o que torna o valor da constante β (Equações 5 e 6) insignificante frente à constante α . Assim, os dois modelos aproximam-se bastante.

Os valores obtidos a partir das simulações efetuadas foram comparados com os resultados advindos do programa desenvolvido por Bálamo et al (1999), mostrados na Tabela 4, que é

uma nova concepção para comando sinérgico baseada nos modelos não lineares apresentados. Como os valores encontrados foram praticamente os mesmos, as simulações realizadas, num programa comercial como o DOT, serviram para comprovar o programa construído. Para efeitos práticos, o programa de Bálamo et al é o que deve ser utilizado, por possibilitar o controle em tempo real de uma fonte de soldagem.

Tabela 4. Resultados obtidos pelo programa de Bálamo et al (1999).

Material	I_m [A]	Modelo	I_b [A]	t_b [10^{-3} s]	d_g [mm]	V_{alim} [mm/s]
Alumínio ER 4043 - 1,0 mm	40	Retangular	20,000	17,775	1,1123	45,817
		Trapezoidal	20,000	17,775	1,1122	45,800
Aço Inoxidável ER 408LSi - 1,2 mm	80	Retangular	20,000	19,236	1,3886	49,855
		Trapezoidal	20,000	19,236	1,3858	49,545

5. CONCLUSÕES

Pelos resultados obtidos neste trabalho, pode-se concluir que o algoritmo proposto por Bálamo et al (1999) é válido para cálculo das variáveis do processo MIG pulsado. Além disso, o modelo retangular para a forma da onda é o que deve ser utilizado no lugar do modelo trapezoidal, para os eletrodos estudados. O programa comercial DOT encontrou o ótimo respeitando as restrições impostas e o Método das Direções Viáveis (MDV) é o mais adequado para a aplicação neste tipo de problema. A imposição de uma restrição de desigualdade para a corrente de base mostrou-se eficiente para modelar o problema, fazendo com que as restrições laterais fossem totalmente obedecidas.

O método de otimização seqüencial validou os resultados obtidos através do algoritmo de seleção de variáveis do processo pulsado, proposto por Bálamo et al (1999).

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alcan, 1993, “Manual de Soldagem”, 1ª edição, São Paulo, 133p.
- Balsamo, P.S.S. e Scotti, A., 1999, “Implementação de um Sistema Sinérgico Não Linear na Soldagem de Aço Inoxidável Através do MIG-Pulsado”, III Seminário do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, pp. 205-210.
- Balsamo, P.S.S., Vilarinho, L. O. e Scotti, A., 1999, “Proposta de uma nova Concepção Sinérgica para Soldagem MIG Pulsado de Aço Inoxidável”, VI Seminário Brasileiro do Aço Inoxidável, São Paulo, pp. 135-151.
- Nixon, J.H. e Norrish, J., 1988, “Determination of Pulsed MIG Process Parameters”, Welding and Metal Fabrication, pp. 1-20.
- Rajasekaran, et al, 1998, “Droplet Detachment and Plate Fusion Characteristics in Pulsed Current GMAW”, Welding Journal, June, pp. 254-s-269-s.
- Subramaniam, S. et al, 1998, “Droplet Transfer in Pulsed Gas Metal Arc Welding of Aluminum”, Welding Journal, November, pp. 458s-464s.
- Vanderplaats, G. N., 1984, “Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications”, McGraw Hill, 333p.
- Vilarinho, L. O. e Scotti, A., 1999, “Avaliação de Comandos Sinérgicos para a Soldagem MIG Pulsado de Alumínio”, III Seminário do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, pp. 82-87.

PROJETO DE UMA MÁQUINA E ESTUDO DE MOLDES DE INJEÇÃO DE PÓS METÁLICOS

Aparecido Carlos Gonçalves

UNESP - Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica.
Avenida Brasil, 56, Ilha Solteira, 15.385-000, SP. E-mail: cido@dem.feis.unesp.br

Resumo

A exigência de materiais de alto desempenho que tem que suportar condições de serviço severas a um custo razoável tem obrigado a metalurgia do pó a se aperfeiçoar constantemente. A mais recente e mais importante inovação na área, é o processo de injeção de pós. Mesmo nos países onde o desenvolvimento deste processo está mais adiantado, ainda estão sendo feitos estudos básicos tais como a influência dos pós em termos de formas, tamanhos, distribuição e asperas na qualidade do produto injetado; a avaliação dos componentes aglutinantes (ácido esteárico, polipropileno, poliestireno, cera de carnaúba, cera de parafina, óleo de amendoim, etc) no processo de injeção e desaglutinação; e a análise das rampas de desaglutinação para determinados V.O.(veículo orgânico). Este artigo trata do projeto de uma injetora a baixa pressão e do estudo de moldes.

Palavras-chave: Projeto de Máquinas, Injetoras, Projetos de Moldes.

1. INTRODUÇÃO

A metalurgia do pó é uma técnica de processamento usada para consolidar materiais particulados, sejam eles metais e/ou não metais, em formas discretas. Materiais compostos complexos de fases metálicas e não metálicas estão também sendo projetados e fabricados por esta técnica em quantidades cada vez maiores [White (1995)].

Pode-se observar a versatilidade da técnica da metalurgia do pó nas peças fabricadas por este processo em vários segmentos da indústria automobilística, de informática e aeroespacial e em materiais eletro-eletrônicos, eletrodomésticos, máquinas e equipamentos agrícolas e têxteis, ferramentas, etc [Jenkins & Wood (1991)].

Uma das características principais da metalurgia do pó é a ausência de fusão total do material. Para se promover a ligação metálica entre as partículas os pós metálicos são configurados em ferramental apropriado com o posterior aquecimento sob condições controladas à temperaturas abaixo do ponto de fusão do metal base [Jenkins & Wood (1991); White (1995)]. Se for considerada a confecção de um objeto sólido sem fusão através de um material pulverizado, então muitos produtos metálicos das civilizações mais antigas como os implementos de ferro egípcio que datam de pelo menos 3000 A.C., a coluna de Deli na Índia pesando 6,5 toneladas e os artefatos de metais preciosos feitos pelos Incas são tidos como exemplos de aplicação de princípios de metalurgia do pó. Até 1800 não havia nenhuma maneira de se atingir temperaturas altas o suficiente para fundir ferro puro ou materiais com ponto de fusão mais alto, assim, estes produtos provavelmente não foram feitos pela fusão do

metal. Como era possível reduzir núcleos de ferro aquecendo-os com carbono para produzir ferro esponja em pó ou na forma quebradiça e subseqüentemente bater e trabalhar este material na forma desejada, aceita-se como hipótese plausível que estes objetos tenham sido fabricados pelos princípios da metalurgia do pó [White (1995), Hirschhorn (1991)].

A exigência de materiais de alto desempenho que tem que suportar condições de serviço severas a um custo razoável tem obrigado a metalurgia do pó a se aperfeiçoar constantemente [Clapp (1995)]. A mais recente e mais importante inovação na área, é o processo de injeção de pós [Batalha (1991)], [German (1989)] e [Mutsuddy^a(1989)].

A injeção de pós metálicos é um processo relativamente recente que vem ganhando força e destaque nos EUA, Europa e Japão na fabricação de peças de pequenas dimensões e de formas complexas em substituição a fundição sob pressão e a sinterização convencional [Home (1993)]. Esta tecnologia avançada do processo de metalurgia de pós supera as limitações existentes na conformação de produtos com geometria complexa [Karandikar & Ramakrishnan (1987)]. Esse processo apresenta hoje inúmeras variações que são utilizadas na indústria. Invariavelmente, o processo consiste em misturar os pós e o aglutinador termoplástico, injetar no molde na forma desejada, desaglutinar, sinterizar e fazer operações secundárias opcionais como por exemplo as de usinagem.

O processo é adequado para peças pequenas (até 20mm) com formas complexas, com tolerâncias dimensionais da ordem de 0,3% da dimensão nominal da peça. Com um processamento mais preciso é possível obter peças com 0,1% da tolerância dimensional. [Erickson & Wiech (1984)].

As principais aplicações de produtos metálicos injetados estão relacionadas com os componentes de equipamentos odontológicos, equipamentos de escritórios, instrumentos de laboratórios, circuitos impressos, ferramentas de usinagem, periféricos de computadores, armas de fogo, câmeras fotográficas, dentre outras. [Karandikar & Ramakrishnam (1987), [Barbezat (1991)] e [Mutsuddy^b(1989)].

Apesar de ter sido iniciado em 1920, é um processo quase que exclusivamente laboratorial devido ao estágio pouco avançado em que se encontra. Mesmo nos países onde o desenvolvimento deste processo está mais adiantado, ainda estão sendo feitos estudos básicos tais como:

- a) influência dos pós em termos de formas, tamanhos, distribuição e asperesas na qualidade do produto injetado;
- b) avaliação dos componentes aglutinantes no processo de injeção e desaglutinação tais como ácido esteárico, polipropileno, poliestireno, cera de carnaúba, cera de parafina, óleo de amendoim, etc;
- c) análise das rampas de desaglutinação para determinados V.O.;
- d) influência da pressão de injeção na peça a verde e no produto final;
- e) avaliação das atmosferas de desaglutinação de oxigênio, nitrogênio e ar atmosférico;
- f) avaliação das atmosferas de sinterização de hidrogênio, amônia, endo gás, exo gás, etc;
- g) efeitos dos resíduos dos aglutinantes na sinterização, nos precipitados, etc.

Menos avançado ainda é o processo de injeção a baixa pressão (0,7MPa) [Peltsman & Peltsman (1984)]. Para poder estudar a técnica à baixa pressão foram projetados e construídos uma injetora e alguns moldes. Este trabalho apresenta a teoria de construção de moldes e injetoras e dá detalhes da injetora construída.

2. INJEÇÃO DE PÓS METÁLICOS

2.1 Máquinas Injetoras

Quanto a pressão de injeção, basicamente duas classes de injetoras podem ser utilizadas na conformação de massas metálicas: as injetoras de alta pressão e as de baixa pressão.

2.1.1 Injetoras de alta pressão

As injetoras de alta pressão podem ser de êmbolo ou de rosca. Empregam pressões entre 6,9 e 140 MPa, veículos orgânicos com maiores viscosidades e teores entre 15 e 40 % em volume. A Figura 1 ilustra estes dois tipos de injetoras[Mangels (1984)].

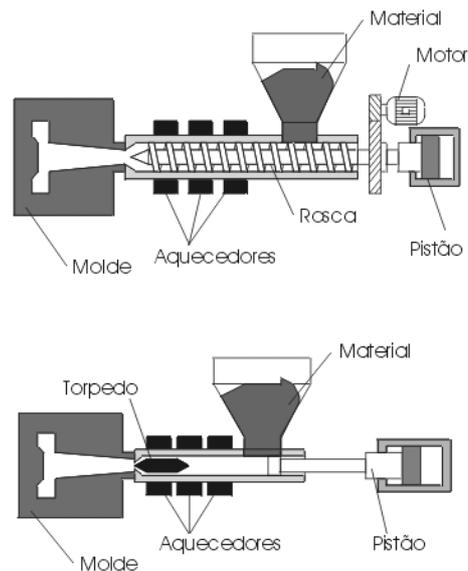


Figura 1 - Tipos de injetora. a) Parafuso, b) Pistão.

As injetoras de rosca apresentam desvantagens com relação ao desgaste da rosca em virtude da natureza abrasiva do metal [Mangels (1984)] porém, conferem a massa metálica grande homogeneidade e, portanto, grande acuracidade às peças injetadas e possibilitam realizar uma rápida limpeza na troca de materiais[Sakai (1992)].

2.1.2 Injetoras de baixa pressão

O processo à baixa pressão supera, em alguns pontos, com vantagens o processo à alta. O uso de misturas metálicas com viscosidade entre 1500 e 4000 cps, com características fluídicas, torna possível a transferência para dentro do molde utilizando-se apenas de ar comprimido com pressões inferiores a 0,8 MPa, dispensando assim o uso de unidades hidráulicas, pistões e fusos.

As principais vantagens do processo de injeção à baixa pressão estão diretamente relacionadas às vantagens da injetora de baixa pressão em relação às de alta pressão. Segundo Peltzman & Peltzman (1984) estas vantagens são:

- a) baixo gradiente de pressão na peça moldada;
- b) baixo consumo de energia;
- c) não necessidade de sistemas hidráulicos complexos;
- d) baixa dimensão do equipamento;
- e) baixo custo do equipamento;
- f) baixo desgaste do molde;
- g) não adesão da mistura ao molde;

- h) não contaminação da mistura com o desgaste do fuso e/ou pistão;
- i) não separação do polímero do pó metálico.

2.2 Técnicas de misturas

Os objetivos da mistura são a cobertura das partículas com o aglutinante, a quebra do aglomerado e a obtenção de distribuições uniformes do aglutinante e do tamanho de partícula na mistura. Como a mistura é pseudoplástica, a viscosidade varia com a tensão de cisalhamento. A seleção de equipamentos de moldagem de pós metálicos é governada pelo sistema de aglutinante, uma vez que sistemas diferentes requerem máquinas e técnicas diferentes de injeção [Peshek (1984)].

Ao se selecionar um misturador, o objetivo principal é a obtenção de uma mistura dispersa. Para um dado sistema há alguns níveis de tensão abaixo do qual nenhuma dispersão ocorre. Quando a tensão de cisalhamento for apenas levemente maior que aquele valor crítico, somente aqueles aglomerados com orientação favorável inicial será disperso e um comportamento similar é observado se o misturador for unidirecional [Mutsuddy^a (1989)]. No sentido de superar estes problemas, os seguintes aparelhos têm sido aplicados: duplo planetário, parafuso simples, extrusor de pistão, extrusor de duplo parafuso, duplo came e dupla lâmina.

3. PROJETO DE MOLDES DE INJEÇÃO

O projeto de um molde de injeção é dependente do tipo da injetora, do produto a ser produzido e da produção requerida. A partir destas condições, os componentes necessários para um molde de injeção variam em número e complexidade.

A parte mais importante do molde de injeção de metais é a cavidade que possui a forma do injetado. Esta cavidade deve possuir dimensões superiores á da peça injetada para compensar a sua retração.

Há duas disposições básicas para moldes de injeção [German (1990)]. A Figura 2 ilustra estas duas disposições sendo que em uma a injeção se dá ao longo do plano de partição do molde e na outra a injeção se dá perpendicularmente ao plano de partição. No primeiro caso é necessário uma maior força de fechamento do molde. O segundo caso é o mais usual na indústria.

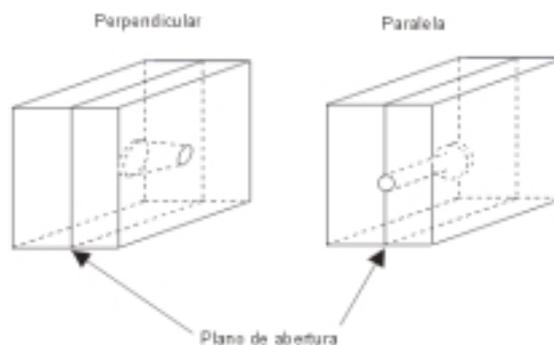


Figura 2 - Disposição da entrada do molde em relação ao plano de partição.

Em torno da cavidade também existem outros componentes a serem considerados tais como os elementos para abertura e fechamento da cavidade, a ejeção do moldado, o alinhamento das sessões do molde, o movimento de insertos, o resfriamento do moldado e outros.

As Figuras 3a e 3b ilustram um molde típico de injeção completo, sendo que em (a) temos uma vista em corte e em (b) uma vista “explodida” [German (1990)].

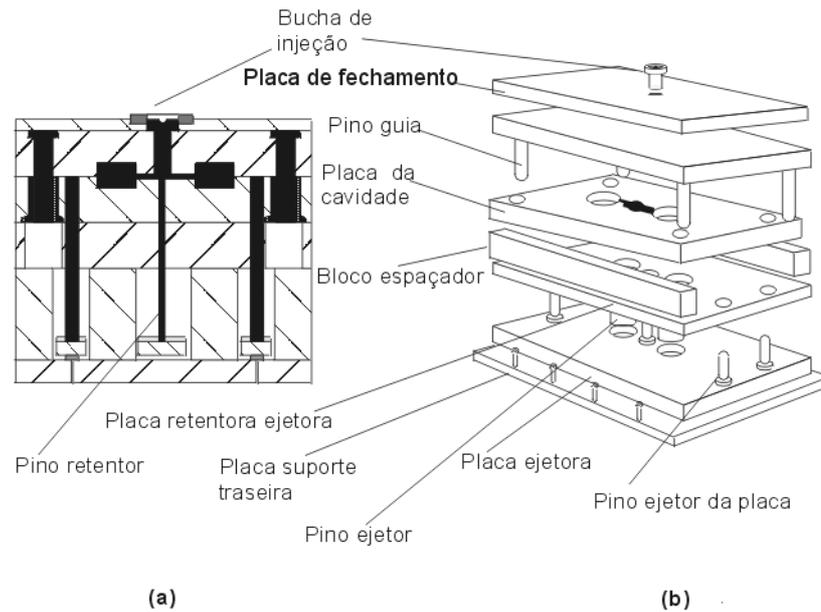


Figura 3 - Molde de injeção complexo. a) Vista em corte, b) Vista explodida.

Devem ser previstos no projeto de moldes as saídas para evitar o aprisionamento de ar, as quais devem ser posicionadas no posto mais alto da cavidade ou nos pontos que são preenchidos por último.

As arestas interiores da cavidade de um molde normalmente devem ser arredondadas para facilitar a fabricação e para auxiliar a ejeção.

O número de cavidades de um molde é função do número de componentes a serem fabricados, da capacidade de alimentação da máquina, do custo de fabricação e da força de travamento disponível.

Um molde de injeção é composto por uma série de elementos e sistemas.

4. PROJETO DA INJETORA DE PÓS METÁLICOS

Para a realização deste trabalho foi projetada e construída uma injetora de baixa pressão. Na Figura 4 é apresentado um desenho técnico simplificado da injetora construída.

Para melhor compreensão do princípio de funcionamento da injetora esta foi subdividida em cinco unidades principais, a saber: unidade de mistura, unidade pneumática e de vácuo, unidade de aquecimento, unidade elétrica e unidade estrutural. A seguir são apresentadas, individualmente, cada uma destas unidades.

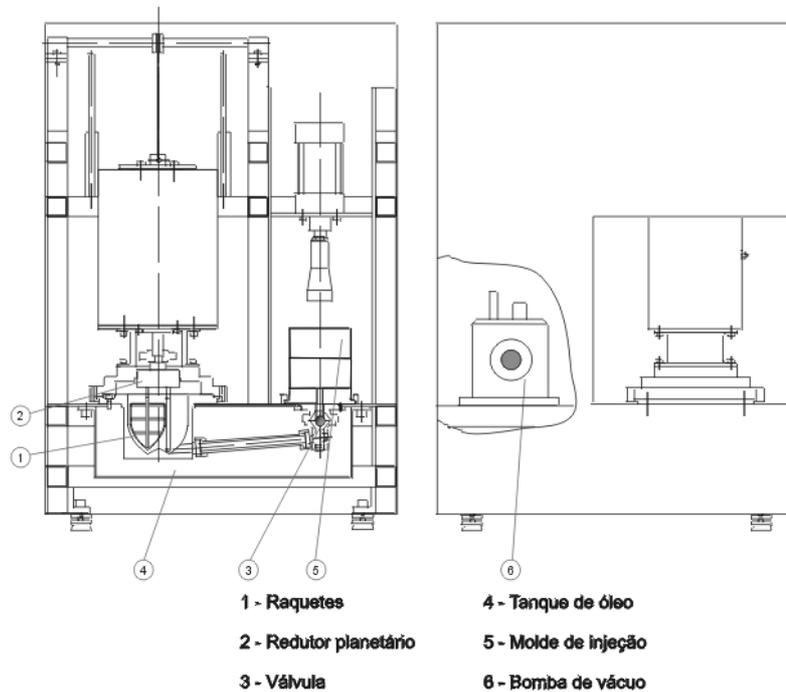


Figura 4 - Desenho da injetora semi-automática

4.1 Unidade de mistura

A unidade de mistura é composta basicamente de um moto redutor com rotação de 30 rpm que aciona um redutor planetário com duas raquetes acopladas girando a 120 rpm e em sentidos opostos uma a outra. O conjunto de redutor planetário mais as raquetes é acondicionado em um vaso com tampa hermética que se fecha por rosqueamento. O vaso suporta pressão de 1,0 MPa a 200 °C e vácuo de 1,3 Pa também a 200 °C. O vaso, as raquetes e a tampa foram confeccionados em aço inox.

4.2 - Unidade pneumática e de vácuo

A unidade pneumática é utilizada para pressurizar o vaso e acionar um pistão para o travamento do molde na posição de injeção e conseqüentemente abrir a válvula de injeção. No processo de mistura é necessário a retirada de ar que fica adsorvido entre os pós. Para que a massa metálica fique livre de bolhas usa-se uma bomba de vácuo no início da mistura e aquecimento. Após o término da mistura pode-se retirar o vácuo e pressurizar o vaso com ar sem que ocorra a penetração deste na massa injetável.

4.3 Unidade de aquecimento

Esta unidade é composta por 1 controlador de temperatura, 2 módulos resistivos e 1 termopar para a verificação do gradiente térmico. O controlador de temperatura e os módulos resistivos ficam imersos em um tanque contendo óleo de silicone para aquecimento do vaso de mistura, da tubulação e da válvula de injeção. O controlador possui faixa de ajuste de 50 a 450 °C. O módulo resistivo é dimensionado para uma potência de 1500 W.

4.4 Unidade elétrica

Além da distribuição de energia, a unidade elétrica é responsável pela proteção elétrica e indicação luminosa das unidades em operação.

4.5 Unidade estrutural

A unidade estrutural refere-se à estrutura da máquina onde são fixados todos os componentes. Esta foi confeccionada em metalon e chapa de aço de 3.2 mm (1/8") . Possui o formato de três "C" interligados. Destes três, dois receberam duas chapas verticais para suportar a força de travamento do pistão de fixação. Uma chapa horizontal suporta o vaso de mistura e o tanque de óleo. A Figura 5 ilustra essa unidade.



Figura 5 - Estrutura da injetora

5. CONCLUSÕES

Através da revisão bibliográfica pode-se verificar que o processo de injeção de pós metálicos a baixa pressão ainda é pouco explorado devido à adaptação das técnicas e das injetoras de plásticos ao processo de injeção de pós metálicos a alta pressão. A injetora projetada e construída comportou-se de maneira satisfatória para a injeção das peças e dos corpos de provas.

6. AGRADECIMENTOS

Agradeço a FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) e à FUNDUNESP (Fundação para o Desenvolvimento da UNESP) pelos recentes incentivos financeiros para a participação em congressos e para publicações.

7. REFERÊNCIAS

- Barbezat, G., 1991, "Rational manufacture of components with complicated geometries", Sulzer Technical Review, n.1, p.10-12.
- Batalha, G. F., 1991, "Conformação de peças metálicas pela moldagem de pós por injeção (MPI), técnica e potencialidade" In: Seminário Sobre Metalurgia do Pó", São Paulo, ABM, p.77-97.
- Clapp, D., 1995, "Overview of conventional powder metallurgy processing", Advanced Materials & Process, n.8, pp. 60-61.
- Erickson, A. R., Wiech, Jr., 1984, "Injection moulding", In: American society for metals, Metals Handbook, Powder metallurgy, 9 ed., Metals Park, Ohio, v.7.
- German, R.M., 1989, "Global P/M in United States of America", International Journal of Powder Metallurgy, v.25, n.2, p.153-156.
- German, R.M., 1990, "Powder injection moulding", Metals powder industries federation, New Jersey, Princeton.
- Hirschhorn, J., 1991, "Introduction to powder metallurgy", Princeton, N.J, APMI, 341p.
- Home, J. D., 1993, "Powder injection moulding: still waiting in the wings", Materials World, v.1, n.10.
- Jenkins, I., Wood, J.V., 1991, "Selected case studies in powder metallurgy", The institute of metals, 152p.
- Karandikar, D. A., Ramakrishnan, P., 1987, "Injection Moulding of P/M Structural Steels", In: International Conference on Powder Metallurgy and Related High Temperature Materials, Bombay, p.171-178.
- Mangels, J. A., 1994, "Low-Pressure injection moulding", Ceramic Bulletin, American Ceramic Society, v.73, n.5.
- Mutsuddy^a, B.C., 1989, "Equipment selection for injection molding", Ceramic Bulletin, v.68, n.10, p.1796-1802.
- Mutsuddy^b, B.C., 1989, "Roles of injection molding in forming shapes from powders", Industrie Ceramique, n.839, p.436-441.
- Peltsman, I., Peltsman, M., 1984, "Low pressure moulding of ceramic materials", Interceram, v.4, p.56.
- Peshek, J.R., 1984, "Machinery for injection moulding of ceramic shapes", IN: Mangels, J. A., Advances in ceramic, v.9, Forming of Ceramics, USA, p.234-238.
- Sakay, T., 1992, "State of the art of injection molding of high-performance ceramics", Advances in Polymer Technology, v.11, n.1, p.53-67.
- White, D.G., 1995, "Powder metallurgy in 1995", Advanced Materials & Process, v.8, p. 49-51.

METHOD OF RECOVERY SYSTEM VALUES OPTIMIZATION AND ITS APPLICATION

Victor Koldaev

Paulo Moraes Jr.

Instituto de Aeronáutica e Espaço/Centro Técnico Aeroespacial

12228-904 São José dos Campos, SP, Brasil, E-mail: koldaev@iae.cta.br.

Abstract

The present work deals with the preliminary design features of a high performance ground recovery system for small orbital payloads based on parachutes with an air bag for impact attenuation. The paper shows and discusses the method for determination of system optimum area of the drag parachute, necessity of parachute reefing and optimum sea-level rate of descent which provide the minimum system mass. After this method the parachute construction is characterized by a certain parameter, which takes into account aerodynamic characteristics and main aspects of rational design, such as relative sizes, sections load, strength loss and expenses. The sequences of the system optimum values calculations for the SARA orbital platform are given. Use of this method provides the increase of the system safety and system total mass and volume decrease in comparison with the basic system.

Keywords: parachute design, system mass, optimum values.

1. INTRODUCTION

The orbital platform SARA will be used to perform microgravity experiments in space (Moraes, 1998), and its recovery at ground must be safe and soft, in order to protect the payload inside it from high ground impact. Systems based on parachutes with impact attenuator are the most adequate choice, due to its proven reliability and low cost. The development of such a system includes the consideration of determination of parachutes area and mass, drag and stress analysis of the parachutes, flight and impact (crash) simulation, materials selection and testing. A good concept and design leads to maximization of performance and, consequently, to weight minimization of the complete system, that is of great importance for space systems (Deweese, Schultz & Nutt, 1978).

The design of recovery systems makes varied demands on the state-of-the art over a broad range of operational conditions and complexity of performance requirements characteristics of modern aerospace vehicles and research instruments. The recovery system technology has benefited from rapid improvement in the rigor of analytical methods made possible and practical by development of complex and flexible computer programs. While empirical data and full-scale testing are still of major importance to the design process, the facility with which system and component designs can be executed and analyzed, their performance predicted, and test data reduced and evaluated has both speeded the design process and improved depth and quality of results. A number of different parachute design programs are now developed in great detail (Peterson, 1990). When the input of new basic system parameters, comprehensive series of similar designs can be compared with respect to performance, weight, and drag efficiency for a single application.

Development of a design procedure starts with essential design criteria, sizing, staging, performance, opening loads analysis, strength of materials and parachute mass, packing volume, and choice of methods for parameters optimization. Taking system mass as the design criteria, the optimum values of the system parameters are determined by means of equalization to zero of partial derivative of system mass function with respect to the parameter which is optimized.

2. RECOVERY SYSTEM MASS DETERMINATION

On the whole the recovery system mass can be presented as the sum of its main parts.

2.1 Parachute framework mass

The parachute framework mass can be calculated as a sum of its elements in all sections:

$$m_f = \sum l_i w_i n_i \quad (1)$$

$$l_i = l_i^* S^{1/2} \quad (2)$$

$$w_i = p_i / (g l_{pi}) : \quad (3)$$

where l_i length of parachute elements, m
 n_i number of section elements
 w_i material specific mass, kg/m
 l_i^* element specific length, dimensionless
 S parachute canopy area, m²
 p_i section element strength, N
 g gravity acceleration, m/s²
 l_{pi} material break length, m.

For Nylon cords and ribbons $l_{pi} = p_i / (g w_i) \approx 30$ km, for Nylon cloth $l_{pi} \approx 20$ km and for Kevlar materials $l_{pi} \approx 58$ km with consideration that for Kevlar elements the dynamic load is approximately in 1.5 times more than for Nylon elements (Knacke, 1992).

The number of elements n_i can be determined from parachute section strength condition:

$$\alpha_i p_i n_i = \eta_i r_i f_s F_x \quad (4)$$

$$F_x = C_k C_D S R_R \rho V_o^2 / 2 \quad (5)$$

$$R_R = (C_D S)_R / (C_D S) \quad (6)$$

where α_i loss factor due to joint, abrasion, fatigue, water, oil, temperature ($\alpha_i = 0.6 \div 0.9$)
 f_s safety factor ($f_s = 1.3 \div 2.5$)
 F_x maximum parachute force, N
 r_i section load factor (section load ratio to parachute force), dimensionless
 η_i section strength margin, dimensionless
 C_k parachute opening force factor, dimensionless
 C_D parachute nominal drag coefficient, dimensionless
 ρ air density, kg/m³
 V_o initial parachute velocity, m/s
 R_R parachute reefing ratio, dimensionless.

Taking (2), (3), (4) and (5) for (1) we have, (Koldaev, 1989):

$$m_f^* = m_f / m_c = R^2(V) K(S) K_m R_R \quad (7)$$

$$R(V) = V_o (2g l_p)^{-1/2} \quad (8)$$

$$K(S) = C_k R_m \quad (9)$$

$$K_m = f_s C_D^{-1/2} \sum l_i^* r_i \eta_i / (\alpha_i l_{pi}^*) \quad (10)$$

$$R_m = \rho (C_D S)^{3/2} / m_c \quad (11)$$

$$l_{pi}^* = l_{pi} / l_p \quad (12)$$

where $R(V)$ parachute velocity ratio, dimensionless
 $K(S)$ parachute structure parameter, dimensionless
 K_m parachute framework mass parameter, dimensionless
 R_m parachute mass ratio, dimensionless
 l_{pi}^* relative material break length, dimensionless
 l_p basic break length ($l_p = 30000$ m)
 m_c capsule (platform) mass, kg.

The value $K(S)$ as approximation functions of R_m ratio and parachute opening dynamic factor C_x is shown in Table 1, (Koldaev & Moraes, 1997). Dynamic factor C_x depends on type and porosity of parachute and is determined as ratio of F_{max} to medium drag force in infinite mass condition by wind tunnel test. For several parachute types $C_x = 1.1 \div 1.5$, (Lobanov, 1975).

Table 1. Approximation of parachute structure parameter $K(S)$

R_m value	$R_m < 10^{-2}$	$10^{-2} < R_m < 1$	$R_m > 1$
Parachute type	Drag parachute	Intermediate parachute	Main parachute
Reefed	$C_x R_m$	$R_m(0.12 + (0.06 - C_x/2) \lg R_m)$	0.12
Non - reefed	$C_x R_m$	$R_m(0.25 + (0.125 - C_x/2) \lg R_m)$	0.25
Des reefed	$C_x R_m$	$R_m(0.6 + (0.3 - C_x/2) \lg R_m)$	0.60

The K_m parameter from (10) means dimensionless universal parachute quality parameter that takes into account as parachute aerodynamic characteristics as main aspects of rational design and can be used to compare parachutes of different types, areas and purposes of their use. K_m value for same systems is shown in Table 2. It was determined from (5) and (7) as:

$$K_m = m_f l_p g (C_D S)^{-1/2} / F_x \quad (13)$$

Table 2. Parachutes data (Knacke, 1992) and parameters K_m and K_b

m_c (kg)	m_p (kg)	m_f (kg)	$C_D S$ (m ²)	V_o (m/s)	V_e (m/s)	C_k	K_m	K_b
50	2.5	1.4	18	120	6.7	0.13	9.2	0.66
150	6.8	5.0	28	120	9.1	0.21	10	0.40
300	13.2	9.7	56	120	9.15	0.15	9.6	0.46
500	21.0	14.9	95	120	9.15	0.11	9.4	0.50

2.2 Air bag mass

The air bag casing mass we can calculate after the following formulas (Koldaev & Moraes, 1998):

$$m_a = w_a S_a = w_a H_b 2\pi R_c = w_a H_b (S_c \pi)^{1/2} \quad (14)$$

$$m_c V_e^2 / 2 + m_c g H_b = \eta_a G m_c g H_b \quad (15)$$

$$T_a = f_{sa} R_c P_{\max} = f_{sa} (S_c / \pi)^{1/2} G m_c g / S_c = w_a G l_a \quad (16)$$

where w_a specific cloth mass, kg/m^2
 S_a area of air bag casing, m^2
 S_c capsule dome area, m^2
 H_b required height of air bag, m
 V_e system rate of descent at impact initial moment, m/s
 η_a efficiency of air bag, dimensionless ($\eta_a \approx 0.65$, Knacke, 1992)
 T_a stress tension for cylindrical air bag, N/m
 G capsule maximum acceleration, g
 P_{\max} air bag maximum pressure, Pa
 l_a break length of air bag casing cloth, m.

Taking H_b from (15) and w_a from (16) for (14) we have:

$$m_a^* = m_a / m_c = V_e^2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)) \quad (17)$$

2.3 Total mass of recovery system

$$m_s^* = (\sum (R_j^2(V) K_j(S) K_{mj} R_{Rj} + S_j w_{cj} / m_c) + N_R m_R + V_e^2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)))(1 + K_b) \quad (18)$$

where m_s^* recovery system mass ratio to capsule mass, dimensionless
 j parachute number (stage)
 w_{cj} specific mass of parachute canopy cloth, kg/m^2
 N_R number of reefed parachutes
 m_R mass of each complete set of reefing equipment, kg
 K_b relative mass of binding and packing equipment, dimensionless.

Mass of each complete set of reefing equipment lies in the interval $m_R = 0.1 \div 0.4$ kg and depends on the type of pyrotechnic knife and parachute opening force.

Binding equipment includes pieces for putting the parachutes and air bag into action, risers for joining system components and other furniture. Packing equipment includes parachutes bags, swivels, system container. According to statistic data, relative total mass of binding and packing equipment to system mass lies in the value $K_b = 0.4 \div 1.0$ (depends on the type of system composition). Value of K_b for some recovery systems is shown in the Table 2. Calculated system mass versus rate V_e is shown in the Figure 1.

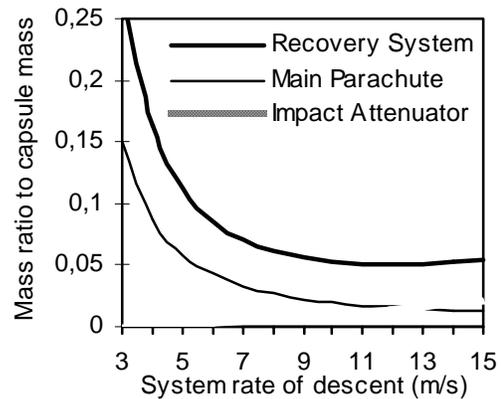


Figure 1. Components mass of SARA recovery system

3. OPTIMIZATION OF SYSTEM VALUES

Settled (critical) rate of system descent depends on parachute and capsule drag area sum, is equal to initial velocity of the next stage and may be calculated from force equilibrium as:

$$m_c g = ((C_D S)_j + C_c S_c) \rho_{j+1} V_{crj}^2 / 2 \quad (19)$$

$$V_{crj}^2 = V_{oj+1}^2 = 2 m_c g / (\rho_{j+1} ((C_D S)_j + C_c S_c)) \quad (20)$$

where j index of the first (drag) parachute
 $j+1$ index of the next (main) parachute
 V_{crj} settled (critical) rate of descent, m/s.

Hence, taking (20) for (8) we can write:

$$R_{j+1}^2(V) = m_c / (\rho_{j+1} l_{pj+1} ((C_D S)_j + C_c S_c)) \quad (21)$$

3.1 Optimum area of drag parachute

Having taken the system total mass m_s from (18) as the optimization criteria we can determine optimum X_{opt} value of the system which guarantees m_{smin} . Then X_{opt} is the root of the equation:

$$dm_s^* / dX = 0 \quad (22)$$

When the area of the main parachute is given we can write :

$$m_s^* = \Sigma R_j^2(V) K_j(S) K_{mj} R_{Rj} + const \quad (23)$$

Taking (11), (21) and (23) for non-reefed drag and main parachutes from (18) we have:

$$m_s^* = R_j^2(V) K_{mj} C_{kj} \rho_j (C_D S)_j^{3/2} / m_c + K_{j+1}(S) K_{mj+1} m_c / (\rho_{j+1} l_{pj+1} ((C_D S)_j + C_c S_c)) + const \quad (24)$$

Let us take for the first step of drag area $(C_D S)_j$ optimization the value of $C_{kj} = C_{xj}$ as for drag parachute and $(C_D S)_j \gg C_c S_c$ as for a relative small capsule. Then from (22) and (24):

$$dm_s^* / d(C_D S)_j = 3 C_{xj} K_{mj} R_j^2(V) \rho_{j+1} (C_D S)_j^{1/2} / 2 m_c - K_{mj+1} K_{j+1}(S) m_c / (\rho_{j+1} l_{pj+1} (C_D S)_j) \quad (25)$$

$$(C_D S)_{jopt1} = ((2 (K_{mj+1} / K_{mj}) m_c K_{j+1}(S)) / (3 C_{xj} \rho_j R_j^2(V) \rho_{j+1} l_{pj+1}))^{2/5} \quad (26)$$

If $K_{mj} = K_{mj+1}$, $l_{pj} = l_{pj+1}$ and $K_{j+1}(S) = 0.25$ (for main parachute, see Table 1) we have:

$$(C_D S)_{jopt1} = (m_c^2 g / (3 C_{xj} \rho_j V_o^2 \rho_{j+1}))^{2/5} \quad (27)$$

For the second step of drag area optimization we can determine $C_{kj+1} = f(R_m, C_x)$. Then:

$$(C_D S)_{jopt2} = (C_D S)_{jopt1} (C_{kj+1} (1 + C_c S_c / (C_D S)_{jopt1}))^{-2/5} \quad (28)$$

3.2 Optimum sea-level rate of system descent

When the drag area of the drag parachute $(C_D S)_j$ is known we can write from (18):

$$m_s^* = (w_{cj+1} S_{j+1} / m_c + V_e^2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)))(1 + K_b) + const' \quad (29)$$

Taking $V_e^2 = X$ and area of main parachute S_{j+1} from (19) if $(C_D S)_{j+1} \gg C_c S_c$ we have:

$$S_{j+1} = 2 m_c g / (C_{Dj+1} \rho_o V_e^2) \quad (30)$$

$$m_s^* = (w_{cj+1} 2 g / (C_{Dj+1} \rho_o X) + X f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)))(1+K_b) + \text{const}' \quad (31)$$

Let us define $V_{eopt}^2 = X_{opt}$ as the root of the equation (22). Then from (31) we have:

$$-2 X^{-2} w_{cj+1} g / (C_{Dj+1} \rho_o) + f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)) = 0 \quad (32)$$

$$X_{opt} = (w_{cj+1} g / (C_{Dj+1} \rho_o) / (2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G))))^{1/2} \quad (33)$$

$$V_{eopt} = (w_{cj+1} g^2 l_a (\eta_a - 1/G) / (2 f_{sa} C_{Dj+1} \rho_o))^{1/4} \quad (34)$$

3.3 Necessity of parachute reefing

Let us make the convention to evaluate reefing necessity by comparison of the system mass gain with, inevitable for reefing, complication of construction and possible decrease of the reliability of the system. Within this, each non-reefed parachute of the system being developed should have a certain mass increase barrier, the excess of which would mean the reefing necessity. The gain in system mass due to use of the parachute reefing can be calculated as:

$$\Delta m = m_f - m_f^R - m_R \quad (35)$$

where Δm mass gain, kg
 m_f mass of parachutes framework without reefing, kg
 m_f^R mass of parachutes framework with reefing, kg
 m_R mass of reefing equipment, kg.

From (7) the parachute framework masses with and without reefing are:

$$m_f = m_c K_m R^2(V) K(S) = K_m \rho V_o^2 (C_D S)^{3/2} C_k / (2g l_p) \quad (36)$$

$$m_f^R = K_m R^2(V) K^R(S) = K_m \rho V_o^2 (R_R C_D S)^{3/2} C_k^R \quad (37)$$

$$\Delta m = m_f (1 - R_R^{3/2} C_k^R / C_k) - m_R \quad (38)$$

4. CALCULATIONS FOR SARA RECOVERY SYSTEM

Let us take the following system parameters and requirements for recovered from orbit SARA capsule (Moraes, 1999):

Capsule mass, m_c	215 kg
Capsule drag area, $C_c S_c$	0,4 m ²
Capsule speed at moment of the system inflation, V_o	135 m/s
Air density at altitude of drag parachute inflation, ρ_6	0.67 kg/m ³ (H = 6 km)
Air density at altitude of main parachute inflation, ρ_2	1.0 kg/m ³ (H = 2 km)
Load factor (capsule maximum acceleration), G	8 g.

4.1 Calculations for basic system

Let us consider the system, which guarantees the sea-level rate of descent of 6 m/s, as the basic one. Taking index j for the drag parachute and index $(j+1)$ for the main parachute, coefficients $C_{kj} = 1.2$, $C_{Dj} = 0.55$ for ribbon drag parachute and $C_{Dj+1} = 0.8$ for cross main parachute we can determine maximum force and required parachutes areas from (5) and (30):

$$F_{xj} = C_{kj} C_{Dj} S_j \rho_6 V_o^2 / 2 \leq G m_c g = 8 \ 215 \ 9.81 = 16900 \text{ N} \quad (39)$$

$$S_j \leq G m_c g / (C_{kj} C_{Dj} \rho_6 V_o^2 / 2) = 8 \ 215 \ 9.81 \ 2 / (1.2 \ 0.55 \ 0.67 \ 135^2) = 4.19 \text{ m}^2 \quad (40)$$

$$S_{j+1} \geq 2 m_c g / (C_{Dj+1} \rho_o V_e^2) = 2 \ 215 \ 9.81 / (0.8 \ 1.225 \ 6^2) = 120 \text{ m}^2 \quad (41)$$

Taking drag area $(C_D S)_j = 4.19 \ 0.55 = 2.3 \text{ m}^2$ the initial velocity V_{oj+1} from (20) is:

$$V_{oj+1} = (2 m_c g / \rho_2 / ((C_D S)_j + C_c S_c))^{1/2} = (2 \ 215 \ 9.81 / 1.0 / (2.3 + 0.4))^{1/2} = 40 \text{ m/s} \quad (42)$$

It is necessary to use the reefing because within the ratio $V_{oj+1}/V_e = 40 / 6 = 6.7 > 5$ the apparent air recontact is possible (Koldaev, Guimaraes & Moraes, 1999). Taking reefing ratio $R_{Rj} = 0.2$ and $(C_D S)_{Rj} = 2.3 \text{ m}^2$, from (6) the value $(C_D S)_j = 2.3/0.2 = 11.5 \text{ m}^2$. For parameters $K_b = 0.75$, $l_p = 30 \text{ km}$, $K_m = 10$ (Table 2), $w_c = 0,065 \text{ kg/m}^2$ (MIL-C-7350I), $f_{sa} = 2.5$, $l_a = 20 \text{ km}$, $m_R = 0.3 \text{ kg}$, $\eta_a = 0.65$, and $R_{j+1}(V)$ from (21) the basic system mass from (18) is:

$$\begin{aligned} m_{sbas} &= (V_o^2 C_{xj} \rho_6 (C_D S)_j^{3/2} R_{Rj} K_m / (2g l_p) + 0.25 K_m m_c^2 / (\rho_2 l_p ((C_D S)_j + C_c S_c)) + \quad (43) \\ &+ S_{j+1} w_c + N_R m_R + V_e^2 f_{as} m_c / (g l_a (\eta_a - 1/G))) (1 + K_b) = \\ &= (135^2 1.2 \ 0.67 \ 11.5^{3/2} 10 \ 0.2 / (2 \ 9.81 \ 30000) + 0.25 \ 10 \ 215^2 / (1 \ 30000 (11.5 + 0.4)) + \\ &+ 120 \ 0.065 + 0.3 + 6^2 \ 2.5 \ 215 / (9.81 \ 20000 (0.65 - 1/8))) (1 + 0.75) = 18.4 \text{ kg}. \end{aligned}$$

4.1 Calculations of optimum system values

Taking the requirements equal to basic system for the optimum sea-level rate of capsule descent from (34), the drag and main parachute optimum areas from (27) and (30), we have:

$$V_{eopt} = (w_c g^2 l_a (\eta_a - 1/G) / (2 f_{sa} C_{Dj+1} \rho_o))^{1/4} = \quad (44)$$

$$= (0.065 \ 9.81^2 \ 20000 (0.65 - 1/8) / (2 \ 2.5 \ 0.8 \ 1.225))^{1/4} = 10.8 \text{ m/s}$$

$$(C_D S)_{jopt} = (m_c^2 g / (3 C_{xj} \rho_j V_o^2 \rho_{j+1}))^{2/5} = (215^2 \ 9.81 / (3 \ 1.2 \ 0.67 \ 135^2 \ 1))^{2/5} = 2.5 \text{ m}^2 \quad (45)$$

$$S_{j+1opt} \geq 2 m_c g / (C_{Dj+1} \rho_o V_{eopt}^2) = 2 \ 215 \ 9.81 / (0.8 \ 1.225 \ 10.8^2) = 37 \text{ m}^2 \quad (46)$$

Taking $(C_D S)_j = 2.3 \text{ m}^2$ the parachute mass gain due reefing use from (36) and (38) is:

$$\Delta m_j = K_m \rho_j V_o^2 (C_D S)_j^{3/2} (C_{kj} - R_{Rj}^{3/2} C_{kj}^R) / (2g l_p) - m_R = 0.56 \text{ kg} \quad (47)$$

It is not necessary to use the parachutes reefing as the mass gain Δm_j is small and the ratio $V_{oj+1} / V_e = 40 / 10.8 = 3.7 < 5$. Then the mass of optimum recovery system from (43) is:

$$m_{\text{sopt}} = (135^2 \cdot 1.2 \cdot 0.67 \cdot 2.3^{3/2} \cdot 10 / (2 \cdot 9.81 \cdot 30000)) + 0.25 \cdot 10 \cdot 215^2 / (1 \cdot 30000 \cdot (2.3 + 0.4)) + 37 \cdot 0.065 + 10.8^2 \cdot 2.5 \cdot 215 / (9.81 \cdot 20000 \cdot (0.65 - 1/8))(1 + 0.75) = 8.94 \text{ kg.}$$

5. CONCLUSIONS

Preliminary design features of a high performance ground recovery system for small orbital payloads based on parachutes with an air bag for impact attenuation have been analyzed and discussed. A method for determination of system optimum values for the parachute recovery systems was proposed. With the use of this method to design the recovery system of the orbital platform SARA, the areas of drag and main parachutes have been determined, which guarantee minimum system mass and volume. Compared with the basic system, the so optimized system has approximately two times less mass (see Figure 1), more simple construction and higher reliability of function due to exclusion of the parachute reefing with equal load during parachutes opening and landing impact.

Acknowledgements

The first author would like to express his gratitude to CNPq for supporting him as visiting scientist (Grant No. 300.186/96-7) at the Space Systems Division of the Instituto de Aeronáutica e Espaço, Centro Técnico Aeroespacial.

6. REFERENCES

- Deweese, J.H., Shultz, E.R., Nutt, A.B., 1978, "Recovery System Design Guide", Technical Report AFFDL-TR-78-151, California.
- Knacke, T.W., 1992, "Parachute Recovery Systems Design Manual", 1sted., Para Publishing, Santa Barbara, California.
- Koldaev, V., 1989, "Optimization of Parachute Construction Characteristics", The Reports Collection of NIIAUS Scientific Conference, Moscow.
- Koldaev, V., Moraes, P.Jr., 1997, "Analytical Method for Optimization of Recovery System Parameters and its Application", Nota Técnica NT-132/ASE-N/97, CTA/IAE, São José dos Campos-SP.
- Koldaev, V., Moraes, P.Jr., 1998, "Design of Impact Attenuators for Ground Recovery of Small Space Capsules", V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Fortaleza-CE.
- Koldaev, V., Guimarães, M., Moraes, P.Jr., 1999, "Simulation of Parachute Dynamics", XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, COBEM'99, Águas Lindoia-SP.
- Lobanov, N.A, 1975, "Calculation and Design of Parachutes", Mashinostroenie, Moscow.
- Moraes, P.Jr., 1998, "Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA", 8^o Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, Concepción, Chile.
- Moraes, P.Jr., 1999, "Proposta para Ensaios em Vôo Suborbital do SARA com Veículo VS-40", Nota Técnica NT-166/ASE-N/99, CTA/IAE, São José dos Campos-SP.
- Peterson, C.W., 1990, "High Performance Parachutes", Scientific American Journal of Aircraft, pp. 108-116.

RELAÇÕES FUNCIONAIS DE ASPERSORES TIPO *SPRAY* USADOS EM PIVÔ CENTRAL

Cid Sidney G. de Oliveira ⁽¹⁾

Henner A. Gomide

Sonia A. G. Oliveira

Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia - FEMEC/UFU
CEP 38400 089 Uberlândia, MG, Brasil – E-mail hagomide@ufu.br

(1) Aluno de Mestrado em Eng. Mecânica e Pesquisador da EMBRAPA – Sete Lagoas MG

Resumo

A grande extensão de áreas plantadas no Brasil, cerca de 150 milhões de hectares, as grandes reservas pluviais e as áreas propícias à irrigação tornam o método de irrigação por aspersão ideal para as lavouras brasileiras. Por seu bom desempenho na irrigação, devido ao menor consumo de energia e por se adaptarem bem as condições de vento, os pivôs centrais que utilizam aspersores fixos tipo *spray* são bem aceitos pelos agricultores. Apesar destas vantagens, produzem altas taxas de precipitação que podem prejudicar o solo e algumas culturas. A distribuição de água através do sistema *spray* tem sido muito investigada, apesar das relações funcionais entre a geometria do dispositivo e os parâmetros físicos do processo não terem merecido ainda a devida atenção. Este trabalho usa a Análise Dimensional e Similitude para identificar e estabelecer a relação entre os parâmetros geométricos e físicos envolvidos no fenômeno da aspersão. Desta forma, é analisado e definido a importância dos parâmetros do problema e as relações funcionais entre eles, permitindo que se determine a equação componente do sistema físico.

Palavras Chaves: Irrigação, Aspersores, Pivô Central, Análise Dimensional, Similitude.

1. INTRODUÇÃO

A necessidade de alimentos tem sido uma das preocupações básicas do homem desde os primórdios da civilização. A conscientização deste problema levou ao desenvolvimento de técnicas especiais, através da Engenharia de Água e Solo e da Engenharia de Irrigação. A prática da irrigação teve sua origem com os povos antigos às margens dos grandes rios, evoluindo para métodos de condução e distribuição de água, desde sistemas de inundação, canais, gotejamento até os sistemas atuais de aspersão, com modernos equipamentos comerciais (Marchetti, 1989 e Jensen, 1983).

A irrigação por aspersão é uma forma de precipitação artificial que mais se assemelha à natural, produzida por jato d'água que emitidos contra obstáculos e desintegrados na forma de gotas, são distribuídas sobre a superfície do solo. Os primeiros sistemas de aspersão eram lineares e estacionários, sendo hoje móveis sob a forma de pivô central (Raposo, 1979 e Costalonga, 1986). A incorporação das inovações tecnológicas e a busca de menor consumo

de energia determinaram a utilização dos aspersores tipo *spray* como sendo os mais recomendados (Wilmes et alli, 1993, James and Blair, 1984). Os *sprays* com aspersores de baixa pressão tem sido intensamente investigados, principalmente quanto ao tamanho das gotas (Solomon et alli, 1985, Kohl and Deboer, 1984, Deboer et alli, 1992).

Alguns trabalhos experimentais desenvolvidos recentemente em laboratórios têm buscado melhor compreender o comportamento de aspersores fixos (Silva et alli, 1995, Sousa et alli, 1995, Reis et alli, 1993). Esses trabalhos tem contribuído com resultados importantes, porém pouco se tem feito para determinar as relações funcionais globais entre os parâmetros físicos envolvidos nos problemas estudados, deixando uma lacuna sobre o fenômeno da aspersão por *sprays*. A Análise Dimensional e a Similitude tem sido úteis no estudo de fenômenos físicos desta natureza, constituindo em ferramenta poderosa na solução de problemas tecnológicos e na elucidação de fenômenos físicos complexos (Murphy, 1950; Szücs, 1980; Carneiro, 1993).

Seguindo esta tendência experimental desenvolvida em laboratórios, o presente trabalho utiliza a Análise Dimensional e Similitude para identificar e estabelecer as relações entre os parâmetros geométricos e físicos envolvidos no fenômeno de aspersão.

2. O SISTEMA PIVÔ CENTRAL

Um sistema pivô central consiste de uma linha lateral solteira de aspersores, com uma extremidade ancorada em uma estrutura de pivô fixa e a outra movendo-se ao redor do pivô, enquanto aplica água sobre o solo. A água é suprida da fonte para a lateral através do pivô. A tubulação de aspersores é articulada, sendo sustentada por unidades móveis e suspensa por um sistema de treliças, tirantes ou cabos entre estas unidades (Marchetti, 1987; Costalonga, 1986; Raposo, 1979). A Figura 1 ilustra o esquema de um pivô central equipado com aspersores tipo *spray*.

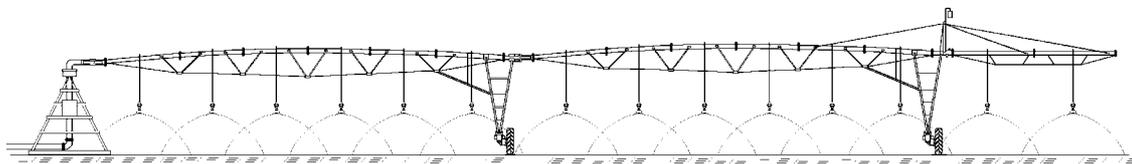


Figura 1 - Esquema de um pivô central.

O principal componente para o dimensionamento de um sistema pivô central é o arranjo dos emissores de água. A partir de dois princípios diferentes da quebra do jato de água emitido por um bocal, dois tipos principais de aspersores são usados em pivôs centrais, os aspersores rotativos de impacto e os aspersores tipo *spray*, sendo este último o foco de atenção neste trabalho.

A Figura 2 mostra o esquema de um aspersor fixo tipo *spray*, que consiste de um bocal cônico que emite o jato de água contra uma placa defletora que o dispersa, distribuindo a água em forma de gotas sobre uma área circular.

3. PARÂMETROS E RELAÇÕES FUNCIONAIS DO PROBLEMA

Para a realização do estudo experimental proposto, foram usados os fundamentos da Análise Dimensional e de Similitude, visando determinar as relações funcionais do problema. Para isto, foi feita a identificação dos principais parâmetros envolvidos no sistema físico estudado. A Figura 3 mostra os parâmetros que melhor descrevem o fenômeno, sem considerar o efeito do vento.

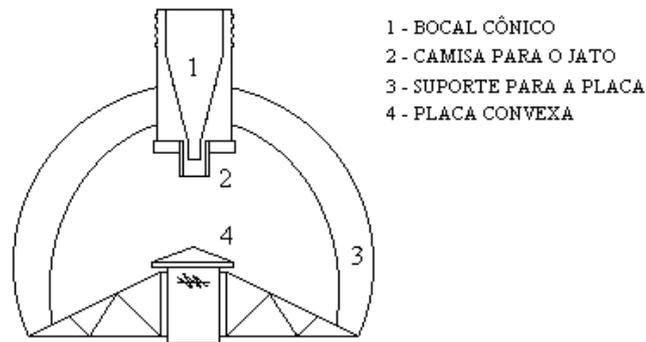


Figura 2 - Aspersor fixo tipo *spray*.

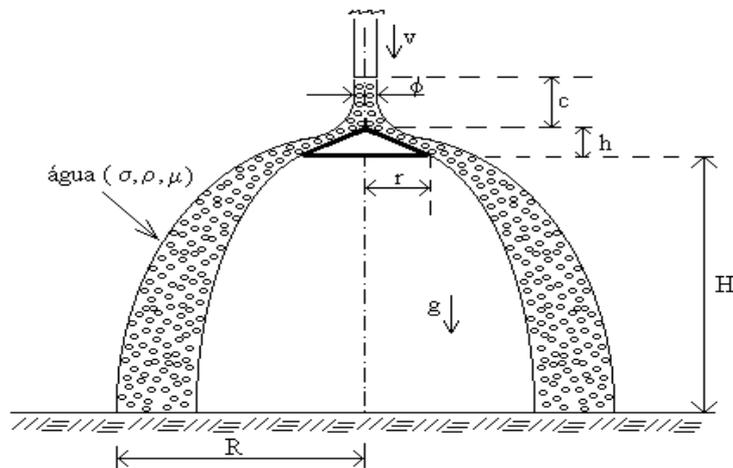


Figura 3 - Esquema de um aspersor tipo *spray* com os parâmetros do sistema físico.

Os parâmetros mostrados na Figura 3, foram divididos em parâmetros geométricos (λ_i), variável de escoamento (v), constante física universal (g) e propriedades da água em função das grandezas primárias, ou seja:

- R - raio de alcance do aspersor (L)
- H - altura de operação do aspersor (L)
- r - raio da placa defletora (L)
- h - altura do vértice da placa (L)
- c - distância entre a saída do bocal e a placa (L)
- ϕ - diâmetro do jato de água emergente do bocal (L)
- v - velocidade do jato (LT^{-1})
- g - aceleração da gravidade local (LT^{-2})
- μ - viscosidade dinâmica da água ($L^{-1} MT^{-1}$)
- ρ - densidade da água (MT^{-3})
- σ - tensão superficial da água (MT^{-2})

Como grandezas determinantes, foram escolhidos os parâmetros c , v e ρ , que tem dimensões independentes entre si e incluem as três grandezas fundamentais do problema.

Sendo o número de parâmetros $n = 11$ e o posto da matriz dimensional $r = 3$, o fenômeno pode, em princípio, ser descrito através de 8π -termos, segundo Buckingham (Murphy, 1950 e Szücs, 1980). Assim, a distribuição radial de água de um aspersor é definida pela função:

$$\frac{R}{c} = f\left(\frac{h}{r}, \frac{H}{c}, \frac{\phi}{c}, \frac{h}{c}, \frac{v^2}{gc}, \frac{\rho v \phi}{\mu}, \frac{\rho v^2 \phi}{\sigma}\right)$$

ou

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8) \quad (1)$$

4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 Formulação simplificada

Para possibilitar a determinação das equações componentes ou relações funcionais do sistema em estudo, foram selecionados os parâmetros (π - termos) mais importantes a serem incluídos nos experimentos, após a identificação daqueles de menor importância ou mantidos constantes no experimento. Assim, o π - termo π_2 foi avaliado experimentalmente (Oliveira, 1999) mostrando que o raio de alcance (R) é máximo e tem uma distribuição mais uniforme para um ângulo de placa (Fig.3) $\alpha = \arctan(h/r) \approx -12^\circ$, valor este utilizado pela maioria dos fabricantes na construção de placas convexas. Da mesma forma, os π -termos π_4 , π_5 e π_8 foram negligenciados, por serem constantes, por terem incompatibilidade de escala ou por serem considerados pouco representativos no fenômeno físico como um todo (Oliveira, 1999).

Desta forma, a equação resultante considerada neste trabalho, ou seja, o raio de alcance (R/r) do aspersor em função da altura de operação (h/c), do número de Froude e de Reynolds, permite a avaliação de dependência entre estes parâmetros, definida como:

$$\frac{R}{c} = F\left(\frac{H}{c}, \frac{\rho v \phi}{\mu}, \frac{v^2}{gc}\right) \quad \text{ou} \quad \pi_1 = F(\pi_3, \pi_8, \pi_6) \rightarrow \Pi_1 = F(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) \quad (2)$$

4.2 Montagem experimental

Tendo em vista o caráter experimental do presente trabalho, essencial para a determinação de dependência do raio de alcance (R/r) em relação aos outros parâmetros (Eq.2), foi simulado o fenômeno em laboratório, com a montagem de uma bancada de testes, composta de um Sistema de Abastecimento de Água, um Sistema de Controle, um Sistema de Aspersão e de Medição. A Figura 4 mostra uma foto do Sistema de Controle, com um grupo de rotômetros trabalhando em paralelo, com válvulas de ajuste da vazão e manômetros, ligado ao aspersor através de mangueiras flexíveis de alta pressão.

No Sistema de Aspersão utilizou-se um único aspersor em tamanho real. Para a sustentação do aspersor e variação da altura do mesmo, visando o estudo do π - termo $\Pi_2=H/c$, ele foi instalado em um braço horizontal de uma coluna vertical em tubo de aço galvanizado e fixada em uma sapata, permitindo mobilidade na direção vertical. A montagem foi feita de modo que o eixo vertical do aspersor passasse pelo centro do primeiro coletor, de uma série instalados ao longo do raio de alcance ou área molhada.



Figura 4 – Sistema de Controle das variáveis de escoamento.



Figura 5 – Vista do conjunto, Sistema de Aspersão e de Medição.

A Figura 5 mostra uma foto do sistema em funcionamento, incluindo a série de coletores cilíndricos destinados à medição da intensidade de precipitação através do volume de água ao longo do raio. Foram utilizados vários bicos injetores comerciais. Adotou-se um tempo de aspersão de 15 minutos, suficiente para estabelecer um volume mensurável na menor precipitação ocorrida. Esses volumes, relacionados com a área da boca dos coletores, permitiram determinar as lâminas distribuídas e estas, relacionadas com o tempo de aspersão, possibilitaram a completa determinação da precipitação radial.

5. AVALIAÇÃO E RESULTADOS

Um método conciso e rápido de estimar o raio de alcance e caracterizar a distribuição de água de aspersores operando em condições estáticas e na ausência de vento, consiste na captura da água aspergida utilizando-se uma seqüência de coletores de precipitação, instalados em uma única posição radial no círculo molhado pelo aspersor. O relacionamento dos volumes de água coletados ao longo do raio com o tempo de aspersão e com a vazão ou com o volume total descarregado pelo aspersor, permite interpolar o raio de alcance, analisar o erro experimental, estimar a distribuição de água e obter outras funções de interesse (Oliveira,

1999). Assim, utilizando este princípio e os fundamentos teóricos definidos pela Eq. (2), foram obtidos três funções componentes do sistema físico estudado. A Figura 6 mostra a função componente da altura, com ângulo da placa de -12° e $+12^\circ$, Número de Reynolds constante ($Re=100000$) e o Número de Froude fixo em 500, ou seja $\Pi_1 = F_2(\Pi_2, \bar{\Pi}_3, \bar{\Pi}_4)$.

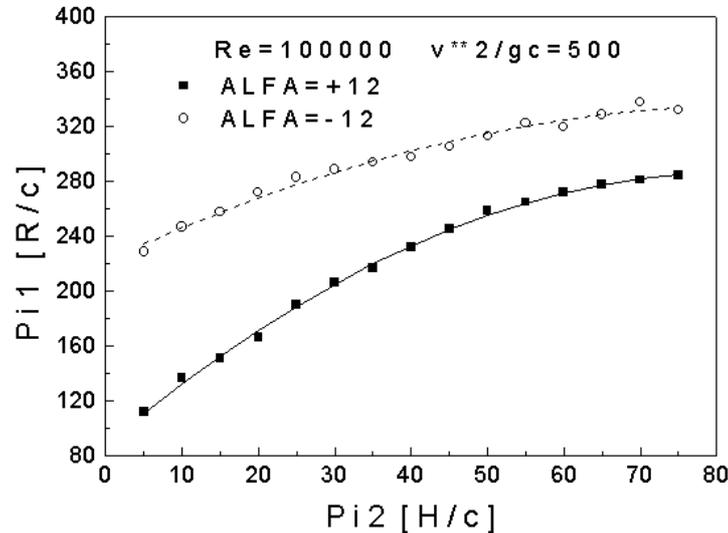


Figura 6 -. Função componente da altura.

Da mesma forma, foram obtidas funções componentes de Reynolds, $\Pi_1 = F_2(\bar{\Pi}_2, \Pi_3, \bar{\Pi}_4)$, mostrado na Fig. 7, e a função componente de Froude, $\Pi_1 = F_3(\bar{\Pi}_2, \bar{\Pi}_3, \Pi_4)$, mostrado na Fig.8.

6. DISCUSSÃO

É importante observar que o raio da área molhada é significativamente maior para placas com ângulo de -12° (placa côncava), como pode ser observado nas Figuras 6, 7 e 8. Outro fato importante a ser destacado é que, para um determinado valor dos Números de Reynolds e Froude, o raio da área molhada tem tendências à estabilização, que para $Re=100000$ e $Fr=500$, assume um valor de $H/c \approx 70$. Ressalta-se também que, o raio da área molhada aumenta com o Número de Reynolds, tendendo para um valor máximo em $Re \approx 160000$, valor próximo aos valores dos sistemas hoje comercialmente instalados e em funcionamento.

Merece destaque neste trabalho a inclusão simultânea dos efeitos das forças viscosas atuantes no fluido (Número de Reynolds) e o efeito da força gravitacional (Número de Froude). A incompatibilidade desses dois números, principalmente para fator de escala diferentes da unidade, leva a maioria dos pesquisadores a negligenciar um deles, quase sempre o Número de Reynolds, quando o fluido utilizado é a água. A importante observação neste trabalho é que, como mostrado nas Figs. 7 e 8, a variação do Número de Reynolds provoca maiores variações no raio da área molhada do que o Número de Froude, normalmente assumido pela maioria dos pesquisadores como sendo a mais importante.

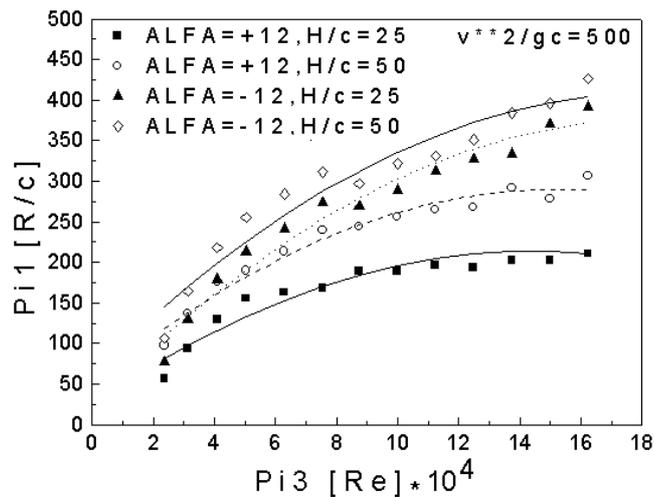


Figura 7 - Função componente de Reynolds.

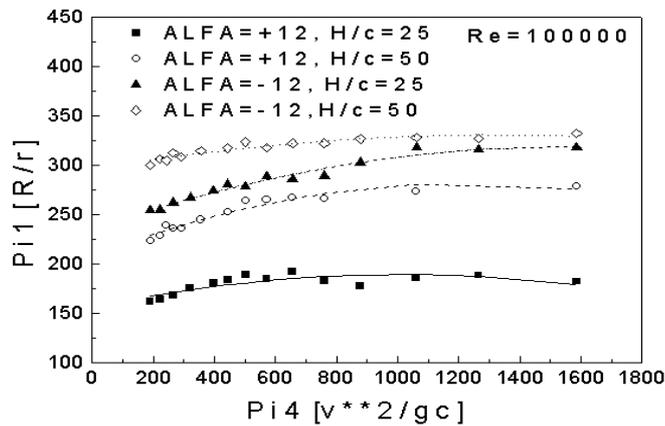


Figura 8 - Função componente de Froude.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo apresentado neste trabalho, apesar das restrições da formulação simplificada utilizada, permite a determinação do modelo matemático de cada relação funcional ou função preditiva e a conseqüente determinação da Equação Componente do sistema físico como um todo. Essa determinação pode ser feita em função dos principais parâmetros do problema, conforme definido, ou seja, R , c , H , ϕ , v , μ , ρ , para ângulo da placa de -12° e $+12^\circ$ e dentro dos limites definidos. A determinação experimental das funções componentes mostradas nas Figs. 7 e 8, para dois valores de H/c , constituem informações complementares e essenciais para comprovar e validar a combinação das equações preditivas, se por soma ou produto.

Com base na equação componente, equação matemática obtida das funções preditivas mostradas nas Fig. 6, 7 e 8, tem-se o modelo matemático do fenômeno físico em consideração. Esta equação empírica constitui uma importante ferramenta para a definição dos parâmetros a serem utilizados em sistemas de Pivô Central com aspersores tipo *spray*.

8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFU e a EMBRAPA – Sete Lagoas/MG, pelo suporte financeiro dessa pesquisa.

9. REFERÊNCIAS

- Carneiro, F.L., 1993, Análise Dimensional e Teoria da Semelhança e dos Modelos Físicos, Editora UFRJ, Rio de Janeiro.
- Costalonga, A., 1986, O Sistema de Irrigação por Pivô Central, CODEVASF, Brasília DF, 16p.
- Deboer, D.W., Beck, D.L. & Bender, A.R., 1992, A Field Evaluation of Low, Medium and High Pressure Sprinklers, Transactions of the ASAE, St. Joseph, 35(4), p. 1185-1189.
- James, L.G. & Blair, S.K., 1984, Performance of Low Pressure Center Pivot Systems, Transactions of the ASAE, St. Joseph, p. 1753-1762.
- Jensen, M.E., 1983, Design and Operation of Farm Irrigation Systems, St. Joseph, ASAE, Cap. 1, p. 2-9.
- Kohl, R.A. & Deboer, D.W., 1984, Drop Size Distribution for a Low-Pressure Spray Type Agricultural Sprinklers, Transactions of the ASAE, St. Joseph, p. 1836-1840.
- Marchetti, D., 1989, Irrigação por Pivô Central, EMBRAPA - Depto. de Difusão de Tecnologia, 2a ed., 23 p. Brasília DF.
- Murphy, C.E., 1950, Similitude in Engineering, The Ronald Press Company, N.Y.
- Oliveira, C.S.G., 1999, Estudo de Aspersores Tipo *Spray* para Pivô Central, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Eng. Mecânica da Univ. Federal de Uberlândia, em fase de Conclusão, Uberlândia MG.
- Raposo, J.R., 1979, A Rega por Aspersão, Clássica Editora, Lisboa.
- Reis, W., Oliveira, C.S.G. & Silveira Neto, A., 1993, Comportamento Dinâmico de um Jato Incidente Sobre Placas Aspersoras - Cenário da Transição à Turbulência, Anais do XII COBEM, vol. II, pp. 1033-1036, Brasília DF.
- Silva, D.D. da, Ramos, M.M., Deniculi, W., Martinez, M.A. & Soares, A.A., 1995, Desenvolvimento e Avaliação de uma Placa Defletora Auxiliar para Aspersores Fixos, Anais do XXIV CONBEA, p. 252, SBEA no 95-3-252.
- Solomon, K.H., Kincaid, D.C.; Bezdek, J.C., 1985, Drop size distribution for irrigation spray nozzles, Transactions of the ASAE, St. Joseph, 28(6), p. 1966-1974.
- Sousa, S.A.V. de; Ramos, M.M., Mantovani, E.C., Pruski, F.F. & Soares, A.A., 1995, Desenvolvimento de um Aspersor Fisco Equipado com Placa Defletora Estriada com Movimento Rotativo, Anais do XXIV CONBEA, p. 214, SBPEA no 95-3-214.
- Szücs, E., 1980, Similitude and Modelling, Elsevier Scientific Company, Amsterdam-Oxford-New York.
- Wilmes, G.J., Martin, D.L. & Supalla, R.J., 1993, Decision Support System for Design of Center Pivots, Transactions of the ASAE, St. Joseph, 37(1), p. 165-175.

CARACTERIZAÇÃO DO BAGAÇO DE CANA E ESTUDO DE UM SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO

Jefferson Luiz Gomes Corrêa

Marcelo Theotônio Teixeira Rios

Silvia Azucena Nebra

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia, Cx. Ps. 6122, CEP: 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: jefferso@fem.unicamp.br

Resumo

Desenvolveram-se neste trabalho, o projeto de um sistema de alimentação para o bagaço de cana e a caracterização deste material. O sistema de alimentação era composto por um silo com tremonha em cunha retangular e uma calha vibratória inclinada. Com a finalidade de realizar testes de dimensões, confeccionaram-se vários protótipos do silo, mantendo-se constante o ângulo de inclinação da tremonha e variando-se as dimensões da boca da mesma. A caracterização foi constituída de medidas de densidade aparente, ângulo de escoamento do material e análise granulométrica em função do teor de umidade do mesmo e de um estudo de distribuição de fibras e pó em função do diâmetro médio obtido da análise granulométrica.

Palavras-chave: silo, bagaço de cana, alimentação, fibra, caracterização.

1. INTRODUÇÃO

A utilização de biomassa apresenta-se como uma importante alternativa para geração de energia elétrica em relação a combustíveis fósseis. O Brasil é um dos grandes produtores mundiais de biomassa, com destaque para o bagaço de cana. Devido à utilização de cana de açúcar para a produção de açúcar e álcool combustível, obtém-se, neste país, grande quantidade deste combustível, que por ser resíduo de processo, apresenta baixo custo.

Sousa-Santos (1997), estudando a gaseificação de bagaço de cana em leito fluidizado pressurizado, observou que a eficiência ótima do processo ocorria com o bagaço com teor de umidade entre 20 e 30% em base úmida (b.u.). Paiva Souza et al.(1998) estudaram a economia energética obtida na utilização de gás de escape de caldeiras de vapor para a secagem de bagaço. Este produto sai das moendas a 50% de umidade (b.u.).

Gaha et al. (1998) desenvolveram um sistema de alimentação de bagaço de cana para um gaseificador ciclônico. Este sistema era composto de um silo de área de seção transversal quadrada sem tremonha com capacidade de 0,4 m³ de volume com 4 roscas transportadoras na parte inferior. Nos primeiros testes, o bagaço foi alimentado em sua forma usual, observando-se formação de arco coesivo e flutuação na vazão de saída do material. A solução encontrada pelos autores foi peletizar e moer o bagaço, transformando-o em um material de dimensões menores, mais homogêneas e de maior densidade aparente, embora resultasse em maior gasto energético, e maior custo.

Neiva (1998a) mediu várias propriedades do bagaço, necessárias ao dimensionamento de um silo. Seu sistema de alimentação era composto por um silo constituído somente por uma tremonha de 2m³ e por um conjunto de 6 roscas dosadoras paralelas. Neste trabalho, Neiva

comenta que a partir de um teor de umidade de 20% (b.u.) para mais, a alimentação do bagaço começa a se tornar problemática. Em outro trabalho (Neiva, 1998b), este autor afirma que houve formação de arco coesivo em seu sistema e que provavelmente haveria escoamento por gravidade sem formação de arco se o silo tivesse o fundo totalmente aberto. Afirma, ainda, que a lenta retirada do material desenvolve fenômenos na interface silo-rosca que provocam a formação de arco.

Bernhardt (1999) estudou a formação de arco em silos de bagaço de cana. Propôs um modelo para predição de dimensões mínimas para a altura e distância entre as paredes de silos baseado em testes de cisalhamento, densidade aparente e razão entre fibras e pó do bagaço. Seu modelo foi baseado em silos verticais sem tremonha.

O bagaço de cana pode apresentar diferenças em sua composição em função da qualidade da cana e do processamento (Bernhardt, 1999). Independentemente destes fatores, este produto constitui-se basicamente de pó e de grande percentagem de fibras, como apresentado por Nebra e Macedo (1988).

O presente trabalho faz parte de um projeto de estudo da secagem de bagaço de cana em um secador ciclônico. Seu objetivo é dimensionar um sistema de alimentação do bagaço para este secador e fazer a caracterização deste material. Para dimensionar o sistema de alimentação, confeccionaram-se vários protótipos com diferentes dimensões de boca da tremonha. A caracterização foi constituída de medidas de densidade aparente, análise granulométrica e ângulo de escoamento do material, em função do teor de umidade do mesmo e de um estudo de distribuição de fibras e pó em função do diâmetro médio obtido da análise granulométrica.

2. METODOLOGIA

2.1 Caracterização do Bagaço de Cana

Os testes de caracterização e de dimensionamento do sistema de alimentação foram realizados com bagaço de cana cedido pela Usina Ester situada na cidade de Cosmópolis, SP. A partir de uma amostra deste bagaço, com teor de umidade de 2,76% (b.u.) em equilíbrio com a umidade do ar, foi feito um estudo para definição do conjunto de peneiras que apresentasse a distribuição mais uniforme. Depois, variou-se o tempo de peneiramento a fim de obter-se um tempo ideal em que não houvesse variações nas massas obtidas em cada peneira.

A densidade aparente do material foi determinada utilizando o método de pesagens sucessivas com um picnômetro de 0,050 l. Como fluido de trabalho, foi escolhido o tolueno devido à sua baixa tendência a penetrar os poros no interior das partículas. Para esta determinação, procurou-se utilizar amostras contendo todos os tipos e tamanhos de partículas. Uma descrição mais detalhada deste método encontra-se em Mohsenin (1986).

Outra característica medida foi o ângulo de escoamento do material. Isto foi feito colocando-se uma quantidade do mesmo sobre uma superfície horizontal de papelão revestida com filme vinílico e inclinando esta superfície até obtenção de escoamento.

As determinações acima descritas foram realizadas para diferentes teores de umidade do material para que se avaliasse a influência desta variável. A umidade foi determinada inicialmente em estufa e depois comparada com a obtida em uma balança marca OHAUS modelo MB200 com monitoramento de perda de umidade. A diferença apresentada entre os dois aparelhos foi de 0,8 % em base úmida, o que levou a optar pelo uso desta balança nas demais determinações, por apresentar menor tempo de processamento. A temperatura utilizada (105°C) foi baseada na norma NBR 7993 referente à secagem de madeira reduzida a serragem, por não se ter norma específica para secagem deste material.

Fez-se, ainda, uma avaliação do percentual de fibras obtidos em cada peneira, por separação manual das frações. Considerou-se que as partículas do material fossem constituídas de fibras, que apresentavam geometria próxima a de um cilindro, e pó, de dimensões semelhantes entre si. Utilizou-se também nesta determinação dados de Nebra e Macedo (1988), que fizeram o mesmo estudo com outras medidas de diâmetro médio.

2.2 Dimensionamento do Sistema Silo-Transportador

Primeiramente fez-se um experimento com o material com teor de umidade igual a 45,5% (b.u.) em um sistema previamente existente composto por um silo com tremonha piramidal de base quadrada e ângulo de inclinação da tremonha com a vertical (α) igual a 27° e uma calha vibratória horizontal (sistema 1).

Repetiu-se o experimento no mesmo sistema utilizando-se pequenos cilindros de resina plástica, de $2,43 \times 10^{-3}$ m de diâmetro e $2,99 \times 10^{-3}$ m de comprimento a fim de comparar o comportamento dos dois sólidos.

Posteriormente, fez-se o dimensionamento do silo baseado no procedimento recomendado por Jenike, apud Arnold et al. (1987) também utilizados por Neiva (1998b). Consiste em se utilizar ábacos de Jenike para determinação de α , e através deste determinar a abertura mínima da boca da tremonha (b_{\min}).

Calculou-se b_{\min} através da teoria de Marinelli e Carson (1992) que recomendam que b_{\min} corresponda de 3 a 4 vezes a maior dimensão da maior partícula do material para arco mecânico ou intertravante. Neste trabalho, estendeu-se esta consideração para arco coesivo.

Confeccionaram-se, então, silos com tremonhas em cunha em papelão revestido com filme vinílico, testando-se diferentes aberturas de boca da tremonha (b) e mantendo-se α , o comprimento da tremonha (a) e o comprimento da parte vertical (c) constantes. Alterando-se as dimensões de saída, há também alteração da largura (d) e da profundidade (l) da tremonha. As dimensões características do silo estão apresentadas na figura 1.

Fazendo parte do estudo do sistema silo-transportador, foi utilizada como transportadora uma calha vibratória e o ângulo de escoamento do bagaço de cana medido foi utilizado como ângulo de inclinação da mesma.

Diante das diferenças que podem ser apresentadas entre diferentes amostras deste material, os dados reportados no presente estudo devem ser considerados como valores aproximados.

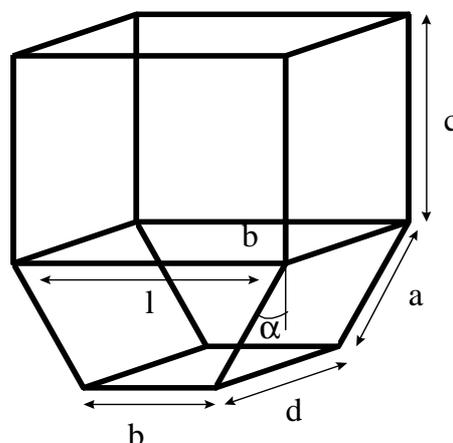


Figura 1. Dimensões características do silo

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 Caracterização do Bagaço de Cana

3.1.1. Granulometria

O conjunto de peneiras em que obteve-se a melhor distribuição granulométrica é apresentado na tabela 1. Apresenta-se também nesta tabela a distribuição granulométrica do bagaço de cana em função do teor de umidade.

Na faixa de tempo de 5 a 30 minutos, o tempo de peneiramento não apresentou influência sobre a variação percentual da massa retida em cada peneira. Adotou-se então 15 minutos para esta variável, como efetuado por Neiva (1998b).

Através da observação da tabela 1, vê-se que para o bagaço com teores de umidade maiores (36,42 e 65,64%), há uma tendência à formação de grumos. O que ocorre é que a umidade leva as partículas menores a se agruparem às maiores, não havendo depósito destas nas peneiras de menor diâmetro de abertura. Além disto, o material úmido apresenta maior aderência às telas das peneiras, o que dificulta a sua passagem pelas mesmas.

Tabela 1. Distribuição granulométrica e ângulo de escoamento do bagaço de cana

Teor de umidade [%] (b.u.)	Ângulo de escoamento [°]	Abertura da peneira [$\times 10^3$ m]					
		6,35	1,19	0,59	0,30	0,075	0
		Fração mássica retida [%]					
2,76	--	4,06	37,70	31,10	20,91	5,94	0,30
17,00	34,08	12,41	27,08	28,65	19,86	11,76	0,24
20,12	33,09	10,40	26,55	28,62	21,64	12,54	0,25
36,42	39,21	10,83	28,52	47,96	11,89	0,80	0,00
65,64	41,37	12,54	58,76	28,70	0,00	0,00	0,00
9,87	30,29						

3.1.2. Ângulo de Escoamento

A tabela 1 apresenta os ângulos de escoamento obtidos para o bagaço de cana em função do teor de umidade do material. Como era de se esperar, observa-se que, com o aumento do teor de umidade, é necessário aumentar também o ângulo de inclinação para que haja escoamento do bagaço de cana.

3.1.3. Densidade do Bagaço de Cana

A figura 2 apresenta a densidade do bagaço de cana (ρ) [kg/m^3] em função do teor de umidade (X) [%] (b.u.) do mesmo. A equação 1 corresponde ao ajuste da curva desta figura.

3.1.4 Porcentagem de Fibras

A figura 3 apresenta a porcentagem de fibras (pf) obtida em função do diâmetro médio (d_p) da peneira. Trabalhou-se com peneiras com d_p na faixa de $0,18 \times 10^{-3}$ a $6,35 \times 10^{-3}$ m. Pode-se observar que há uma tendência a um aumento do teor de fibras com o incremento do diâmetro

médio, a partir de um valor mínimo de 40%, para a faixa de valores testada. A equação 2 corresponde ao ajuste da curva da figura 3.

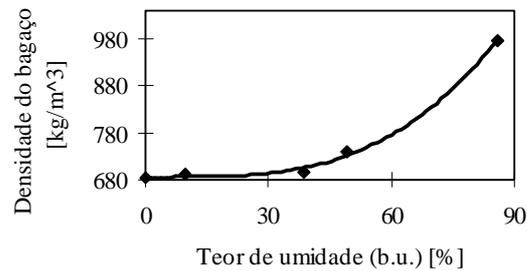


Figura 2. Densidade do bagaço de cana em função do teor de umidade

$$\rho = 0,0006X^3 - 0,0134X^2 + 0,1428X + 685,42 \quad (1)$$

coeficiente de correlação 0,9974; $0 < x < 85,8\%$ (b.u.)

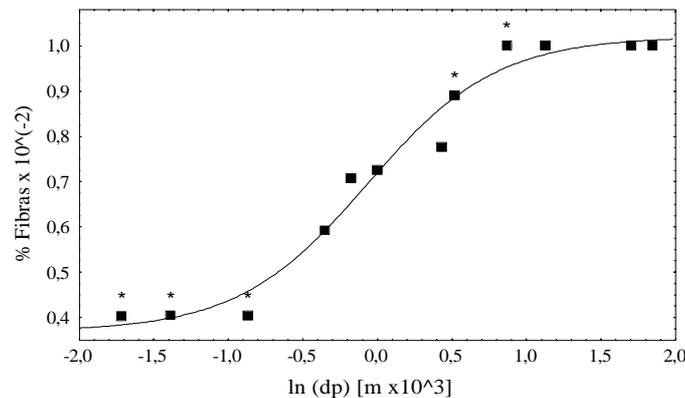


Figura 3. Relação entre porcentagem de fibras e diâmetro médiogranulométrico, onde os pontos acompanhados de * foram obtidos por Nebra e Macedo (1988)

$$pf = 100 * ((-1,6709 + 1,0197) / (1 + \exp((1000 * \ln(dp)) + 0,0654 / 0,4343)) + 1,0197) \quad (2)$$

coeficiente de correlação 0,9871; $0,18 \times 10^{-3} < \overline{d_p} < 6,35 \times 10^{-3} \text{ m}$

3.2. Dimensionamento do Sistema Silo-Transportador

Não houve escoamento do bagaço de cana devido à formação de arco coesivo ao se trabalhar com bagaço com umidade de 45,5% (b.u.) no sistema 1, porém, obteve-se escoamento ao se trabalhar com os cilindros de resina plástica.

Com base nos experimentos desenvolvidos neste trabalho e no trabalho de Neiva (1998b), observa-se que o bagaço apresenta um escoamento mais difícil por tratar-se de um material de dimensões bastante heterogêneas, composto tanto por fibras de diversos tamanhos como partículas pequenas (pó), com tendência tanto à aglomeração quanto à segregação, além da presença de umidade, que dificulta o escoamento. Os cilindros de resina plástica escoaram facilmente neste sistema por tratar-se de um material homogêneo formado por partículas de pequenas dimensões e apresentar baixa tensão de cisalhamento, além de estarem secos.

Os valores do ângulo efetivo do material (ϕ_e), ângulo de atrito entre o material e a superfície (ϕ_s), tensão principal de consolidação (σ_1) e função fluxo do material (FF) necessários para a determinação de α foram obtidos em Neiva (1998b) e são apresentados na tabela 2. Optou-se por trabalhar com valores obtidos com o material com teor de umidade próximo ao do material recolhido após a moagem, nas usinas. Embora os dados de Neiva (1998b), correspondentes aos testes de cisalhamento para o bagaço de cana, tenham sido obtidos em uma superfície de aço rugoso e se utilize aqui uma superfície lisa de papelão revestida por filme vinílico, utilizaram-se estes resultados como uma primeira aproximação. A construção do sistema em papelão objetivou uma avaliação do sistema para se optar pela posterior construção em aço. Para isto, considerou-se que as maiores dificuldades advindas dos experimentos não fossem as eventuais variações das tensões de cisalhamento para o bagaço nas diferentes superfícies e sim as características do material.

Utilizando-se os ábacos de Jenike (Arnold et al., 1987) obteve-se α na faixa de 0 a 20°. Optou-se, então, pela utilização de um valor médio de $\alpha = 10^\circ$.

Como para o bagaço de cana, num gráfico de σ_1 por tensão confinada de deslizamento (σ_c), as curvas relativas ao fator fluxo da tremonha (ff) e a função fluxo do material (FF), não se interceptam, a dimensão mínima da boca da tremonha (b_{min}) não pôde ser determinada em função de α . Optou-se, então pelo uso da teoria proposta por Marinelli e Carson (1992). Mediu-se o comprimento de fibras de uma amostra de material obtendo-se 6 cm como valor do comprimento da maior partícula. Assim, é necessário que b_{min} esteja entre 18 e 24 cm.

Tabela 2. Valores das propriedades do bagaço obtidas em ensaio de cisalhamento (Neiva, 1998b)

Teor de umidade [%] (b.u.)	ϕ_s [°]	ϕ_e [°]	σ_1 [Nm ⁻²]	σ_c [Nm ⁻²]	FF
50,4	22	55	4978	2166	2,3
50,4	22	55	4954	2860	1,7
50,4	22	58	14172	7373	1,9
50,4	22	58	14144	8201	1,7

Após calculadas as dimensões teóricas do ângulo de inclinação da tremonha com a vertical e a abertura mínima necessária, foram construídos os silos em papelão revestidos com filme vinílico e feitos diversos ensaios, sempre mantendo α constante em 10°, a altura da seção vertical e variando as demais dimensões. Na tabela 3, encontram-se as dimensões deste silos e o comportamento apresentado em relação ao escoamento do bagaço de cana.

Os silos 1, 2, 5 e 6, nos quais a abertura mínima da boca da tremonha era menor que a determinada pela teoria de Marinelli e Carson (1992), apresentaram formação de arco coesivo. Os silos 3 e 4, com abertura mínima da boca da tremonha determinada por esta teoria, não apresentaram formação de arco coesivo. Porém, nestes últimos, todo o material contido no silo escoou de uma só vez, no instante inicial da partida do escoamento.

Os silos 3 e 4 foram usados para um estudo de escoamento de bagaço úmido. Os resultados são apresentados na tabela 4.

Nos experimentos realizados para determinação da influência do teor de umidade no escoamento no silo, observou-se que com o aumento do teor de umidade, há uma diminuição da velocidade de escoamento devido à maior aderência do material às paredes, além da compactação do mesmo. Isto culminou no não escoamento do bagaço com teor de umidade de 65,65% no silo 3, como observado na tabela 4.

Para o dimensionamento completo do sistema, deve-se determinar o transportador que leva o material à etapa seguinte do processo. No presente trabalho, utilizou-se uma calha vibratória com o ângulo de inclinação com a vertical determinado no ensaio de medida de ângulo de escoamento do material.

Tabela 3- Dimensões dos silos construídos e o comportamento apresentado em relação ao escoamento do bagaço de cana

Silo	Dimensões [x10 ² m]					Formação de arco coesivo
	a	b	c	d	l	
1	20	9	35	16	16	sim
2	20	12	35	19	19	sim
3	20	18	35	25	25	não
4	20	24	35	31	31	não
5	31	9	37	21	21	sim
6	31	12	37	21	21	sim

Tabela 4. Condições de escoamento obtidas com a variação do teor de umidade do bagaço de cana

Teor de umidade [%] (b.u.)	Presença de escoamento	
	Silo 3	Silo 4
17,00	sim	sim
20,12	sim	sim
36,42	sim	sim
65,64	não	sim

Observou-se neste trabalho que o silo dimensionado oferece inicialmente uma vazão muito grande de sólidos. Objetivando trabalhar com uma vazão constante do material em cada experimento de secagem, optou-se, para este projeto, por alimentar o secador ciclônico somente com uma esteira rolante alimentada manualmente.

4. CONCLUSÕES

O tempo de peneiramento, na faixa de 5 a 30 minutos, não apresentou influência na distribuição granulométrica do bagaço de cana.

O conjunto de dados da distribuição de fibras, obtidos neste e em trabalho anterior (Nebra e Macedo, 1988), levou à obtenção de uma correlação com bom ajuste entre porcentagem de fibras e diâmetro médio granulométrico.

O aumento do teor de umidade leva à compactação do bagaço de cana, aumentando as dimensões do material tratado.

A densidade do bagaço apresentou, como esperado, uma dependência em relação ao teor de umidade do mesmo. A correlação obtida para esta relação apresentou um bom ajuste.

O produto estudado apresentou um aumento do ângulo de escoamento com o aumento do teor de umidade do mesmo.

Como o bagaço de cana apresenta dimensões bastante heterogêneas, sendo composto tanto por fibras de diversos tamanhos como partículas pequenas (pó) e baixa densidade aparente com tendência tanto à aglomeração quanto à segregação, além da presença de

umidade, o escoamento em silos torna-se bem mais difícil que o observado para a maioria dos materiais.

A teoria de Marinelli e Carson (1992) desenvolvida para o dimensionamento da abertura mínima da tremonha, quando se utilizam materiais que formam arco mecânico ou intertravante, também pôde ser aplicada para arco coesivo para o bagaço de cana, sendo que uma pequena diminuição do valor de abertura mínima do silo pode levar à formação de arco coesivo.

Variando-se o valor da abertura mínima da boca da tremonha, o comportamento do material varia bruscamente de não escoamento por formação de arco coesivo, ao escoamento total do material contido no silo no instante inicial. Isto leva a uma vazão muito grande na partida do sistema de alimentação.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem aos Profs. Drs. Meuris Gurgel Carlos da Silva e Caio Glauco Sanchez pelo empréstimo de peneiras; à Prof.a. Dra. Maria Aparecida Silva pelo empréstimo do picnômetro; ao CNPq, pelo apoio financeiro e às empresas Usina Ester e RM Comercial, que cederam o bagaço de cana e o filme vinílico, respectivamente.

6. REFERÊNCIAS

- Arnold, P. C., McLean, A. G., Roberts, A. W., 1987 “Determination of Hooper Geometry in Storage, Flow and Handling of Bulk Solids” em Roberts, A. W., 1987 “Storage, Flow and Handling of Bulk Solids”, Tunra Bulk Solids Research Associates, Ed. Roberts, A.W., The University of Newcastle, Austrália, pp. 3.1 a 3A.58.
- Bernhardt, W., 1999, “Handling Properties of Sugarcane Bagasse. Part III: The Phenomenon of Bridging, Zuckerindustrie”, Vol. 124, No.6, pp.456-461.
- Gabra, M., Salman, H., Kjellström, B., 1998, “Development of a Sugar Cane Residue Feeding System for a Cyclone Gasifier”, Biomass and Bioenergy. Vol.15, No. 2, pp. 143-153.
- Marinelli, J., Carson, J. W., 1992, “Solve Solids Flow Problems in Bins, Hoppers and Feeders”, Chemical Engineering Progress, Vol.88, No.5, pp. 22-28.
- Mohsenin, N. R., 1986, “Physical Properties of Plant and Animal Materials, Structure, Physical Characteristics and Mechanical Properties”. Gordon and Breach Science Publishers New York, New York 2^a. ed pp. 101-103.
- Nebra, S. A., Macedo, I. C., 1988, “Bagasse Particle Shape and Size and their Free-Setting Velocity”, International Sugar Journal, Vol. 80, No. 1077, pp. 168-170.
- Neiva, A. C. B., Sánchez, C. G., 1998, “Biomass Feeding Systems: Handling Sugarcane Bagasse”, 10th European Conference and Technology Exhibition Biomass for Energy and Industry - Proceedings of the International Conference, Würzburg, Germany, pp. 787-790.
- Neiva, A. C. B., 1998, “Estudo de alimentadores de bagaço de cana para reatores atmosféricos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 135 p.
- Paiva Souza, M. E., Nebra, S. A., Gallo, W. L. R., 1998, “Análise Exergética Comparativa de Sistemas de Recuperação de Energia dos Gases Efluentes de Caldeiras de Bagaço de Cana”, VII ENCIT, 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, pp.347 - 352.
- Souza-Santos, M. L., 1997, “A Study on Pressurized Fluidized-Bed Gasification of Biomass Through the Use of Comprehensive Simulation”, 4th International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Lisboa, Portugal, pp. 7-13 (part 25.2).

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE PRENSAS MULTIPUNÇÃO HEXAÉDRICAS

José Mauro Peixoto Mendes^a

Joël Frelat^b

^aUniversidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900, Brasília DF

^bUniversité de Paris VI - Pierre et Marie Curie, Laboratoire de Modélisation en Mécanique, 75.015, Paris, França

Resumo

As prensas multipunção hexaédricas foram desenvolvidas para atingir pressões hidrostáticas de até 30 GPa. Elas são utilizadas principalmente para a pesquisa básica em geociências e ciência dos materiais. Foi realizada a modelagem e simulação numérica de uma prensa hexaédrica através do método dos elementos finitos. O objetivo desta simulação é compreender a distribuição das tensões na base da prensa onde problemas de projeto são comumente evidenciados. Com base nos resultados foram dadas algumas recomendações para a melhoria dos seus respectivos projetos.

Palavras-chave: Altas Pressões, Prensas multipunção, Elementos Finitos, Contato Unilateral

1. INTRODUÇÃO

As técnicas de altas pressões vêm sendo desenvolvidas desde os anos 60, sendo utilizadas inicialmente para a pesquisa básica em química e física (Sherman & Stadtmuller, 1987). O surgimento das prensas multipunções trouxe progressos consideráveis às geociências sobretudo no conhecimento da Terra Profunda (Chervin & Peyronneau, 1997).

Entretanto, grande parte dos conhecimentos adquiridos no projeto, construção e uso destes equipamentos vem da sua própria aplicação experimental (Eremets, 1996). Estudos de modelização mecânica e de simulação numérica ainda são incipientes.

A compreensão do comportamento mecânico facilita, evidentemente, a melhor utilização destes equipamentos em todas as suas potencialidades. E permite prever as tensões e deformações que não são evidenciadas experimentalmente.

O objetivo deste trabalho é fazer a modelagem e simulação de uma prensa multipunção cúbica (ou hexaédrica), e de discutir os problemas mecânicos e computacionais envolvidos.

Os resultados são utilizados como base para recomendações quanto ao projeto e construção das mesmas.

1.1 Descrição das prensas

Prensas multipunções constituem-se obviamente de vários punções que se movem segundo os eixos de um poliedro sólido. Os punções são movidos simultaneamente comprimindo o corpo de prova e gerando pressões de até 30 GPa (Chervin & Peyronneau, 1997).

A prensa hexaédrica possui seis punções independentes que formam um espaço cúbico onde é colocado o material a ser estudado. Normalmente, utiliza-se um único pistão que move um conjunto de três punções apoiados sobre uma base, como mostra a figura 1.

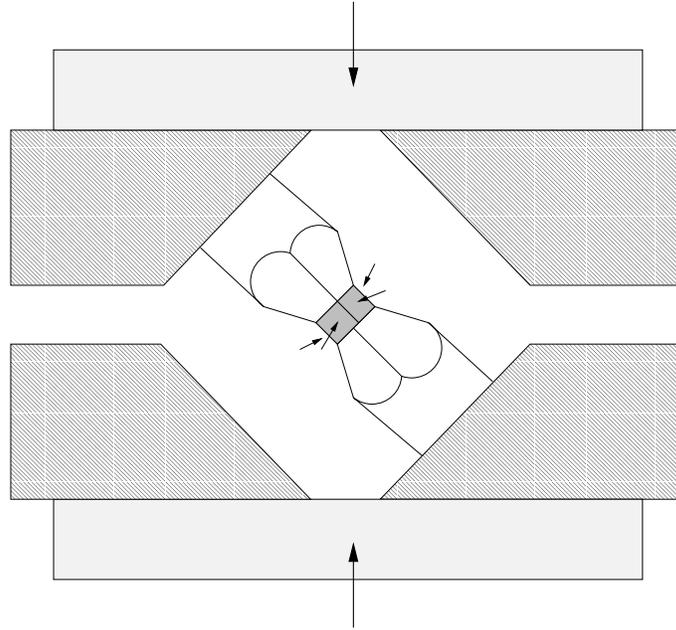


Figura 1. Representação esquemática do sistema cúbico.

Este tipo de prensa foi inicialmente desenvolvido por Kawai e Endo (Kawai & Endo, 1970). Atualmente existem vários modelos concebidos de maneira a otimizar três características básicas: geração de pressões as mais altas possíveis; a geração de pressões altamente homogêneas; e a provisão de um volume de trabalho amplo.

Um dos problemas mecânicos envolvidos durante o funcionamento deste tipo de sistema é o contato unilateral. Como a prensa é formada por diversas partes móveis, a compreensão e modelagem do contato entre estas partes, e dos esforços gerados durante estes contatos, é de vital importância para a determinação das pressões exercidas sobre o corpo de prova.

A simulação do comportamento mecânico da prensa hexaédrica foi realizada através do método dos elementos finitos. Esta abordagem, que hoje em dia pode ser chamada de clássica, permite diminuir sensivelmente os custos de projeto, sobretudo na parte de pré-dimensionamento.

O ponto de partida deste trabalho foram problemas surgidos em prensas instaladas em Clermont-Ferrand (França). Elas foram inutilizadas após poucos experimentos devido à plastificação das bases e dos blocos que apoiam os conjuntos de punções.

2. MODELAGEM

O modelo adotado obedece às equações da elasticidade linear clássica sujeita à hipótese das pequenas deformações. O contato unilateral é imposto através do método dos multiplicadores de Lagrange.

Os problemas de contato entre estruturas elásticas, mesmo na hipótese das pequenas deformações, são caracterizados por relações não lineares entre deslocamentos, ou taxas de deslocamentos, e forças, em uma parte da superfície de contorno destas estruturas (Raous et al., 1988).

No caso deste trabalho será considerado apenas o contato unilateral sem fricção pois as partes em contato são lubrificadas e os deslocamentos não são muito grandes.

O ponto principal da modelagem de problemas de contato é evitar a interpenetração (Rebello, 1988). Considerando, por exemplo, duas estruturas diferentes com pelo menos uma delas deformável. A posição relativa entre as superfícies dos corpos deve ser positiva ou nula. Nas regiões onde ela é positiva, não está havendo o contato e assim não existe nenhuma força sendo transmitida. No momento em que uma superfície ameaça penetrar a outra, deve surgir uma força contrária a fim de evitar a interpenetração. Esta força existirá apenas quando a distância entre as superfícies for nula.

A figura 2 abaixo representa dois corpos deformáveis em contato. Os corpos são representados pelos conjuntos A e B . As superfícies de contato são representadas pelas linhas Sa e Sb .

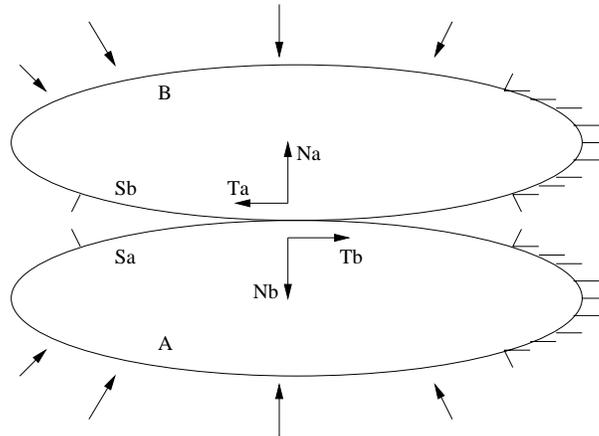


Figura 2. Problema de contato entre dois corpos deformáveis.

As condições de contato unilateral são dadas pelas relações descritas abaixo, conhecidas como condições de Kuhn-Tucker.

$$u_N^A + u_N^B \geq 0, \quad F_N^A = F_N^B, \quad F_N^B \geq 0, \quad (u_N^A + u_N^B) \cdot F_N = 0 \quad (1)$$

2.1 Método dos Multiplicadores de Lagrange

O método dos multiplicadores de Lagrange foi utilizado para o contato unilateral sem fricção. Neste método introduzem-se vetores multiplicadores de Lagrange λ na matriz de rigidez do problema a fim de impor a restrição ao deslocamento gerada pelo contato.

Em termos da discretização em elementos finitos, o problema original pode ser escrito pelas equações abaixo:

$$\text{Minimize} \quad \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} - \mathbf{U}^T \mathbf{F}, \quad \text{com} \quad \mathbf{B} \mathbf{U} > \mathbf{b}, \quad (2)$$

Sendo \mathbf{U} o campo de deslocamentos, \mathbf{B} a matriz de tensões de contato, \mathbf{b} o vetor de carregamentos prescritos e \mathbf{K} a matriz de rigidez.

O problema inicial passa a ser um problema de sela equivalente, descrito a seguir:

$$\max_{\lambda \geq 0} \left(\min_U L(u, \lambda) \right), \text{ com } L(u, \lambda) = \frac{1}{2} U^T K U - U^T F - (B U - b)^T \lambda \quad (3)$$

A derivada de $L(u, \lambda)$ com relação a U^T deve ser igual a zero. Desta forma o problema pode ser colocado em função dos multiplicadores de Lagrange:

$$\min_{\lambda \geq 0} \varphi(\lambda) = \frac{1}{2} \lambda^T A \lambda + \lambda^T C + D \quad (4)$$

Onde: $A = B K^{-1} B^T$; $C = B K^{-1} F - b$; e $D = \frac{1}{2} F^T K^{-1} F$

Este método é muito eficiente e dá bons resultados em várias aplicações industriais (Courtois & Ricard, 1988).

3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A simulação numérica foi realizada com base no método dos elementos finitos. Como a prensa apresenta simetrias é suficiente fazer o cálculo para apenas a sexta parte da estrutura completa. Os elementos finitos são cúbicos com oito nós. Os cálculos foram realizados pelo programa Castem2000 (CEA/França).

Como condições de contorno fixa-se a base na direção em que a prensa funciona e efetua-se o carregamento através do deslocamento do corpo de prova. Além disso, fixam-se as laterais dos outros componentes para o deslocamento tangencial, para que o resultado represente o comportamento da prensa completa.

A figura 3 representa a malha utilizada. Pode-se observar o corpo de prova na parte superior do desenho. O punção está localizado ao centro. Ao lado esquerdo do punção existe o espaçador (ou espaçor), responsável por manter o alinhamento do sistema. A parte exterior representa o bloco e logo abaixo pode-se ver a base de apoio, onde o pistão irá atuar.

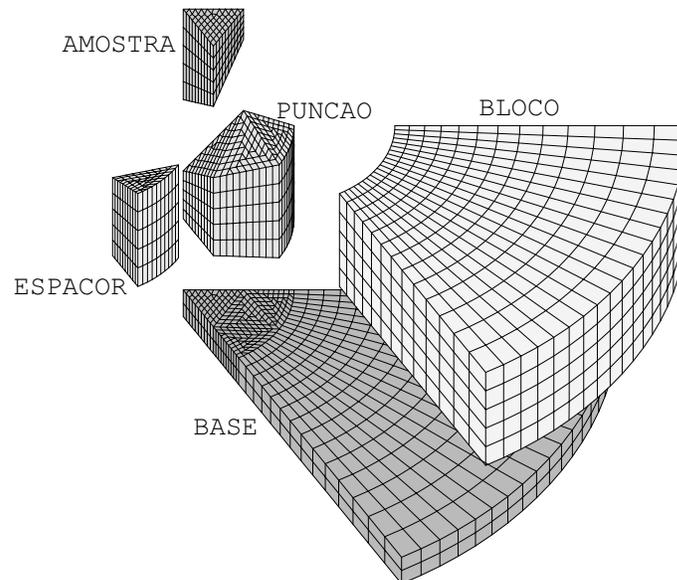


Figura 3. Malha expandida com 1/6 da estrutura, mostrando os componentes do sistema.

Os materiais foram considerados isotrópicos com as seguintes propriedades listadas na tabela 1.

Tabela 1. Dados dos materiais para a simulação.

Elemento	E (GPa)	ν
Punção	210	0,3
Base	210	0,3
Amostra	210	0,3
Espaçador	21	0,3

3.1 Resultados

O resultado é apresentado nas figuras 4a e 4b a seguir. Elas representam a distribuição de tensões de Mises na base e no bloco da prensa, respectivamente. Através destes resultados pode-se observar as áreas onde o sistema sofre o maior carregamento.

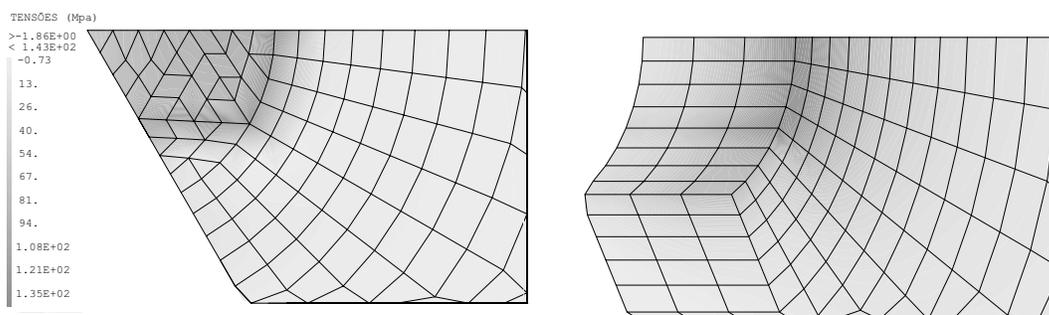


Figura 4. Tensões de Mises na base (a) e no bloco (b) da prensa.

As regiões onde a tensão é maior são exatamente as que estão em contato com as bordas do punção. São nestas áreas que problemas de plastificação aparecem e podem danificar o equipamento, impedindo que as tensões almejadas sejam atingidas.

4. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A simulação numérica da prensa apresenta resultados qualitativamente próximos aos verificados durante a sua utilização. A base da prensa e o bloco são as partes mais vulneráveis já que, devido as suas dimensões, são construídas com materiais que apresentam propriedades mecânicas inferiores aos punções.

As áreas de maior pressão são facilmente observadas através dos resultados numéricos. Com base nestes resultados pode-se melhorar o projeto aumentando as propriedades nestas áreas, para que resistam às pressões exigidas.

Uma das recomendações pode ser o tratamento térmico ou mecânico apenas nestas áreas. O custo seria então otimizado e os problemas sanados.

O cálculo computacional tridimensional possui custo elevado. Como a geometria do bloco e da base é axisimétrica pode-se tentar o cálculo bidimensional axisimétrico com o auxílio das séries de Fourier para decomposição do sistema interno (Mendes, 2000).

Agradecimentos

Agradecemos o apoio financeiro da CAPES e da Comunidade Européia através do programa de cooperação ALFA (Rede Sinus π m).

7. REFERÊNCIAS

- Chervin J. C., Peyronneau J., 1997, 1er Forum de Technologie des Hautes Pressions - Preface.
- Courtois P., Ricard A., 1988, "Finite element analysis of industrial friction contact problems"; Journal de Mécanique théorique et appliquée, supplément spécial 1 au vol.7, p. 264.
- Eremets M., 1996, "High Pressure Experimental Methods". Oxford Science Publications.
- Kawai N., Endo S., 1970, "The generation of Ultrahigh Hydrostatic Pressures by a Split Sphere Apparatus"; Rev. Sci. Instrum., Vol. 41, p. 1178.
- Mendes J. M. P., 2000 "Modelagem e Simulação Numérica de Prensas à Altíssimas Pressões"; Tese de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil.
- Raous M., Chabrand P., Lebon F., 1988 "Numerical methods for frictional contact problems and applications"; Journal de Mécanique théorique et appliquée, supplément spécial 1 au vol.7.
- Rebelo N., 1988, "Development of contact algorithms for a general purpose finite element program"; Journal de mécanique théorique et appliquée, supplément spécial 1 au vol.7.
- Schimidt M., Petitet J. P., 1997, "Les systèmes multi-enclumes", 1er Forum de Technologie des Hautes Pressions, p. 47.
- Sherman W. F., Stadmuller A. A., 1987, "Experimental techniques in high pressure research". Wiley, Chichester.

modular como um todo; 3) que em função destas dificuldades encontradas os melhores caminhos sugeridos visando amenizá-las, se encontram no estabelecimento dos fluxogramas que representam as atividades inerentes ao desenvolvimento da síntese funcional, pois eles na sua forma simples, elucidam, sistematizam e deixam mais compreensível o desenvolvimento do todo, facilitando o estabelecimento de regras e critérios de auxílio ao projetista e, conseqüentemente, a implementação computacional de ferramentas voltadas para este fim.

Assim sendo, este trabalho tem o seu valor tanto na área do ensino de metodologia de projeto, como também na área de desenvolvimento de sistemas industriais, pois contribui respectivamente, para aclarar o estudo e o ensino da síntese funcional de sistemas modulares, como também para formar as bases da ferramenta computacional destinada a auxiliar a equipe de projeto a armazenar e manipular as informações e os conhecimentos necessários à concepção de produtos melhores e mais competitivos.

6. REFERÊNCIAS

- Back, N., 1983, “Metodologia de Projeto de Produtos Industriais”, Ed. Guanabara Dois, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 389p.
- Ogliari, A., 1999, “Sistematização da Concepção de Produtos Auxiliada por Computador com Aplicações no Domínio de Componentes de Plástico Injetado”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 342p.
- Maribondo, J.F.; Back, N. & Forcellini, F.A., 1998., “A Fundamentação e as Perspectivas de Projeto de Produtos Modulares”, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste, Vol. 1, Fortaleza-CE, Brasil, pp. 86-93.
- Pahl, G. & Beitz, W., 1996, “Engineering Desig. A systematic approach, Printed in Great Britain: Springer-Verlag London Limited, 544p.

Tabela 1. Ação, critérios básicos de interfaceamento e recomendações de projeto destinadas a auxiliar a equipe de projeto a estabelecer o acoplamento dos módulos funcionais do sistema modular.

Ação a ser desenvolvida	Critérios básicos de interfaceamento a atender	Recomendações de projeto baseado nestes critérios de interfaceamento
Estabelecer a similaridade entre as estruturas funcionais estabelecidas para o sistema modular	Similaridade de energias	Na união dos módulos funcionais utilize, sempre que possível, o mesmo tipo de energia estabelecida para o funcionamento dos vários sistemas que compõe o sistema modular.
	Similaridade de materiais	Verifique se o fluxo dos materiais a processar, entre os módulos, é compatível com as restrições/observações estabelecidas nos módulos funcionais a unir.
	Similaridade de sinais	Na união dos módulos funcionais utilize, sempre que possível, a mesma forma de conhecimento, predição ou reconhecimento dos parâmetros de funcionamento estabelecidos nas estruturas funcionais do sistema modular.

Estabelecidos estes critérios, a próxima tarefa é a construção das estruturas funcionais, a qual corresponde a organização e/ou arranjo dos módulos entre si, visando estabelecer as concepções abstratas dos sistemas físicos que se deseja construir para o sistema modular.

4. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL DA SÍNTESE FUNCIONAL DE SISTEMAS MODULARES

A implementação computacional da síntese funcional de sistemas modulares só foi possível a partir dos estudos já mencionados e, principalmente, da elaboração dos fluxogramas apresentados nas Figuras 1a, 1b, 1c e 1d. Estes, por sua vez, serviram de guia para a visualização de todas as atividades inerentes ao desenvolvimento da mesma como, também, de meios para a elaboração das regras e do mapeamento lógico das telas do sistema computacional.

Sob este último enfoque (sistema computacional), salienta-se que o mesmo se encontra no nível de protótipo. No entanto os testes realizados até o presente momento fazem-nos crer da viabilidade desta ferramenta no apoio ao desenvolvimento de sistemas modulares.

5. CONCLUSÕES

As principais conclusões que podem ser tiradas deste trabalho são as seguintes: 1) quando se pesquisa sobre o desenvolvimento de metodologias de projeto, vê-se que as maiores dificuldades em elaborá-las estão no tocante ao desenvolvimento das ferramentas que a compõe, isto é, no **com que** fazer cada atividade. Dentro deste contexto, as ferramentas de apoio utilizadas nas fases iniciais do processo de projeto, como é o caso da síntese funcional, se constituem as mais difíceis de sistematizar e codificar, devido ao alto grau de subjetividade encontrado no desenvolvimento das mesmas; 2) que estas dificuldades são aumentadas quando se deseja efetuar, por exemplo, a síntese funcional de sistemas modulares, pois a mesma necessita de não apenas uma estrutura de função para a concepção do sistema, mas sim de várias estruturas funcionais, com funções e grupos de funções intercambiáveis entre si (os módulos funcionais), visando conceber a família de sistemas que representa o sistema

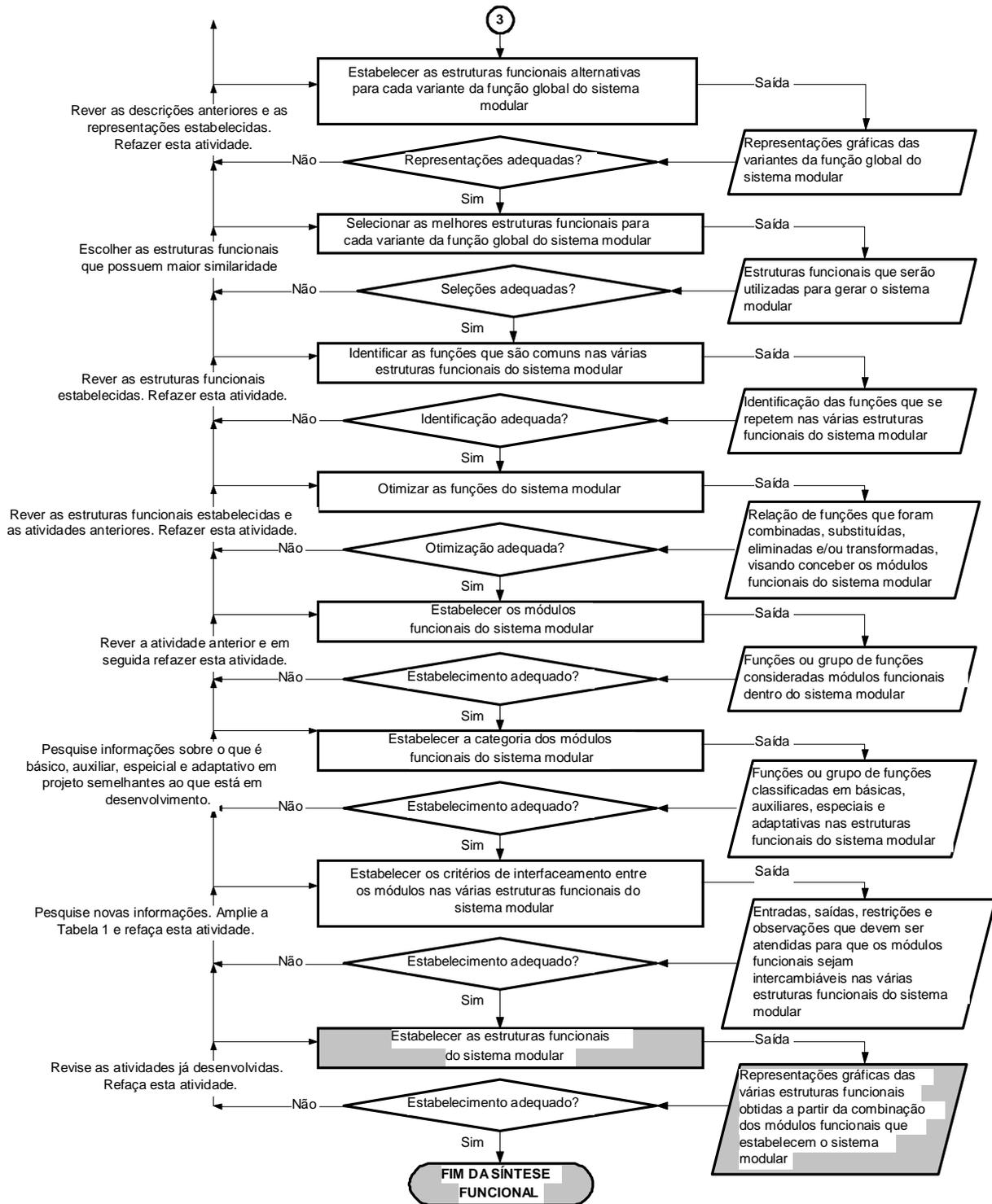


Figura 1d. Sistematização das estruturas funcionais modularizadas do sistema modular.

Classificados os módulos funcionais, passa-se a estabelecer os critérios de interfaceamento, visando estabelecer os vários sistemas que vão compor o sistema modular. Estes critérios correspondem aos princípios que se tomam como referência para auxiliar os projetistas a definirem as formas ou os meios de união ou acoplamento entre dois ou mais módulos funcionais, visando estabelecer as estruturas funcionais do sistema modular. Para maiores esclarecimentos ver a Tabela 1.

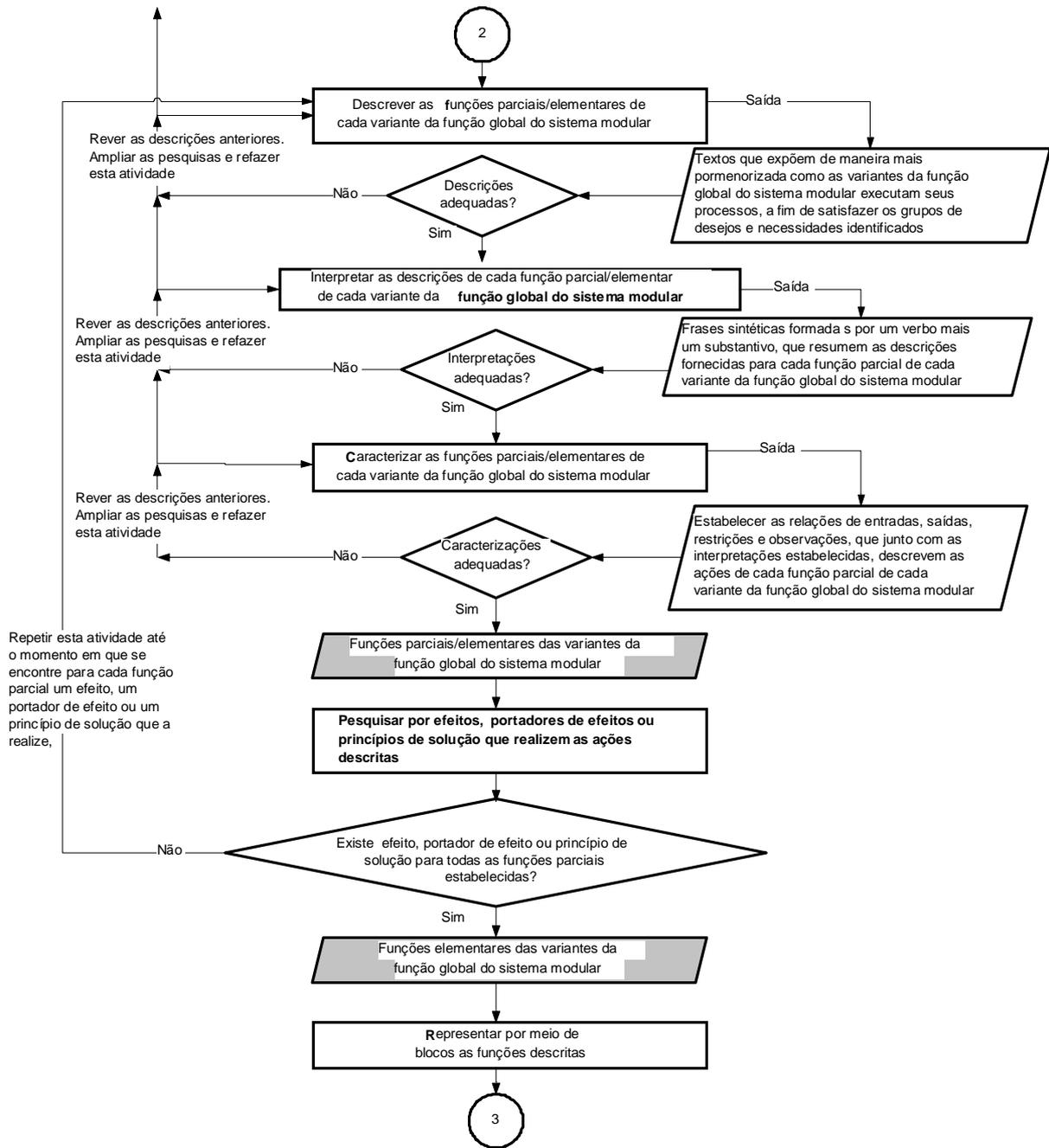


Figura 1c. Sistematização das funções parciais e elementares do sistema modular.

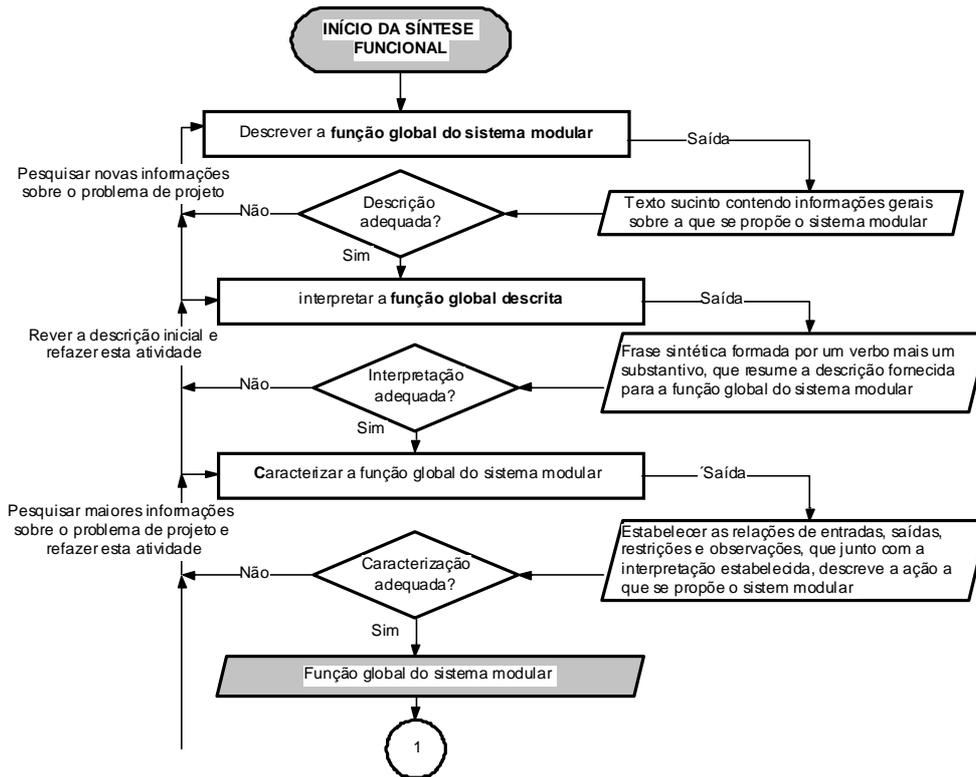


Figura 1a. Sistematização da função global do sistema modular.

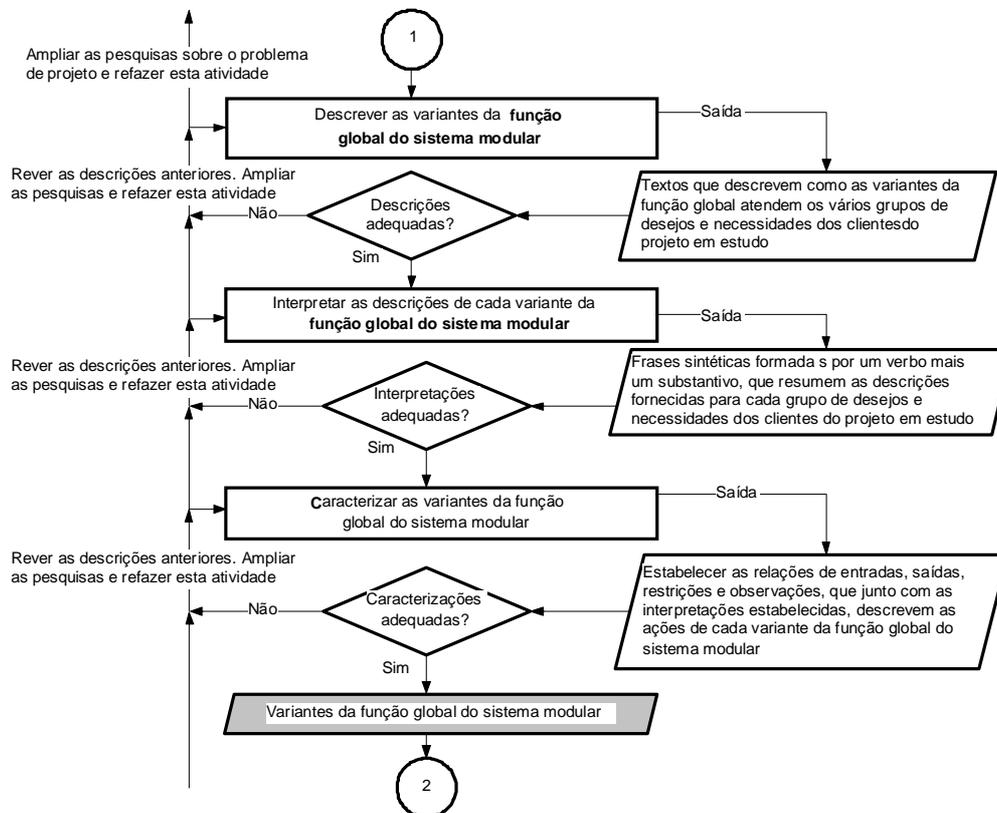


Figura 1b. Sistematização das variantes da função global do sistema modular.

A **descrição das variantes da função global do sistema modular**, apresentada na Figura 1b, compreende outras atividades mais detalhadas destinadas a estabelecer outros textos mais específicos, a partir da missão principal estabelecida anteriormente, os quais também deverão ser interpretados e caracterizados na forma de blocos contendo entradas, saídas, restrições/observações, destinadas a contemplar diferentes grupos de desejos e necessidades de clientes e consumidores, a partir da combinação de um conjunto de módulos funcionais.

O **estabelecimento das estruturas funcionais modularizadas**, apresentada na Figura 1d, corresponde a uma série de atividades destinadas a caracterizar e representar graficamente os vários sistemas que compõe o sistema modular. Estes sistemas são concebidos a partir da combinação de um conjunto de módulos funcionais assim denominados: módulos funcionais essenciais, constituídos pelos módulos básicos e auxiliares, e módulos funcionais possíveis, constituídos pelos módulos especiais e adaptativos (Pahl & Beitz, 1996; Maribondo et al. 1998). Para o estabelecimento destes módulos se faz necessário estabelecer, inicialmente, as estruturas funcionais alternativas de cada variante da função global do sistema modular. Em seguida, selecionar as melhores estruturas funcionais para cada variante da função global do sistema modular. Posteriormente, é preciso identificar dentro de cada estrutura funcional e entre as demais estruturas funcionais escolhidas para compor o sistema modular, aquelas funções que se repetem, isto é, as funções comuns. Em seguida, faz-se uma otimização das funções (combinar, substituir, eliminar e/ou transformar) que compõem as estruturas funcionais, visando estabelecer os módulos funcionais. Em outras palavras, após identificar as funções que se repetem nas várias estruturas funcionais e otimizar as restantes, tem-se um agrupamento de funções que desempenham papéis importantes nestas estruturas funcionais. Estes agrupamentos e em alguns casos determinadas funções são, então, estabelecidas como os módulos funcionais do sistema modular. Restam, portanto, classificá-los em básicos, auxiliares, especiais e adaptativos. Para tanto, lança-se mãos das seguintes regras, a saber:

Pergunta 1: *A função ou o agrupamento de funções (os módulos funcionais) são considerados essenciais para as características dos vários sistemas que compõem o sistema modular, isto é, sem eles estes sistemas não poderiam atingir suas missões principais?*

Se sim,

Então estes módulos serão considerados módulos funcionais básicos ou auxiliares.

Pergunta 2: *Estes módulos funcionais tem o papel de dar auxílio, ajudar, favorecer outros módulos funcionais a cumprirem suas missões principais?*

Se sim,

Então estes módulos serão considerados módulos funcionais auxiliares e recebem o seguinte código (Au).

Senão, estes módulos serão considerados módulos funcionais básicos e recebem o seguinte código (B).

Senão estes módulos serão considerados módulos funcionais especiais ou adaptativos.

Pergunta 3: *Estes módulos funcionais atendem objetivos particulares, exclusivos e não precisam estar presentes em todas as variantes da função global?*

Se sim,

Então estes módulos serão considerados módulos funcionais especiais e recebem o seguinte código (E).

Senão, estes módulos serão considerados módulos funcionais adaptativos e recebem o seguinte código (Ad).

Dephi versão 3, por ter mais afinidade com relação aos trabalhos que estavam sendo desenvolvidos nesta área e por ser esta plataforma mais conhecida do seu desenvolvedor.

Realizados estes estudos passou-se a sistematizar o conhecimento adquirido, fazer o mapeamento lógico do programa, a implementação computacional e os testes.

3. SÍNTESE FUNCIONAL DE SISTEMAS MODULARES

Segundo Back (1983), a **síntese funcional** deve ser entendida como sendo “*as ações necessárias para formular, a partir de um problema verbalmente exposto, uma função geral de um sistema técnico, bem como as ações que serão necessárias para substituir a função geral formulada por estruturas de funções parciais ou elementares*”.

Já a **síntese funcional de sistemas modulares** deve ser entendida como sendo as ações necessárias para formular, a partir de um problema verbalmente exposto e devidamente descrito e especificado, uma função global e as variantes desta função global destinadas a representar vários sistemas técnicos, bem como as ações que são necessárias para substituir as formulações destas variantes por estruturas de funções modularizadas formadas por meio de funções parciais ou elementares. Onde, por **função global** entende-se a missão principal a que se propõe o sistema modular. As **variantes da função global** correspondem a variações particulares que podem ser realizadas, a partir da missão principal, visando atender determinados grupos de desejos e necessidades dos clientes do projeto. As **funções parciais** correspondem a aquelas missões menores que fazem parte das variantes da função global e as **funções elementares** correspondem a aquelas missões básicas e totalmente conhecidas que fazem parte das funções parciais e que terminam por torná-las compreensíveis, assim como as variantes da função global e o sistema modular como um todo.

Assim sendo, o desenvolvimento desta ferramenta passa necessariamente pela sistematização das seguintes atividades, a saber: descrição, interpretação, caracterização e pesquisa de efeitos (físicos, químicos e/ou biológicos), portadores de efeitos ou princípios de solução para cada função do sistema modular; otimização das funções estabelecidas, que tem por objetivo melhorar ao máximo as estruturas funcionais do sistema modular em estudo; estabelecimento dos módulos funcionais, o qual visa definir qual ou quais funções serão consideradas módulos dentro das estruturas funcionais em desenvolvimento; estabelecimento das categorias dos módulos funcionais, que tem por objetivo maior estabelecer a importância dos mesmos na construção do sistema modular; estabelecimento dos critérios de interfaceamento entre os módulos funcionais, o qual visa deixar mais claro como os módulos podem se combinar uns com os outros, gerando as várias estruturas funcionais do sistema modular e, por fim, o estabelecimento das estruturas funcionais modularizadas, as quais tem por objetivo representar os vários sistemas que compõem o sistema modular idealizado.

Para maiores esclarecimentos, apresentam-se nas Figuras 1a, 1b, 1c e 1d os fluxogramas que descrevem tais atividades e terminaram por auxiliar na sistematização desta ferramenta.

A **descrição da função global do sistema modular**, apresentada na Figura 1a, compreende várias atividades destinadas a estabelecer um texto geral e sucinto, que será interpretado e, posteriormente, caracterizado na forma de um bloco contendo a missão principal do sistema modular, descrita através de um verbo, substantivo mais algum complemento, além das entradas, saídas (energias, materiais e sinais) e restrições/observações necessárias ao desenvolvimento desta missão.

Salienta-se que a cada função parcial estabelecida, deve-se questionar a existência ou não de efeitos físicos, portadores de efeitos ou princípios de solução conhecidos. Para as respostas positivas interrompe-se o desdobramento funcional da função estabelecida, pois conhecendo-se tal efeito, portador de efeito ou princípio de solução é possível afirmar que a função é totalmente conhecida, não sendo mais necessário o seu desdobramento.

problema em estudo, fazendo uso do maior número de meios técnicos e práticos disponíveis, no local de trabalho, a fim de que o processo de concepção possa ser conduzido, operacionalizado e viabilizado da melhor forma possível, na busca da solução mais adequada para a demanda inicial.

Dentro deste contexto, o uso de metodologias de projeto vêm sendo sugeridas e aplicadas, por vários pesquisadores. Segundo Back (1983) e Ogliari (1999), para citar alguns destes pesquisadores, tais metodologias de projeto auxiliam os projetistas a conduzirem o problema de projeto de maneira passo-a-passo, contribuindo para que os erros por esquecimentos e falta de diretrizes, no desenvolvimento dos mesmos, sejam observados. Isto é possível, pois tais metodologias de projeto são desenvolvidas tendo-se em mente três aspectos básicos, a saber: 1) indicar como fazer; 2) com que meios fazer e, por fim, 3) em que tempo fazer cada uma das atividades necessárias para o desenvolvimento do projeto.

Dentro deste contexto, as maiores dificuldades no desenvolvimento de metodologias de projeto se encontram nos aspectos ligados ao segundo item mencionado, ou seja, com que meios fazer cada atividade. Este aspecto se verifica, porque estes meios constituem as ferramentas do processo de projeto. As dificuldades em criá-las e torná-las mais amigáveis envolvem atividades inerentes a cultura adquirida por cada idealizador de metodologias de projeto ao longo de sua vida. Logo, o modo de desenvolvê-las e apresentá-las pode diferir de um desenvolvedor para outro dentro de um mesmo processo metodológico. Consciente destas dificuldades e das variações que podem ocorrer quando da apresentação destas ferramentas de projeto, apresenta-se, neste trabalho, uma contribuição na área de metodologia de projeto, no tocante a sistematização e implementação computacional de uma destas ferramentas de projeto empregada nestes processos metodológicos denominada: síntese funcional de sistemas modulares. Onde por **sistemas modulares**, entende-se aqueles sistemas que são criados a partir da combinação de um grupo de módulos funcionalmente independentes, de interfaces padronizadas e intercambiáveis entre si.

Para tanto, inicialmente comenta-se sobre as atividades desenvolvidas para a elaboração deste trabalho; em seguida, apresenta-se a ferramenta de projeto denominada síntese funcional de sistemas modulares, sua sistematização e, por fim, as conclusões do mesmo.

2. ATIVIDADES DESENVOLVIDAS PARA A ELABORAÇÃO DESTE TRABALHO

Para o desenvolvimento deste trabalho foi necessário o aprofundamento nas seguintes áreas de conhecimento, a saber: 1) desenvolvimento de metodologias de projeto; 2) desenvolvimento de sistemas modulares; 3) desenvolvimento de síntese funcional e, por fim, 4) estudo da plataforma computacional para codificar tais conhecimentos.

No desenvolvimento de metodologias de projeto e de sistemas modulares, buscou-se obter informações sobre os três aspectos básicos mencionados anteriormente, visando conhecer melhor quais informações deveriam ser manuseadas ou transformadas anteriormente para que pudessem ser introduzidas na ferramenta de projeto em estudo.

No desenvolvimento de síntese funcional o estudo se deteve a acompanhar, exercitar e registrar a forma como cada atividade deveria ser executada para a obtenção das estruturas funcionais geradas por meio do auxílio desta ferramenta.

O estudo da plataforma computacional para codificar tais conhecimentos se deu em cima das principais plataformas já utilizadas no NeDIP/DEM/UFSC (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos/Departamento de Engenharia Mecânica/Universidade Federal de Santa Catarina), a saber: o shell KAPPA PC, o Borland C++ Builder e o Borland Dephi versão 3. Neste caso, a plataforma escolhida foi o Borland

FERRAMENTA DE APOIO À FASE DO PROJETO CONCEITUAL: Síntese funcional de sistemas modulares

Juscelino de Farias Maribondo

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus II, 58.109-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: juscelin@nedip.ufsc.br

Nelson Back

Fernando Antônio Forcellini

André Ogliari

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 88.040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: back@emc.ufsc.br, forcellini@emc.ufsc.br, ogliari@emc.ufsc.br

Resumo

O avanço da ciência e da tecnologia vêm tornando os projetos industriais mais complexos e sofisticados. Este desenvolvimento tem proporcionado o lançamento de produtos com tempo de vida cada vez mais curto. Entre as razões encontradas para explicar este fato, cita-se: a necessidade de permanência no mercado e a globalização da economia. Diante deste quadro, os projetistas aliam aos processos criativos outros processos sistemáticos e metodológicos. Sob este enfoque, utilizam-se de ferramentas de projeto tal como a síntese funcional. Apesar de sua importância no desenvolvimento de projetos industriais, sua sistematização e implementação computacional está pouco difundida e estimulada devido ao alto grau de subjetividade encontrado nos estágios do processo de projeto onde ela se encontra. Diante do exposto, este trabalho apresenta e sistematiza esta ferramenta de projeto aplicada ao domínio de sistemas modulares, com o intuito de contribuir não só no campo da pesquisa e do ensino de metodologias de projeto, como também no campo do processo produtivo de sistemas modulares, lançando as bases para o estabelecimento de um sistema computacional voltado para este fim.

Palavras-chaves: Síntese funcional, Sistemas modulares, Metodologia de projeto.

1. INTRODUÇÃO

Com o avanço da ciência e da tecnologia os projetos de sistemas industriais vêm se tornando cada vez mais complexos e sofisticados exigindo, por parte dos projetistas, conhecimentos mais profundos e variados.

Outro fato observado é que a necessidade de permanência no mercado e a busca pela satisfação dos desejos e necessidades dos clientes vem forçando as indústrias, ao longo dos anos, a serem mais ágeis e flexíveis no seu processo de produção.

Diante destes fatos, os projetistas vêm aliando aos processos criativos outros processos sistemáticos e metodológicos, com vistas a auxiliá-los a resolver problemas com nível de complexidade mais elevados. A intenção de utilizá-los é gerenciar melhor as informações do

PROJETO AUTOMATIZADO DE TRANSMISSÕES POR PAR PARAFUSO SEM-FIM CORÔA UTILIZANDO SISTEMA CAD

Daniel Martins Costa Santos

Antônio Eustáquio Melo Pertence

Universidade Federal de Minas Gerais UFMG, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Presidente Antônio Carlos nº 6627, Campus da Pampulha, CEP: 31270-901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. E-mail: pertence@dedalus.lcc.ufmg.br

Resumo

A produção de equipamentos industriais normalmente não é seriada, o que acarreta um novo projeto a cada novo equipamento. Para a economia de tempo e melhoria do projeto tem se procurado automatizar parte do processo de produção. Assim, pode-se automatizar o cálculo de alguns componentes fundamentais em equipamentos industriais, o que propicia uma otimização dos cálculos e uma reestruturação mais rápida do projeto como um todo. O par parafuso sem-fim corôa é um tipo de transmissão encontrado em equipamentos industriais muito utilizado devido a algumas de suas características, tais como: funcionamento silencioso, grande relação de redução e transmissão de potência através de eixos ortogonais. O objetivo do presente trabalho foi o desenvolvimento de uma seqüência automatizada de cálculo de transmissões por par parafuso sem-fim corôa utilizando-se microcomputador. O software desenvolvido realiza o dimensionamento da transmissão e gera um arquivo de desenho técnico através do uso de sistema CAD.

Palavras-chave: Engrenagem, Sem-Fim Corôa.

1. INTRODUÇÃO

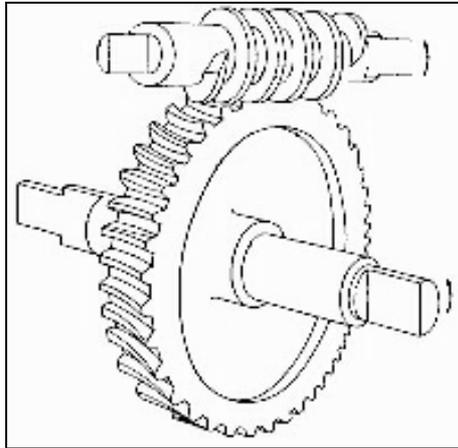
Na busca constata da melhoria da produtividade e resposta mais rápida aos pedidos de mercado, muitas empresas tem adotado o cálculo automatizado de elementos mecânicos como meio de reduzir o tempo de execução de projetos. A automatização do cálculo de elementos mecânicos tem se tornado crucial no desenvolvimento de projetos industriais, pois possibilita uma reestruturação mais rápida do projeto como um todo em casos de modificação e adaptação, além de oferecer possibilidade de simulação de várias alternativas de solução para um determinado problema.

2. TRANSMISSÃO POR PAR PARAFUSO SEM-FIM CORÔA

O par parafuso sem-fim corôa, indicado na figura 1, é um tipo de transmissão que permite grande relação de redução, além de um funcionamento silencioso. Ainda, o par parafuso sem-fim corôa possui a capacidade de amortecer vibrações mecânica, permitindo um funcionamento silencioso quando o projeto é bem executado.

Ao contrário dos outros tipos de engrenagens a transmissão por par parafuso sem-fim corôa ocorre por deslizamento entre dentes o que gera um baixo rendimento, na faixa de 45 a 80%. Parte da potência transforma-se em calor aquecendo o óleo de lubrificação e a carcaça, que é em geral aletada. (Norton, 1999), (Juvinall & Marshek, 1991), (Mott, 1992)

De acordo com as características descritas deve-se analisar a transmissão por par parafuso sem-fim corôa verificando a resistência mecânica, a capacidade ao desgaste superficial, e levando em consideração a dissipação de calor.



Figural1. Par parafuso sem-fim corôa

3. PROJETO DO PAR PARAFUSO SEM-FIM CORÔA

A partir dos requisitos iniciais do projeto e dos dados complementares, consegue-se com a utilização de equações de dimensionamento as características do par parafuso sem-fim corôa (Finzi, 1963). Caso o projeto não passe pelas verificações de aquecimento, desgaste ou resistência deve-se voltar ao início e refazer todos os cálculos alterando alguns dos dados complementares de modo a atingir o objetivo final do projeto.

3.1 Requisitos do Projeto

A seguir encontram-se os dados iniciais do projeto com suas respectivas unidades adotadas :

- Rotação de Entrada (rpm) ;
- Rotação de Saída (rpm) ;
- Potência de Entrada (cv) ;
- Potência de Saída (cv) ;
- Momento de Entrada (kgf.cm) ;
- Momento de Saída (kgf.cm).

Os dados complementares necessários são indicados a seguir com suas respectivas unidades

- Rendimento (%) ;
- Ângulo da Hélice (graus) ;
- Tipo de Mancais ;

- Material do Sem-Fim e da Corôa ;
- Material dos Eixos ;
- Relação de Redução ;
- Número de Dentes da Corôa ;
- Número de Entradas do Sem-Fim ;
- Passo (mm) ;
- Vida (horas).

Além disso é importante que se conheça os esforços envolvidos A figura 2 indica as forças envolvidas neste tipo de transmissão:

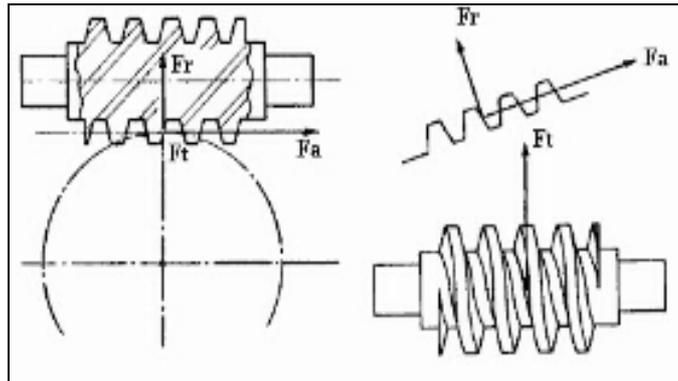


Figura 2. Forças envolvidas na transmissão por par parafuso sem-fim corôa

A partir do conhecimento entre as grandezas envolvidas e a definição de todas as equações necessárias, pode-se elaborar seqüências de resoluções, conseguindo assim a generalização do problema (Faires, 1976) (Stipkovic, 1973). Com as seqüências de resoluções determinadas, a próxima etapa foi a de conversão das mesmas em algoritmo, que sendo implementado deu origem ao programa que será apresentado a seguir.

3.2 Software para o Cálculo da Transmissão por Par Parafuso Sem-Fim Corôa

O programa foi desenvolvido em linguagem Visual Basic[®] Release 3 (Holzner, 1994) (Wang, 1994) e é constituído basicamente por quatro telas principais, sendo que há também telas secundárias de confirmação ou de opções. As telas principais são as seguintes :

- Tela Principal;
- Primeira Tela de Entrada de Dados;
- Segunda Tela de Entrada de Dados;
- Tela de Apresentação de Resultados.

A “Tela Principal”, ilustrada na figura 3, corresponde a entrada do programa e através dela se consegue acesso às demais telas que vão compoendo o seu fluxo de funcionamento.

Pode-se notar que o programa permite a geração de um novo projeto, assim como, o acesso a um projeto existente. Acionando a opção “Novo Projeto” o programa irá iniciar o processo de obtenção de dados. Caso seja acionado a opção “Abrir”, o programa permitirá a abertura de dois tipos de arquivos : arquivo de projeto e arquivo de resultado. Abrindo um arquivo de projeto o usuário terá acesso a um projeto existente, possibilitando uma reestruturação e adaptação, além de oferecer a possibilidade de simulação de várias alternativas

de solução para um determinado problema. Caso seja aberto um arquivo de resultado o programa viabilizará apenas a visualização do resultado final do projeto.

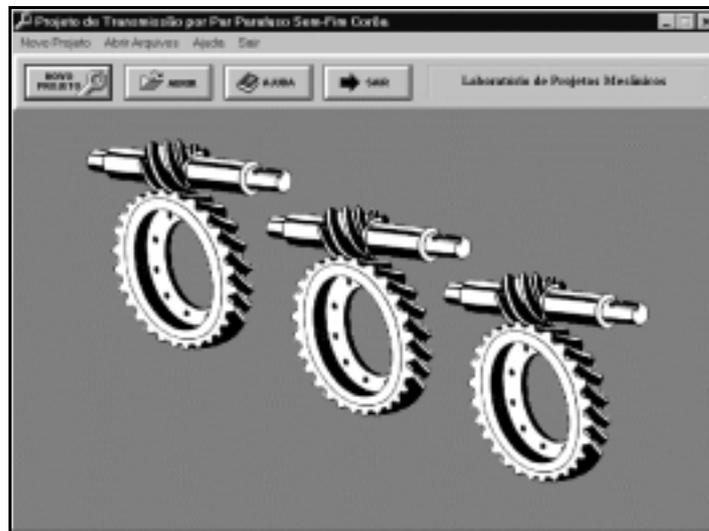


Figura 3. Tela principal

Após o início de um novo projeto ou abertura de um Arquivo de Projeto, aparece a “Primeira Tela de Entrada de Dados”, como indica a figura 4. Após o preenchimento de todos os dados basta acionar a opção “Seguir” para que a “Segunda Tela de Entrada de Dados” possa aparecer.

Na “Segunda Tela de Entrada de Dados”, apresentada na figura 5, há possibilidade de fornecimento de dados que são requisitos do projeto, tais como: momento de entrada, rotação de entrada e relação de redução.



Figura 4. Primeira tela de entrada de dados

Dados do Projeto do Transmissão por Par Parafuso Sem-Fim Corôa

Escolha dos Dados para Serem Fornecidos:

Relação de Redução: 28.5

Número de Entradas do Sem-Fim: 2

Número de Dentes da Corôa: 53

Escolha um dos Dados Abaixo para Ser Fornecido:

Estação de Entrada: 1758 rpm

Estação de Saída: rpm

Forneça os Dados Abaixo:

Passo do Sem-Fim: 7 x W mm

Veloc: 1800 H/min

Escolha um dos Dados Abaixo para Ser Fornecido:

Momento de Entrada: 970 kgf/cm

Potência de Entrada: cv

VOLTAR CANCELAR SEGUIR

Figura 5. Segunda tela de entrada de dados

O programa oferece ao usuário uma interface simples e agradável de utilização, como pode ser evidenciado na opção “Voltar”, que permite ao usuário voltar à tela anterior para uma possível modificação de dados.

Após o acionamento da opção “Seguir”, estando o projeto com os dados devidamente preenchidos e bem equilibrado, o programa seguirá o seu fluxo de funcionamento aparecendo a “Tela de Apresentação de Resultados”, caso contrário, aparecerá uma tela de mensagem sugerindo uma possibilidade de alteração do projeto.

A “Tela de Apresentação de Resultados”, como mostra a figura 6, apresenta de forma sucinta os resultados obtidos do cálculo do par parafuso sem-fim corôa e permite que o mesmo seja impresso. Ainda, ao acionar a opção “Seguir” há a possibilidade de geração de três tipos de arquivos:

- Arquivo de Desenho: arquivo contendo código de geração de desenho automatizado;
- Arquivo de Projeto: arquivo contendo os dados iniciais do projeto;
- Arquivo de Resultados: necessário à reestruturação da “Tela de Apresentação de Resultados”.

Resultados Obtidos

Resultados:

Veloc:	1800 H/min	Potência de Entrada:	15.88 cv
Reducao:	28.5%	Momento de Saída:	1296.6 kgf/cm
Material do Sem-Fim:	Aço(1020)	Relação de Redução:	28.5
Material da Corôa:	Bronze Coquilado	Número de Entradas do Sem-Fim:	2
Material do Eixo do Sem-Fim:	Aço(1010)	Número de Dentes da Corôa:	53
Material do Eixo da Corôa:	Aço(1010)	Estação de Entrada:	1758 rpm
Tipo de Material:	Marcas de Deslizamento	Rotação de Saída:	68.03 rpm
Distância Entre Centros:	275 mm	Diâmetro Primitivo do Sem-Fim:	52.60 mm
Passo:	28.27 mm	Diâmetro Primitivo da Corôa:	477 mm
Ângulo da Hélice:	13.55 Grad	D. Mínima do Eixo do Sem-Fim:	58.12 mm
Comprimento do Sem-Fim:	349.04 mm	D. Mínima do Eixo da Corôa:	62.55 mm
Distância Entre Centros:	Apostola		
Tipo de Eixo do Sem-Fim:	Isotrópico		

CANCELAR IMPRIMIR SEGUIR

Figura 6. Tela de apresentação de resultados

Após a criação dos arquivos, aparece uma tela de mensagem questionando se o usuário deseja visualizar o desenho da transmissão, caso a opção seja “Sim” o programa irá iniciar o processo de comunicação com o software AutoCAD® Release 14 para abrir automaticamente o arquivo de geração de desenho.

A seguir a figura 7 apresenta-se um exemplo de desenho de conjunto do par parafuso sem-fim corôa realizado a partir do programa de cálculo automatizado.

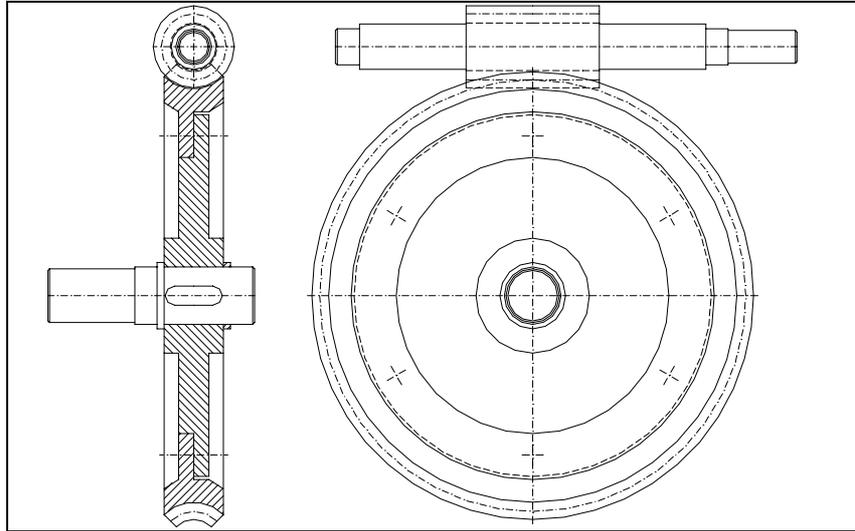


Figura 7. Exemplo de desenho de conjunto do par parafuso sem-fim corôa

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

Os resultados obtidos com a aplicação do programa foram satisfatórios, pois à partir da automatização dos cálculos convencionais fica demonstrado a possibilidade de geração de desenhos necessários à fabricação deste tipo de transmissão, evitando erros comuns de arredondamentos e aproximações que normalmente ocorrem no método tradicional. Pela trabalho realizado é possível indicar que podem ser gerados não só desenhos de conjunto, como também desenhos de fabricação das peças, com controle dimensional e geométricos, além da presença de indicações de acabamentos superficiais e lista de material.

A maior vantagem do método automatizado em relação ao método tradicional torna-se evidente quando se leva em consideração o tempo de realização do projeto. Com a automatização dos cálculos e a geração automatizada do desenho de conjunto, pode-se realizar o projeto com uma boa economia de tempo, propiciando a avaliação inúmeras possibilidades construtivas, permitindo ao projetista preocupar-se com a concepção funcional e prática do equipamento.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fapemig e ao Centro Nacional de Computação de Alto Desempenho para Minas Gerais e Centro-Oeste (CENAPAD-MG/GO)

6. REFERÊNCIAS

- Faires, V. M., 1976, “Elementos Orgânicos de Máquinas”, São Paulo, Brasil.
- Finzi, D., 1963, “Engrenagens”, São Paulo, Brasil.
- Holzner, S., 1994, “Visual Basic for Windows Versão 3.0”, Rio de Janeiro, Brasil.
- Norton, R. L., 1999, “Machine Design An Integrated Approach”, New Jersey, USA.
- Juvinall, R. C. Marshek K. M., 1991, “Fundamentals of Machine Component Design”, USA
- Mott, R.L., 1992, “Machine Elements in Mechanical Design”, New York, USA.
- Stipkovic, M. F., 1973, “Engrenagens”, São Paulo, Brasil.
- Wang, W., 1994, “Visual Basic 3 for Windows para Leigos”, São Paulo, Brasil.

- Foi desenvolvido e executado um projeto especial de uma prensa universal de 5000 Ton, a qual pode ser utilizada em diversas tecnologias de DAP, apresentando flexibilidade na regulagem da alta pressão com alta precisão.

6. REFERÊNCIAS

- Bobrovnitchii, G.S., 1982, “Dispositivos de Super Alta Pressão”, Znanie, Moscou, Nº5, pp. 131, (em russo).
- Bobrovnitchii, G.S., 1989, “Concerning Press Dynamics when Instantaneous Failure of Sealing Burr in High Pressure Unit Takes Place”, High Pressure Science and Technology. Proceedings XI AIRAPT International Conference, Kiev, Naukova Dumka, V4, pp. 91-96.
- Bobrovnitchii, G.S., Belovol V.S., 1991, “Novas Prensas Hidráulicas para a Produção de Materiais Superduros”, no livro: Novidades e Tecnologias da Industrialização de Forja, VNIIMETMASH, Moscou, pp. 15 –24, (em Russo).
- Bobrovnitchii, G.S., Ramalho, A.M., 1998, “Determinação da Pressão Ótima nos Cilindros de Prensas e Dispositivos Hidráulicos”, Anais do V Congresso de Engenharia Norte Nordeste – Fortaleza – Ceará, pp. 572-579.
- Bundy, F.P., 1989, “Behavior of Elemental Carbon up to Very High Temperatures and Pressures”, High Pressure Science and Technology, Proc. XI AIRAPT International Conference – Kiev, Naukova Dumka, V.1, pp. 326-332.
- Cifali, M.L., 1995, “Disposição da Estrutura de Prensas”, Patente MU 7302409-0 U, B 30b 15/04.
- Gerity George, 1967, “Advancing the State of the ar Sheet Metal Forming”, Tooling and Product. N7, pp. 33-35.
- Golman L.D., Rozanov B.V., 1963, “Cálculo da Estrutura da Prensa com Colunas Vazias e Cavilhas”, no livro: Prensas Hidráulicas. TSNITMASH, Mashgiz, Moscou, Nº54, pp.34 – 44, (em Russo).
- Jonhson S., 1962, “Hight Press Exerts Heavy Force”, IRON Age, Nº5, p.p. 55-56
- Klockner-Wilhelmsburger, 1996, “Hochdruck – Hochtemperatur Anlage KWG 30 MNP”. Anebout: HT – 5.190 55.96.
- Novoseclov V.A., 1963, “Prensa Hidráulica Pequena com Força de 30000 Ton”. Kuznetchno-Stampovotchnoe Proizvodstvo. Nº2, pp. 62 – 65, (em Russo).
- Sack und Kiesselbach., 1996, “Techische Information”, T1 86.06-01, Gelifere Pressen für das Hochdruck – Hochtemperatur – Verfahren. Hochdruckpresse Model EP 2500, pp. 12.
- Spain, I.L., 1980, “Ultra high Pressures Apparatus and Tecnology”, Marcel Drekker, V.1, N.J., p.746.
- Storozhev M.V., Dobrinsky N.S., 1976, “Construção das Prensas Hidráulicas de Estampagem para Percursos Curtos”, Kuznetchno-Stampovotchnoe Proizvodstvo, Nº5, pp 59 – 62, (em Russo).
- Ueda M., Okamoto H., 1991, “Ultra-High Pressures Generating Apparatus”. Kobelco Technology Review. Japão Nº12, p.p. 37-42.

são fixados nas quatro colunas cilíndricas e suas extremidades entram nos furos das travessas inferior 1 e superior 2. Nas guias são feitos furos com precisão elevada. No desenho não são mostrados os mecanismos complementares pois sua descrição não faz parte dos objetivos deste trabalho. A prensa de 630 Ton tem a mesma configuração da prensa de 2500 Ton

A estrutura da prensa de 5000 Ton é composta também por travessas 1 e 2, duas colunas 3 e um enrolamento 4 de fita. O cilindro 5 com êmbolo é instalado livremente entre a estrutura com suporte na travessa inferior 2. A travessa móvel 6 está acoplada com o êmbolo e com quatro colunas 7. Os dois cilindros de retorno 8 são instalados em diagonal e os punções dos cilindros são ligados a travessa móvel 6. A transmissão hidráulica inclui uma bomba especial, com capacidade de regular flexivelmente a pressão durante o carregamento e redução da pressão conforme o programa desejado.

Atualmente uma prensa de força 630 Ton e outra de 2500 Ton estão instaladas no Centro das Ciências e Tecnologia da Universidade Estadual do Norte Fluminense, Campos dos Goytacazes - RJ. Os testes nas prensas mostraram que elas possuem rigidez bastante elevada. Por exemplo, o paralelismo das superfícies de trabalho das prensas não ultrapassam o valor 0,12 mm a cada 1000 mm durante a aplicação da força nominal.

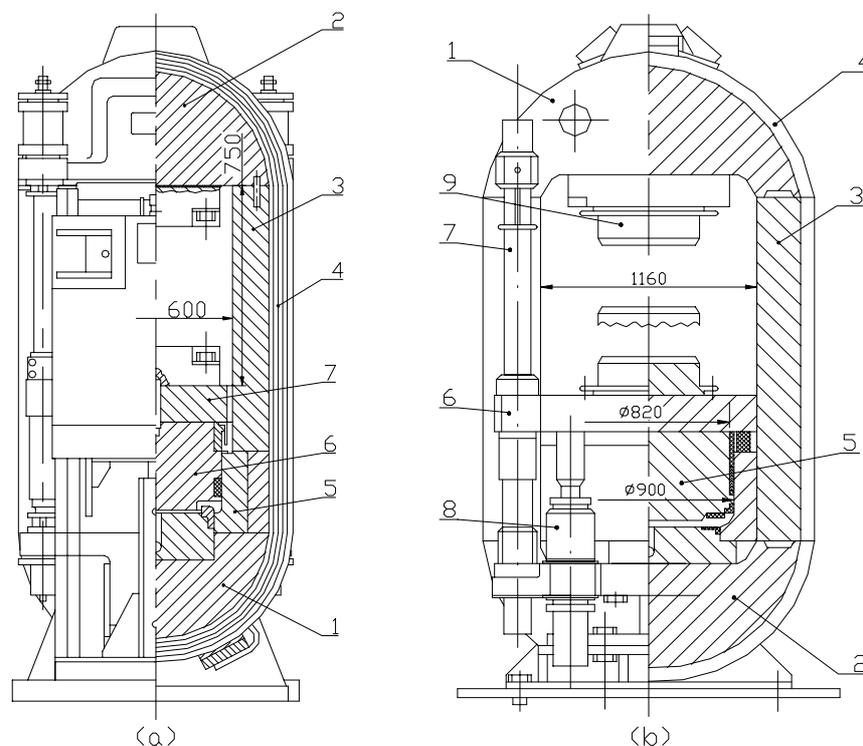


Figura 3. Prensas hidráulicas semi-automáticas para a produção de materiais superduros com força de 2500 Ton (a) e de 5000 Ton (b).

5. CONCLUSÕES

- Foram elaborados métodos para o desenvolvimento de projetos de prensas especiais usadas na fabricação de materiais superduros.
- Foi projetada e fabricada em série prensas compactas de 630 Ton usada na produção de pós de diamantes policristalinos e outros materiais superduros.
- Foi projetada e fabricada em série prensas de pequenas dimensões de 2500 Ton usada na produção de pós de diamantes monocristalinos, compósitos e outros materiais superduros.

externas dos cilindros de trabalho e o esquema da construção da estrutura. Para as prensas de 630 e 2500 Ton foi escolhida uma estrutura que inclui o corpo do cilindro. O corpo do cilindro é preso entre as colunas e as traves fixas, inferior e superior. A parede do cilindro serve como uma parte das colunas. O valor da pressão de trabalho é determinado pela distância entre as colunas e tem valor de 32 MPa para a prensa de 630 Ton e 125 MPa para a prensa de 2500 Ton.

Na prensa de força 5000 Ton a distância entre as colunas permite a instalação do cilindro com apoio na trave inferior e a utilização, se desejado, do DAP tipo “Belt”. A pressão de trabalho é determinada por essa distância e pelo material utilizado no cilindro, sendo em torno de 80 MPa.

As quatro colunas das guias são utilizadas para aproximação rápida e para retorno da trave móvel na prensa de 630 Ton. Na prensa de 2500 Ton elas são usadas somente para retorno e na prensa de 5000 Ton os cilindros de retorno foram colocados separadamente das guias.

A estrutura das prensas foi pré-tensionada por meio do enrolamento de fita de aço com limite de escoamento superior a 1500 MPa. O cálculo foi realizado supondo que a estrutura da prensa sofre vibrações, as quais podem acontecer de vez quando devido a explosões das gaxetas no DAP (Bobrovnichii, 1989).

As características técnicas das prensas elaboradas são apresentadas na Tabela 1. Comparando as massas e as dimensões destas prensas com as construções oferecidas no mercado, pode-se dizer que há alguma economia e vantagens na sua produção, principalmente no funcionamento.

Tabela 1. Características técnicas das prensas construídas

Parâmetro	Modelo		
	D00138B	D0044	D0047P
Esforço nominal (MN)	6,3	25	50
Altura da abertura do espaço de trabalho (mm)	200	420	1100
Distância entre as colunas (mm)	600	600	1160
Curso máximo (mm)	50	75	200
Pressão no cilindro de trabalho (MPa)	32	125	80
Tempo de operação:			
▪ Aumento da pressão (s)	3/5	60/360	300/1500
▪ Exposição sob a pressão e temperatura (min)	0,1 – 20	0,1 – 60	3/3000
▪ Redução da pressão (s)	5 - 20	15 – 80	240/4000
Precisão na pressão durante a exposição (%)	1,5	1,5	0,8
Capacidade máxima do aquecimento (KVA)	10	20	40
Gabaritos de instalação (mm):			
- Largura	2200	2500	10375
- Profundidade	2380	4100	6825
- Altura	2230	2585	3055
Massa da prensa (Toneladas)	4,2	10,7	37
Massa da instalação (Toneladas)	6	16	54

As construções das prensas de força 2500 e 5000 Ton são apresentadas nas Figuras 3a e 3b. A estrutura da prensa de 2500 Ton inclui: duas traves 1 e 2 de forma semicilíndrica, duas colunas 3, um corpo do cilindro 5, um enrolamento de fita 4 que une todos os elementos da estrutura e um êmbolo 6 do cilindro de trabalho que é ligado à trave móvel 7, cujos ressaltos

diminuição do diâmetro do cilindro e da sua altura. Contudo são encontradas algumas dificuldades relativas ao endurecimento superficial nas superfícies internas do cilindro, embora na indústria encontra-se desenvolvidas algumas tecnologias para o endurecimento da superfície de trabalho. A construção preferida é a apresentada na Figura 2e.

A grandeza da pressão influi bastante na diminuição das dimensões. Aumentando o valor da pressão e utilizando aços resistentes pode-se obter a otimização do valor pressão para cada tipo de construção. A pressão que garante dimensões mínimas do cilindro de trabalho, com “n” anéis encaixados uns nos outros e sob um determinado esforço, é determinada pela Eq.(1), onde $[\sigma]$ é a tensão admissível para o material dos elementos do cilindro (Bobrovnitchii *et al*, 1998)

$$p = 0,4 \cdot \frac{n}{n+1} [\sigma] \quad (1)$$

Esta equação mostra a possibilidade de variação do valor da pressão para cada tipo de cilindro de trabalho, embora existam limites para aumento da pressão imposto pelo sistema hidráulico, principalmente nas bombas, e na utilização contínua da alta pressão nos processos.

Para otimizar o direcionamento da trave móvel, ou êmbolo, com o objetivo de se obter o paralelismo desejável nas superfícies de trabalho, podem ser utilizados dois métodos: regulagem das guias por meio de cilindros complementares ou aumentando a distância entre as guias. Este último método é mais fácil de ser empregado utilizando colunas complementares, cujas extremidades ficam distantes uma das outras e fixadas nas extremidades da trave móvel. Estas colunas podem ser aproveitadas como êmbolos dos cilindros de retorno da trave móvel (Bobrovnitchii *et al*, 1991).

O alto nível de paralelismo entre as superfícies de trabalho dos blocos de apoio durante todo o processo, a precisão de colocação do DAP no eixo da prensa, a velocidade de elevação, a conservação da pressão em até 1,5% do valor da pressão de trabalho, a redução da pressão dentro do cilindro e a diminuição da massa e dimensões, exigem a elaboração de uma prensa especial com características determinadas.

4. PROJETOS DAS PRENSAS DE NOVA GERAÇÃO COM FORÇAS DE 630, 2500 E 5000 TON.

Analisando todas as características das prensas elaboradas anteriormente, pode se observar que inicialmente é necessário eliminar as suas desvantagens em relação as tecnologias que serão aplicadas. Cada tipo de tecnologia de obtenção de materiais superduros exige diferentes métodos de manutenção, por exemplo, a utilização do dispositivo tipo “Belt” para curtos períodos de síntese é economicamente inviável. Por isso seu mecanismo de carregamento não pode ter mais de duas posições. Por outro lado utilizando o DAP do tipo bigorna pode ser aplicado para síntese de curta duração podendo utilizar mecanismo de mais de duas posições. Portanto a escolha da distância entre as colunas depende de três fatores: das dimensões do DAP, do tipo de mecanismo de carregamento e da pressão no cilindro de trabalho. Sabendo-se que para as tecnologias de síntese rápida é necessário refrigerar o DAP e fazer a sua manutenção, foi escolhido para a prensa de 630 Ton o mecanismo rotativo com seis posições, que exigem a distância de 600 mm entre as colunas. Para a prensa de 2500 Ton foi usada a construção de duas posições do tipo “etagére” com elevador para a troca da posição do DAP. Na prensa de força 5000 Ton utiliza-se o mecanismo de dois braços que entram com o DAP alternadamente na prensa. Esta construção exige uma distância entre as colunas de 1160 mm.

Conhecendo-se as dimensões entre as colunas é necessário escolher as dimensões

3. OS MEIOS PARA A DIMINUIÇÃO DO PESO E DIMENSÕES DAS PRENSAS HIDRÁULICAS ESPECIAIS:

Podem ser propostas os seguintes meios para diminuição das dimensões sem perda de rigidez e resistência da prensa, mantendo a precisão necessária:

- Otimização da construção do cilindro de trabalho.
- Otimização da pressão necessária para se obter uma determinada força.
- Guias que garantam o paralelismo elevado das superfícies de apoio durante a aproximação e o carregamento.
- Elaboração de uma construção que permita a diminuição das dimensões sem a perda da resistência, principalmente à fadiga.

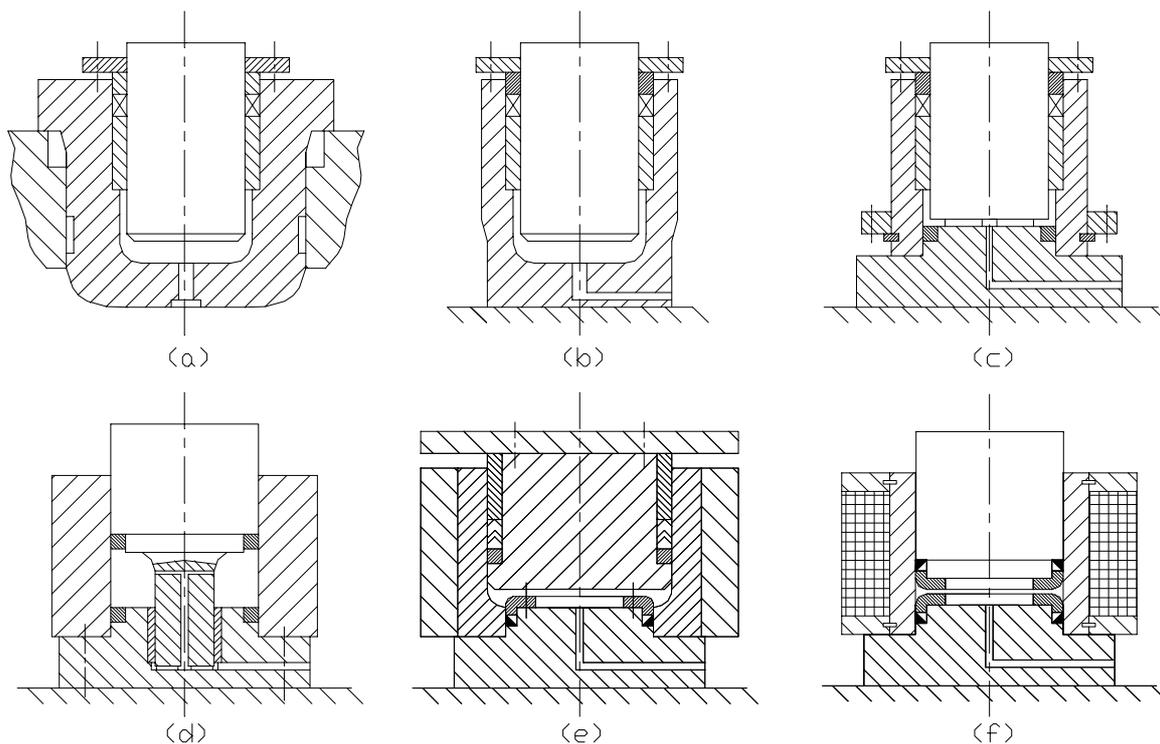


Figura 2. Construções atuais dos cilindros principais das prensas de pequeno curso.

Analisando as construções dos cilindros apresentados na Figura 2, nota-se que o cilindro com flange, Figura 2a, não é recomendável para as prensas especiais. Neste tipo de construção não pode ser aplicada uma pressão superior a 32 MPa devido a presença de concentradores no fundo do cilindro e no flange (Golman *et al*, 1963).

A construção apresentada na Figura 2b permite a diminuição das dimensões do cilindro sob a mesma pressão do caso anterior. A ausência do flange possibilita o aumento das tensões admissíveis. A partir desta construção surgiu o cilindro sem fundo, Figura 2c. Neste tipo de construção só aparecem, praticamente, tensões radiais e tangenciais, tornando mais fácil a fabricação do cilindro, mas a construção da vedação deixa a altura e o diâmetro do cilindro nas mesmas dimensões.

A vedação do cilindro pode ser transferida para o êmbolo, Figura 2 (d, e, f) (Bobrovnichii *et all*, 1991), e o corpo do cilindro pode ser composto por dois anéis (ou buchas) encaixados um dentro do outro, Figura 2e, ou enrolado por fitas de aço de alta resistência, Figura 2f.

Da análise acima conclui-se que as construções mais recentes oferecem vantagens para a

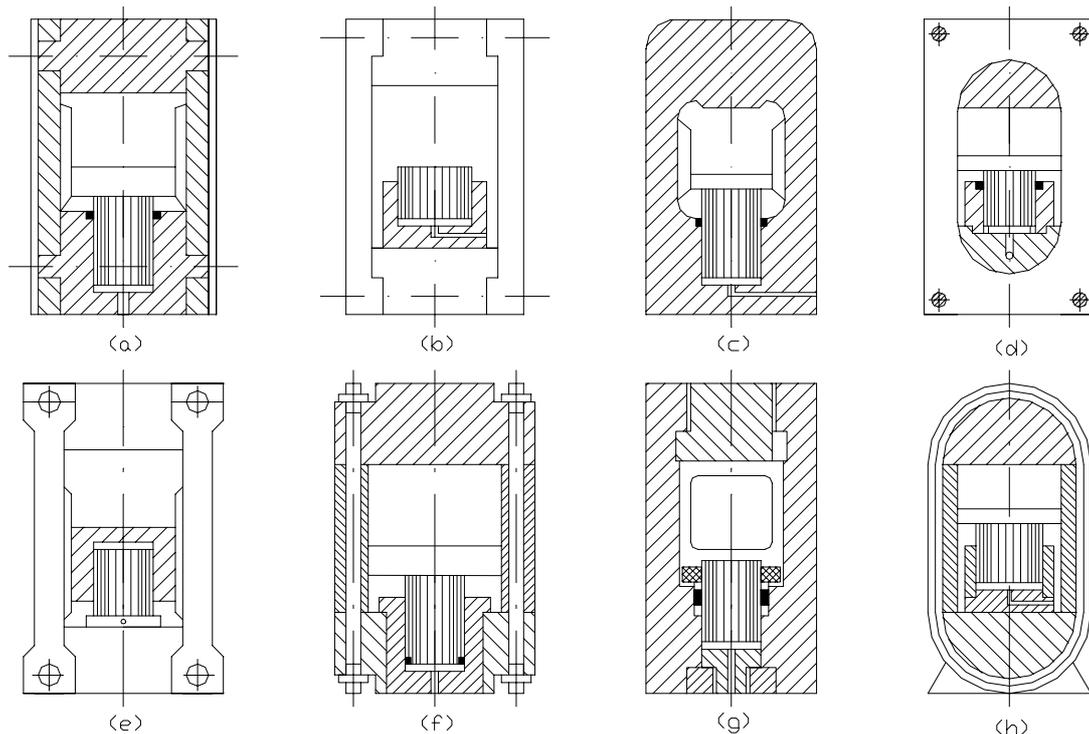


Figura 1. Construções das prensas hidráulicas de pequeno curso com os cilindros principais.

Na Figura 1f está representado a prensa com estrutura pré-tensionada, composta por travess inferior e superior, duas colunas e chavetas presas com cavilhas. O pré-tensionamento das cavilhas diminui a amplitude das tensões aplicadas nas mesmas durante o carregamento da prensa, permitindo o aumento da sua resistência (Golman *et al*, 1963).

A prensa com estrutura tubular, Figura 4g (Novoseclov, 1963), é simples e muito compacta pois o cilindro faz parte da sua estrutura. Este tipo de prensa são fabricadas para forças de até 30000 Ton.

A Figura 1h representa a prensa com estrutura pré-tensionada por meio de enrolamento de fita de aço de alta resistência. A estrutura inclui duas colunas e dois semi-cilindros unidos pelo enrolamento da fita de seção retangular. Devido à falta de concentradores de tensão esta construção possui elevada resistência à fadiga. A combinação desta estrutura e o cilindro composto permite fabricar prensas com força de até 30000 Ton com gabaritos pequenos (Jonhson, 1962; Ueda *et al*, 1991).

A análise destas principais construções utilizadas para a fabricação de materiais superduros, considerando todas as particularidades aqui citadas, permite concluir que:

- Nas construções mostradas na Figura 1 (a,b,c,d,e) a direção da trave móvel não garante precisão, pois o paralelismo das superfícies de trabalho das travess depende da sua rigidez e das deformações nas colunas e no cilindro. Um aumento da rigidez na estrutura e no comprimento do cilindro conduz para uma construção mais pesada e robusta.
- Nas construções mostradas na Figura 1 (a,b,c,f,g,h) a distância entre as colunas depende do diâmetro externo do cilindro que, por sua vez, depende da pressão utilizada.
- A altura entre as superfícies de trabalho da prensa depende da vedação dos cilindros de trabalho.

Nas construções citadas não foi representado o mecanismo de carregamento do DAP no interior da prensa, portanto é difícil avaliar o tipo de mecanismo que influencia na distância entre as colunas da estrutura, exceto na construção representada na Figura 1g, onde o espaço de trabalho é sempre pequeno.

- Controle sobre a velocidade de redução da pressão durante a etapa final da operação, de modo a evitar ejeções do material da gaxeta para fora do DAP.

Todos os tipos de DAP normalmente funcionam acoplados às prensas hidráulicas, ficando portanto condicionados a capacidade, gabaritos, peso e precisão das mesmas.

Na operação do sistema “Prensa-DAP” deve-se considerar que as superfícies de contato do DAP tem área muito menor do que as da estrutura da prensa. Desta forma no projeto do sistema é necessário analisar cuidadosamente todos os requisitos exigidos pelo DAP, bem como as tecnologias de obtenção do produto. Um dos pontos relevantes do projeto é a escolha de um esquema mais adequado possível para construção da prensa especial.

2. ANÁLISE COMPARATIVA DAS CONSTRUÇÕES USADAS NAS PRENSAS HIDRÁULICAS DE PEQUENO CURSO

As prensas construídas no passado para a produção de materiais superduros eram do tipo convencionalmente utilizada para forjamento e estampagem. O uso destas prensas acarretava em uma diferença desproporcional entre as dimensões do DAP e os gabaritos da estrutura.

As causas mais importantes deste fato são as grandes diferenças entre as propriedades dos materiais utilizados no DAP e as peças da própria prensa. No DAP utiliza-se aços especiais e ligas de alta resistência, com limite de resistência até 2500 MPa (Spain,1980), e os elementos da prensa são fabricados, via de regra, com aços estruturais, apresentando tensões admissíveis entre 60 e 90 MPa. Além disso, nas estruturas convencionais sempre aparecem concentradores de tensão. Isso exige a diminuição das tensões máximas admissíveis do projeto. Portanto é interessante analisar as construções das prensas sob este aspecto.

Na Figura 1a é representada uma prensa com estrutura não-tensionada de duas colunas, possuindo o cilindro de trabalho na posição inferior. A trave inferior, que é também o corpo do cilindro, e a trave superior possuem ressaltos onde são encaixadas as colunas, feitas de chapas grossas de aço estrutural. Esta concepção de estrutura apresenta uma grande desvantagem: altas tensões localizadas na junção de encaixe entre as colunas e as travessas (Klockner, 1996). Com essa construção foram elaboradas prensas para gerar forças de até 3500 Ton. Existe outra alternativa como mostrada na Figura 1b (Cifali, 1995), no entanto apresenta desvantagens relacionadas a flexão das colunas na região das guias.

A estrutura inteiriça fundida de duas colunas não tem a junção de encaixe entre as colunas e as travessas, Figura 1c. Ela é compacta e apresenta elevada rigidez. A utilização destas estruturas são limitadas pelas tensões atuantes e propriedades do aço fundido. As prensas deste tipo de estrutura não toleram esforços superiores a 4000 Ton (Sack und Kiesslbach, 1997).

A estrutura da prensa conforme a Figura 1d é feita pela união de chapas laminadas. Dentro da estrutura são colocados setores semicilíndricos, que funcionam como travessas superior e inferior. Este formato de travessas possibilita uma diminuição dos concentradores de tensão nas chapas, porém a diminuição na rigidez transversal não pode ser evitada. É possível a utilização desta construção para prensas com capacidade de até 10000 Ton (Gerity, 1967).

Um outro tipo de construção de estrutura usando chapas laminadas é mostrada na Figura 1e. Ela é formada por colunas e travessas feitas de chapas unidas em uma junção inteiriça e por parafusos cilíndricos especiais. Esta construção permite a utilização de aços de alta resistência (Storozhev *et al*,1976).

PARTICULARIDADES SOBRE OS PROJETOS DE PRENSAS HIDRÁULICAS ESPECIAIS UTILIZADAS NA PRODUÇÃO DE MATERIAIS SUPERDUROS

Guerold Seerguevitch Bobrovnitchii

Alan Monteiro Ramalho

Universidade Estadual do Norte Fluminense, Centro de Ciência e Tecnologia, Laboratório de Materiais Avançados, 28015-620, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil. E-mail: alan@uenf.br

Resumo

Materiais superduros são normalmente fabricados sob altas pressões, em torno de 8,0 GPa, e em temperaturas superiores a 1200°C. A utilização de prensas hidráulicas convencionais para este objetivo apresenta grandes desvantagens devido a baixa rigidez da estrutura que dificulta a obtenção de altas pressões. No presente trabalho é apresentada uma análise dos aspectos específicos envolvidos no projeto e fabricação das prensas deste tipo. Estes aspectos estão relacionados com esquemas técnicos que permitem a concentração de forças em pequenas áreas dos blocos de apoio. Além disso, outros requisitos são exigidos: pequenos cursos de operação, paralelismo com alto nível de precisão entre as superfícies de trabalho dos blocos de apoio e grande estabilidade que possa suportar a elevada pressão de trabalho durante muito tempo. Essas exigências condicionam o desenvolvimento de prensas especiais com estrutura de multielemento previamente tensionados por enrolamento de fita de aço.

Palavras-chave: Alta pressão, Prensa hidráulica, Materiais superduros.

1. INTRODUÇÃO

Uma tendência observada no desenvolvimento dos processos de transformação mecânica é o aumento dos esforços que atuam sobre a peça a ser transformada. Este é um caso típico que vem ocorrendo na implantação das tecnologias de obtenção de materiais superduros.

Sabe-se que materiais superduros como diamante sintético e nitreto cúbico de boro são comercialmente produzidos sob alta pressão, na faixa entre 4,5 GPa e 8,0 GPa, e em temperaturas que variam entre 1200°C e 2000°C (Bundy, 1989). Esses parâmetros operacionais são gerados nos chamados dispositivos de alta pressão (DAP). As indústrias que produzem comercialmente os materiais superduros utilizam três tipos de DAP (Bobrovnitchii, 1982): *Belt*, bigorna com concavidade e multipistões. Cada um deles apresenta vantagens e desvantagens, mas existem algumas propriedades em comum tais como:

- Concentração da força numa pequena área do DAP, condição necessária para a geração de altas pressões requeridas para o processo.
- Dimensões relativamente pequenas do DAP.
- Pequenos deslocamentos durante a operação dos elementos que compõem os DAP.
- Sensibilidade a perturbações relativas nas posições dos elementos do DAP durante as operações de geração e manutenção da alta pressão.
- Grande estabilidade dimensional para suportar e manter elevada pressão durante muito tempo.

Os dados da tabela revelam que há possibilidade de facilitar tanto a fabricação dos segmentos do segundo anel quanto a operação de consolidação, não mudando as características de trabalho dos recipientes.

5. CONCLUSÃO

- A geometria inicial da folga entre os segmentos do anel segmentado influi essencialmente na mudança do estado de tensão dos recipientes compostos com anel segmentado durante o processo da consolidação;
- Existe uma única forma da folga capaz de garantir o fechamento simultâneo da junção em toda a espessura. Esta forma é apresentada pela expressão analítica;
- Em folgas de formas variáveis a junção pode começar a se fechar, em alguns casos, a partir de qualquer raio, ou de dentro para fora e vice-versa.

6. REFERÊNCIAS

- Bobrovnitchii, G.S., Ramalho, A.M., Monteiro, S.N., 1996, “Modernização da Construção de Recipientes Compostos de Prensas para Extrusão a Quente”, Anais da Conferencia Sobre Tecnologias de Equipamentos, COTEQ-96, RJ., Brasil pp. 381-384.
- Bobrovnitchii, G.S., Ramalho, A.M., Monteiro, S.N., 1997, “Particularidades dos Recipientes Compostos Segmentados e Inteiriços Usados para Geração de Alta Pressão”, Anais do 2º Congresso. Internacional de Tecnologia Metalúrgica e de Materiais, SP., Brasil, pp. 582-590.
- Fuchs, F.F, 1968, “Princeton Function – Pressure Vessel for Forming Apparatus”, US Patent, Nº 3379043, CLI 72-56.
- Khvostentsev, L.G., 1980, “Dispositif Pour Le Création de Hantes Pressions, Demand de Brevet D’invention (França), Nº 7930493, Nº de Publicações 2442657, “Listes” Nº 26.
- Spain, I.L., 1980, “Ultra Pressure Apparatus e Technology”, 1 ed., vol. 1, N.J, Spain, I.L., Paauwe, J., (ed), High Pressure Tecnology, p. 746.
- Venkatesan, P.S., 1970, “Design and Constrution of Multiring Apparatus for Use at High Pressure”, Rev. Sci. Instr., V 42, Nº 3, pp. 377-380.

$$p'_{3f} = \frac{m \cdot E_2}{4\pi r_3^2} \int_{r_3}^r \left[\frac{r^2 + r_3^2}{r \left(A + \ln \frac{r}{r_2} \right)} + \frac{r_3^2}{r} - r \right] dt(r) \quad (12)$$

$$p'_{4f} = \frac{m \cdot E_2}{2\pi} \int_{r_3}^r \left\{ C \left[C + \frac{E_3(1-K_3^2)}{E_2} \right] + \frac{\ln \frac{r}{r_2} + A + 1}{r \left(A + \ln \frac{r}{r_2} \right)} + \frac{C \cdot r}{r_3^2 \left(A + \ln \frac{r}{r_2} \right)} - r \right\} dt(r) \quad (13)$$

$$\text{onde: } C = \frac{(1 - \mu_3)K_3^2 + 1 + \mu_3 - \frac{E_3}{E_2}(1 - K_3^2)(1 - \mu_2)}{2}$$

4. CÁLCULO DA CONSOLIDAÇÃO DO NÚCLEO DO RECIPIENTE COMPOSTO COMUM E COM ANEL SEGMENTADO

Como é conhecido da teoria da elasticidade, o estado de tensão e a resistência mecânica de qualquer anel dentro de um recipiente depende de pressões de contato nas superfícies interna e externa (Spain, 1980).

Para comparar as construções do recipiente foi feito o cálculo comparativo das pressões de contato entre o segundo e o terceiro anel para quatro situações.

Na tabela 1 são mostrados os resultados dos cálculos da consolidação (montagem) do recipiente composto com as dimensões $r_1=175\text{mm}$; $r_2=250\text{mm}$; $r_3=250\text{mm}$ e características: $E_1=E_2=E=2 \cdot 10^5 \text{MPa}$; $\mu_1=\mu_2=\mu_3=0,3$. O segundo anel é dividido por seis segmentos.

São observadas as seguintes situações:

- O segundo anel é inteiriço;
- As junções são totalmente abertas;
- Fechamento de junção de fora para dentro para variações da folga;
- Fechamento da junção de dentro para fora para a variação da folga;

Tabela 1. Resultados do cálculo para a do consolidação do núcleo do recipiente composto.

Nº	Tipo da folga	Pressão, MPa	
		P_{2i}	P_{3i}
1	O anel inteiriço	74,0	127,0
2	As junções totalmente abertas	253,0	126,8
3	Fechamento da junção de fora para dentro:		
	$t(r) = \text{const} = 0,5\text{mm}$	128,0	76,0
	$t(r) = a - br$	244,0	126,8
	$t(r_3) = 0,5\text{mm}$	245,0	127,0
	$t(r_3) = 1,0\text{mm}$	246,0	127,2
4	Fechamento da junção de dentro para fora:		
	$t(r) = br$	212,0	173,0
	$t(r_2) = 0,5\text{mm}$	213,0	173,0
	$t(r_2) = 1,0\text{mm}$	214,0	173,0

$$p_{3i} = \frac{t_0(r_2)}{r_3 \frac{2\pi}{E_2} \cdot A}; \quad (6)$$

Neste momento a folga entre os segmentos será expressa por:

$$t(r) = t(r_3) - t(r_2) \cdot \frac{A + \ln \frac{r}{r_2}}{A}; \quad (7)$$

Para determinar as pressões de contato entre os anéis nesta construção é necessário analisar o momento quando a junção entre os segmentos fecha-se do raio r_2 até o raio r , ($r_2 < r < r_3$).

Em conformidade com suposição acima citada, a parte fechada da junção do anel é analisada como o anel separado inteiriço. Das condições do conjunto das deformações dos elementos da construção no sentido radial pode se obter a seguinte expressão para as pressões de contato (de junção) entre elementos do recipiente composto no momento quando as junções são fechadas totalmente.

Entretanto, no último ponto do fechamento, $r = r_3$, as tensões tangenciais são iguais a zero:

$$p_{2f} = \frac{m \cdot E_2}{\pi} \int_{r_2}^r \frac{r dt(r)}{(A+1)r^2 + (A-1)r_2^2} \quad (8)$$

$$p_{3f} = \frac{m \cdot E_2}{2\pi \cdot r_3} \int_{r_2}^r \frac{(A+1)r^2 - (A-1)r_2^2}{(A+1)r^2 + (A+1)r_2^2} \cdot dt(r) \quad (9)$$

$$p_{4f} = \frac{m \cdot E_3}{4\pi \cdot r_3} (1 - K_3^2) \int_{r_2}^r \left[\frac{(A+1)r^2 - (A-1)r_2^2}{(A+1)r^2 + (A-1)r_2^2} \cdot (B - \ln r) + 1 \right] dt(r) \quad (10)$$

onde: $B = \frac{E_2}{E_3} \cdot \frac{(1 - \mu_3)K_3^2 + 1 + \mu_3}{1 - K_3^2} - \mu_2 + \ln r_3;$

E_3 e μ_3 - módulo de elasticidade e coeficiente do Poisson do material do terceiro anel.

r_3 e K_3 - Raio interno e coeficiente da espessura do terceiro anel, correspondente.

3.2. A junção começa a se fechar de fora para dentro

Por este caso, tem-se que:

$$p'_{2f} = \frac{m \cdot E_2}{2\pi r_2} \int_{r_3}^r \frac{dt(r)}{A + \ln \frac{r}{r_2}} \quad (11)$$

O fechamento simultâneo da junção em toda a superfície lateral ocorrerá se a diminuição da folga no raio livre (corrente) no momento da aplicação p_{2i} for igual à folga inicial neste raio, $t_{i3}(r)$. A pressão do fechamento da junção neste caso é dada por:

$$p_{3i} = \frac{t_{i3}(r)}{\frac{2\pi}{m} \frac{r_3}{E} \left(A + \ln \frac{r_3}{r_2} \right)} \quad (4)$$

Como consequência, a folga entre os segmentos para o fechamento simultâneo em toda a espessura da folga deve ser igual a:

$$t_{i3}(r) = \frac{t(r_3) \left(A + \ln \frac{r}{r_2} \right)}{A + \ln \frac{r_3}{r_2}} \quad (5)$$

Esta dependência é apresentada na figura 3. As junções para quais a função $t(r)$ estão situando abaixo da curva $t_{i3}(r)$ começam a se fechar de dentro para fora (II). As junções para as quais $t(r)$ fica acima da curva $t_{i3}(r)$ vão se fechar de fora para dentro (I). Daqui segue que, sob $t(r)=const$, o fechamento das junções de fato começa de fora para dentro.

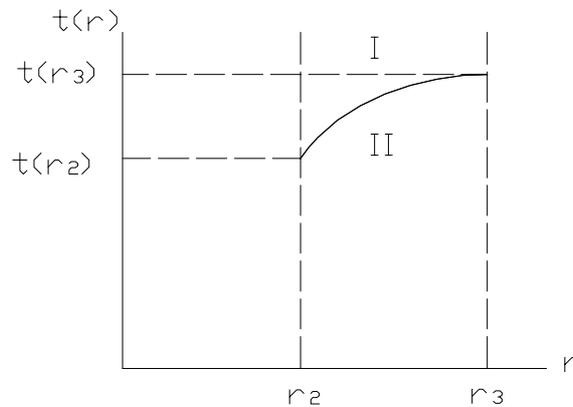


Figura 3. Raio do início do fechamento das junções em dependência da configuração das junções: I, II – regiões do fechamento de fora para dentro e de dentro para fora respectivamente.

3. FECHAMENTO DAS JUNÇÕES

3.1 A junção começa a se fechar de dentro para fora

Para análise desta situação é necessário colocar uma limitação complementar sobre a função $t(r)$. Admitindo-se que o fechamento da junção ocorre de forma monotona, de r_2 à r_3 , a junção começará a se fechar para a pressão dada por:

Para solução do problema do cálculo é necessário fazer a seguinte suposição: a parte fechada do anel segmentado deforma-se como anel independente inteiro e a parte aberta (folga aberta) como o anel independente segmentado. Por outras palavras, ambas as partes do anel segmentado deformam-se não influenciando uma sobre outra, ou seja, na junção das partes aberta e fechada do anel ocorre a ruptura dos deslocamentos.

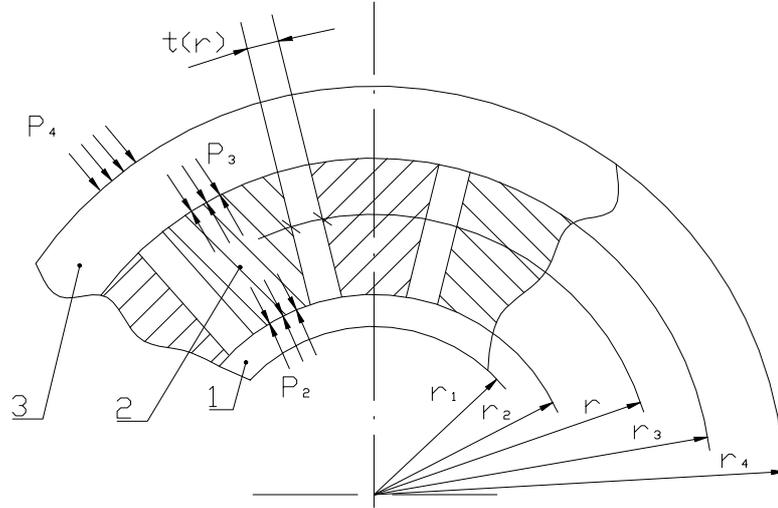


Figura 2. Núcleo do recipiente com anel segmentado cujas junções são totalmente abertas antes do início da montagem.

No momento do fechamento da junção, em qualquer ponto livre, a grandeza da diminuição total da folga neste ponto Δt é igual a grandeza da folga inicial $t(r)$, $\Delta t = t(r)$

$$\Delta t = \frac{2\pi}{m} \cdot \frac{r_3 p_{3i}}{E_2} \left(\ln \frac{r}{r_2} + A \right) \quad (2)$$

onde: $A = \frac{E_2}{E_1} \cdot \frac{(1 - \mu_1) + (1 + \mu_1) K_1^2}{1 - K_1^2} + \mu_2$

p_{3i} - a pressão na superfície externa do anel segmentado no momento do início do fechamento das junções;

$E_1; \mu_1$ - características da elasticidade do primeiro anel;

$K_1 = \frac{r_1}{r_2}$ - coeficiente de espessura do primeiro anel;

μ_2 - coeficiente de Poisson do anel segmentado.

Da fórmula (2) segue que no caso da constância da folga no sentido do raio, sob $t(r) = const$, o fechamento da junção começa do lado de fora. A pressão do início do fechamento da junção neste caso é igual a:

$$p_{3i} = \frac{t(r)}{\frac{2\pi}{m} \cdot \frac{r_3}{E_2} \left(A + \ln \frac{r_3}{r_2} \right)} \quad (3)$$

As vantagens desta construção são alcançadas na plenitude se as superfícies laterais dos segmentos do anel segmentado são feitos de tal maneira que sob a pressão máxima aplicada, as junções fecham-se, mas em toda a superfície das junções as tensões de contato serão iguais a

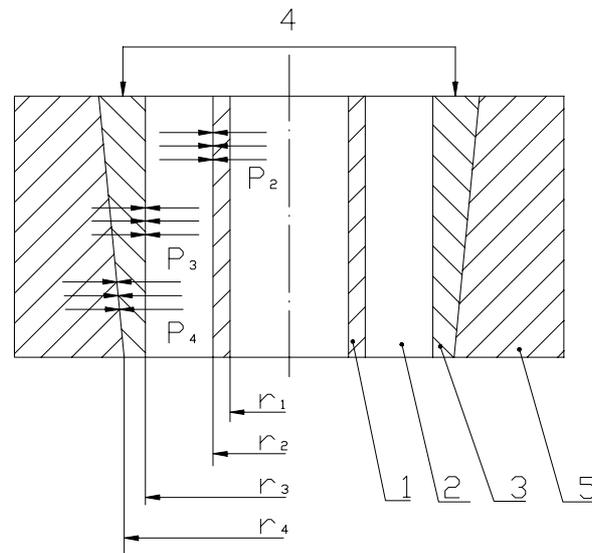


Figura 1. Recipiente composto com o segundo anel segmentado depois da montagem.

zero. Para isto a folga entre os segmentos antes da montagem do recipiente deve ter a seguinte grandeza (Bobrovitchii *et al*, 1996):

$$t(r) = \frac{2\pi}{m} r_2 \frac{p_2}{E_2} \ln \frac{r}{r_2}; \quad (1)$$

Onde: r - o raio corrente;

r_2 - o raio interno do anel segmentado;

m - número dos segmentos do anel segmentado;

p_2 - a pressão na superfície interna do anel segmentado durante funcionamento;

E_2 - módulo da elasticidade do anel segmentado.

O perfil das junções, mostrado na Eq.1, para a maioria dos casos da fabricação dos recipientes não pode ser feito considerando as exigências da construção ou condições da fabricação. Em alguns casos é necessário a existência da folga entre os segmentos, a qual é diferente do valor calculado em conformidade com a Eq.1.

Como o anel segmentado muda o estado de tensão de cada elemento do recipiente tanto durante a montagem (consolidação) quanto sob carregamento interno pela pressão de trabalho vale a pena avaliar a dinâmica do fechamento das junções durante a montagem do recipiente.

2. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Para análise é formada a construção do recipiente com o anel segmentado, cujas junções até o início da montagem são totalmente abertas (figura 2). Sob a ação da pressão da consolidação aplicada na superfície externa do anel segmentado, as junções gradualmente fecham-se e, em determinado momento, a folga em todos os pontos entre superfícies laterais dos segmentos desapareça.

ALGUNS COMENTÁRIOS SOBRE O CÁLCULO DOS RECIPIENTES COMPOSTOS COM ANEL SEGMENTADO

Guerold Seerguevitch Bobrovnitchii

Alan Monteiro Ramalho

Universidade Estadual do Norte Fluminense, Centro de Ciência e Tecnologia, Laboratório de Materiais Avançados, 28015-620, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil. E-mail: alan@uenf.br

Resumo

Basicamente os recipientes compostos são utilizados para extrusão de metais, compactação de pós e fabricação de materiais superduros. A construção do tipo composto permite a geração de pressões maiores do que as características mecânicas dos materiais conhecidos. O primeiro anel ou o segundo pode ser feito seccionadamente. Os cálculos mostram que este tipo de construção do recipiente apresenta algumas vantagens. Para utilização mais racional do recipiente com anel segmentado, no presente trabalho é feita uma análise teórica da influência das folgas entre as partes do anel segmentado sobre o estado de tensão durante a montagem do recipiente. As correlações obtidas permitem determinação da geometria e as dimensões da folga inicial, bem como pressões de contato entre os anéis, nas condições de montagem do recipiente. Verificou-se que a eliminação das folgas durante a montagem pode ocorrer tanto de fora para dentro quanto de dentro para fora.

Palavras Chaves: Alta pressão, Recipiente composto.

1. INTRODUÇÃO

Existem muitas tecnologias que tratam os materiais por alta pressões e, em alguns casos, simultaneamente com temperatura elevada. Estes parâmetros criam nos dispositivos-ferramentas um estado de tensão e deformação no qual nenhum material conhecido não pode resistir (Venkatesan, 1970).

Para superar o estado crítico foram desenvolvidos os métodos de consolidação dos elementos dos dispositivos. Entre eles está o ajustamento com aperto para os chamados recipientes compostos feitos de vários anéis ou buchas (Spain, 1980; Fuchs, 1968).

O anel interno, ou o segundo, destes recipientes pode ser feito segmentado (Spain, 1980). Os recipientes compostos, com um anel segmentado, têm algumas vantagens em comparação com as construções tradicionais, feitas de muitos anéis ou consolidadas pelo enrolamento da fita de aço de alta resistência (Bobrovnitchii *et al*, 1996). Entre elas distinguem-se duas mais importantes: a possibilidade do aumento da pressão admissível do trabalho e o desenvolvimento do recipiente com grande diâmetro interno (Bobrovnitchii *et al*, 1997; Khvostantsev, 1980).

Comumente o recipiente composto com anel segmentado possui um núcleo 4 feito de 1-2-3 anéis, um deles é segmentado 2 e um suporte 5 feito de vários anéis encaixados um dentro do outro com ajuste. A construção simples é apresentada na figura 1.

4. CONCLUSÕES

A geração da alta pressão está relacionada com a manutenção do valor admissível da falta de paralelismo para a diminuição das explosões no dispositivo de alta pressão. São recomendados os valores 0,15/1000 mm para as prensas destinadas a produção de diamantes sintéticos e outros materiais superduros.

Foi determinado o valor admissível para a excentricidade permitida do dispositivo em relação ao eixo da prensa, durante a sua colocação. Ela não deve ser maior que 1,0 mm.

O deslocamento da parte inferior do dispositivo alta pressão, em relação a parte a sua superior, não pode ser maior do que 0,5 mm.

5. REFERÊNCIAS

- Bobrovnitchii, G.S., 1982, “Dispositivos de super alta pressão”, Ed. Znanie, N^o5, Moscou, (em russo) pp. 131.
- Casanova, C.A.M., Oliveira, L.S., Jornada, J.A.H., 1994, “Câmaras para geração de altas pressões utilizadas na obtenção de materiais superduros”, 11^o Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, São Paulo, V.1, pp. 893 – 896.
- Gerasimovitch A.V., 1975, “A Influencia da Espessura da Gaxeta Sobre as Características da Compressão e Resistência das Câmaras de Alta Pressão”. Sintetitcheckie Almazy, N 1, pp. 10-14, (em Russo).
- Gerasimovitch A.V., Kulemza V.A., Krikun V.I., 1982, “Estudo dos Materiais das Gaxetas Deformáveis das Câmaras de Alta Pressão”, J.Superhard Materials, N^o 4, pp. 9-11.
- Novikov, N.N., Levitas, V.I., Chestakov, S.I., 1991, “Estudo da resistência e durabilidade das bigornas de metal duro dos dispositivos de alta pressão”, Problemas da resistência. N^o 6, pp. 27 – 34, (em russo).
- Novikov N.V., Levitas V.I., Chestakov S.I., 1986, “Fundamentals of Strength and Durability Calculation for High Pressure Apparatus Elements”, Physica, 139 and 140B, pp. 782-784.
- Spain, I.L., Paauwe, J., 1980, “High Pressure Technology”, V.1 e V.2, Chapter 7, N.J. USA, Marcel Dekker, p. 746.
- Sadkov Yu.A., Semerchan A.A., Kuzin N.N., 1976, “Calibration of High Pressure Apparatus With Shaped Bridgman Anvil”. High Temp., High Pressure, 8, N^o6, pp. 702-703.
- Ueda M., Okanto, H., 1991, “Ultra-high Pressure generating apparatus”.Kobelco Technology Rewiew, N 12, pp. 37-42.

Uma grande influência existe no valor da falta de paralelismo e no valor do desvio de colocação na posição de trabalho dos dispositivos de alta pressão, em relação ao eixo da prensa.

O desvio, por exemplo de 2 mm durante a operação, provoca mudanças da posição da mesa móvel juntamente com a parte inferior do dispositivo em relação a parte superior, figura 2. É necessário manter a colocação do dispositivo com precisão de até 0,7 mm em relação ao eixo da prensa.

Os resultados obtidos com a utilização do mecanismo especial é apresentado na figura 3. Variando a diferença de paralelismo de 0 até 1 mm, foram registrados os números de explosões durante o processamento. Foi determinado que o valor admissível do não paralelismo não pode superar a grandeza de 0,2 a 0,25 mm por 1000 mm de comprimento, pois iniciam-se as explosões durante a manutenção da alta pressão e temperatura que, como já foi citado, diminui a vida útil do dispositivo.

Levando-se em conta a deformabilidade real da estrutura da prensa, o valor citado da falta de paralelismo deve ser diminuído em 2 vezes para garantir o andamento estável do processo.

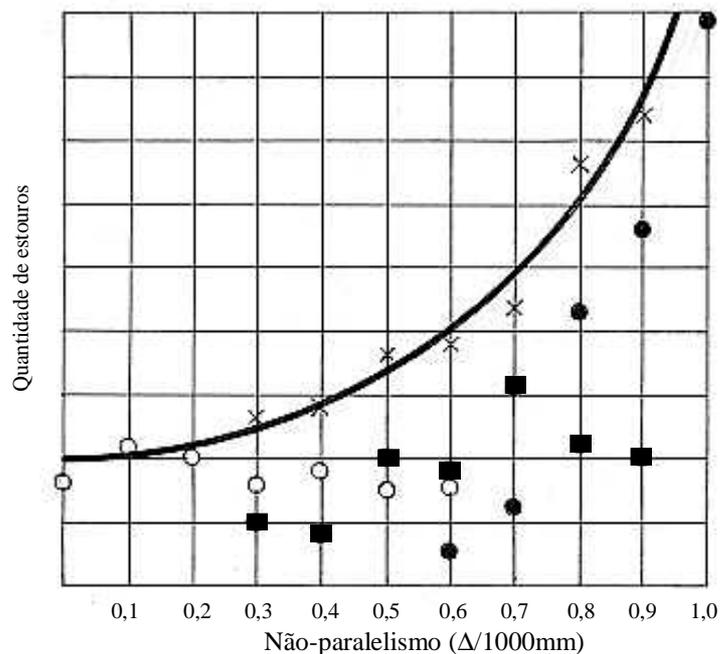


Figura 3. Influência da diferença de paralelismo das superfícies de trabalho na quantidade de aparecimento das explosões: - ● durante a elevação da pressão, O - durante a diminuição da pressão, ■ - durante a manutenção sob pressão e temperatura

A influência do deslocamento da parte inferior do dispositivo, em relação a parte superior, inicia-se a partir de 0,5 mm. Foi registrado que acima deste valor a vida útil do dispositivo começa a cair e, para o deslocamento de 1,2 mm, diminui em 3 vezes. Por isso, as partes superior e inferior do dispositivo de alta pressão devem estar soltas antes do início da compressão na prensa e centralizadas através da cápsula.

As prensas especiais de modelos D0138B e D0044, de capacidade de 630 e 2500 Ton, instaladas na Universidade Estadual do Norte Fluminense (Campos dos Goytacazes - RJ), foram fabricadas considerando-se os resultados obtidos e, por isso elas não apresentam as desvantagens das prensas comuns.

ressaltar a mudança da posição do material que forma a gaxeta e que influi no aparecimento da falta de paralelismo elevado.

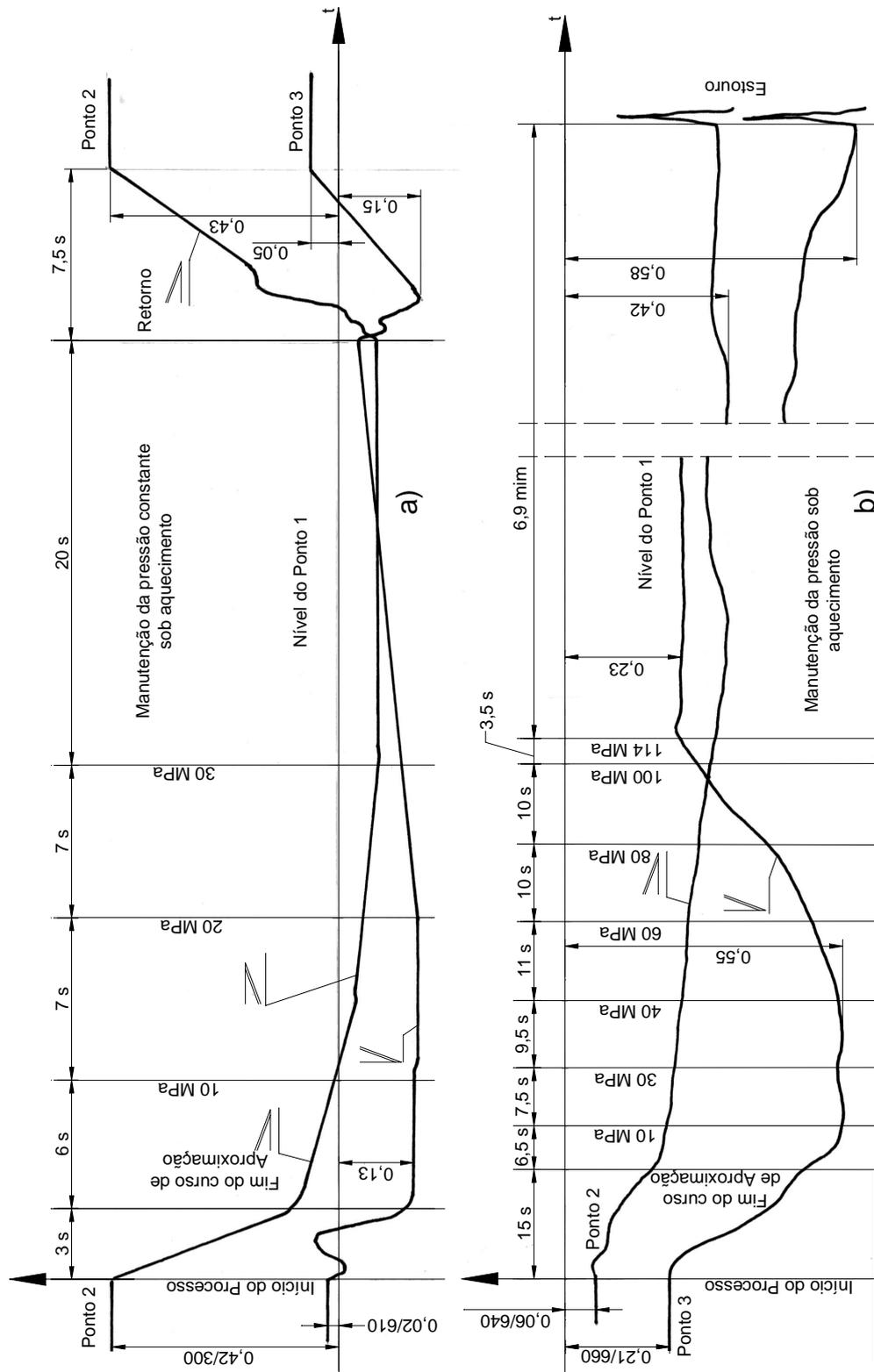


Figura 2 - Gravação dos valores máximos do não paralelismo das prensas. (a) Modelo DA0040; (b) D0043. Posição da mesa móvel em relação ao ponto 1 no sentido da esquerda para direita; Posição da mesa móvel em relação ao ponto 1 da frente para trás.

bucha 21 serve para a instalação, no mesmo eixo, da bigorna 2 com o apoio 7. Com este mecanismo foram efetuados 550 carregamentos. Foram registradas explosões nas etapas de aumento da pressão, manutenção da pressão e temperatura e da redução da pressão no cilindro principal. O deslocamento da parte inferior do dispositivo, em relação ao superior, foi feito até 1,2 mm, refazendo o experimento a cada 0,2 mm. Desta forma foram efetuados 300 carregamentos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados da medição do paralelismo entre as superfícies dos blocos de apoio das prensas industriais são apresentados na tabela 1.

Tabela 1. Resultados da medição da diferença de paralelismo entre as superfícies de apoio.

Prensa modelo DA0040 com 8 posições								
Número de Experimentos	Posição da mesa rotativa	Direção	Posição inicial (mm/1000mm)	Posição ao conseguir a pressão de trabalho	Posição antes da diminuição da pressão	Posição final	Observações	Excentricidade
3	1	X Y	1,2-1,36 0,05-0,06	0,25-0,29 0,26-0,32	0,4-0,48 0,75-0,86	1,3-1,4 0,08	A quantidade de produtos diminui em 1,3 vezes	0,8
15	5	X Y	1,25-1,32 0,2-0,4	0,26-0,3 0,32-0,39	0,82-0,86 0,36-0,49	1,1-1,2 0,3-0,4	Nesta posição da mesa rotativa há 8 explosões durante a diminuição da pressão	1,6
33	8	X Y	0,8-1,0 0,4-0,44	1,2-1,3 0-0,1	1,4-1,5 0,2-0,5	0,7-1,1 0,3-0,5	6 explosões durante a manutenção da pressão e temperatura	1,4
Prensa modelo D0043 com 2 posições								
5	1	X Y	0,31-0,32 0,12-0,2	1,02-1,4 0,48-0,56	0,84-0,9 0,8-1,2	0,5-0,6 0,2-0,3	Há 2 explosões durante a manutenção da pressão e temperatura	1,2
12	2	X Y	0,4-0,63 0,41-0,5	0,270,4 0,1-0,28	0,22-0,3 0,12-0,26	0,58 0,37	Diminuição da produtividade em 1,2 vezes com 3 explosões	0,9
23	1	X Y	0,31-0,42 0,2-0,3	1,3-1,4 0,4-0,52	0,9-0,96 0,13-1,4	0,2-0,4 0,1-0,3	Há 5 explosões durante a manutenção da pressão e temperatura	1,1

A análise dos resultados obtidos mostra que não existe uma estabilidade do paralelismo das superfícies de trabalho para todos os tipos comuns de prensas industriais (figura 2). Por isso, o número de explosões é bastante alto e, em alguns casos, não são geradas dentro da câmara de compressão as condições necessárias para o processo de síntese, conforme pode ser visto na tabela 1. Deve-se notar que a posição da mesa móvel das prensas, durante a manutenção da pressão e da temperatura, é modificada somente após o aquecimento ser ligado, figura 2. Junto com a influência da ligação da bomba de alta pressão é necessário

modelo D0043 de força 2000 Ton. Todas as prensas tem guias curtas de mesa móvel. O estudo foi realizado sob condições industriais nas empresas “Ilhitch” (São Petersburgo – Rússia) e “Ferramenta Adiamantada”(Poltava – Ucrânia). As medições foram executadas nas prensas com medidores de curso da marca VA 60HBM (*Hottinger Baldwin Messtechik*, Alemanha), com precisão $\pm 0,5 \mu\text{m}$. Os medidores foram instalados em 3 pontos dentro da prensa, da frente para trás (Y) e da esquerda para a direita (X). Durante o processo de síntese foram medidos os deslocamentos dos pontos 2 e 3 em relação ao ponto principal 1, os desvios dos 2 e 3 foram então registrados. Foram realizados 68 experimentos, sendo 38 na prensa DA0040 e 30 na prensa D0043. A precisão da colocação do dispositivo, em relação ao eixo da prensa, foi medida através de instrumentação comum utilizando-se réguas e paquímetros.

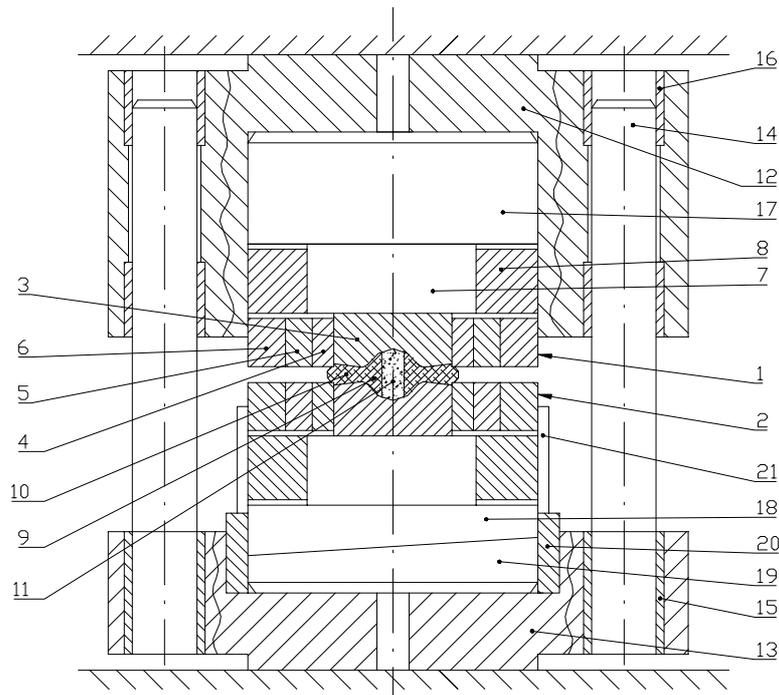


Figura 1. Mecanismo especial com dispositivo de alta pressão tipo bigorna com concavidade utilizado para o estudo da influência do não paralelismo das superfícies de apoio das prensas.

Para a determinação dos valores admissíveis da falta de paralelismo entre as superfícies de trabalho durante o carregamento, foi projetado e fabricado um mecanismo especial que possibilitou a obtenção de uma grandeza da falta de paralelismo, a qual não é influenciada pelas superfícies dos blocos da prensa. Este mecanismo é apresentado na figura 1, ele inclui os blocos superior 12 e inferior 13 ligados através de quatro guias cilíndricas 14, de tal forma que os orifícios para a instalação das bigornas 1 e 2 são coaxiais. As extremidades inferiores das guias 14 são fixas e imóveis no bloco 13 através de buchas isolantes 15; as extremidades superiores das colunas 14 tem buchas como guia no bloco superior 12. No orifício central do bloco 12 são instalados coaxialmente o apoio 17, o bloco de apoio 7 e a bigorna 1. No orifício central do bloco 13 são instalados duas partes do apoio inferior 18 e 19 e também o bloco de apoio 7 e a bigorna 2. A superfície de contato entre as partes 18 e 19 é feita com a inclinação correspondente a diferença de paralelismo, 1mm para 1000 mm de comprimento. Rotacionando a parte superior 18, em relação à parte inferior 19, é possível obter a diferença de paralelismo de 0 à 1 mm por comprimento de 1000mm. Ambas as partes, 18 e 19, podem ser rotacionadas, em relação ao eixo do dispositivo, por meio do anel excêntrico 20 que permite o deslocamento paralelo do eixo da bigorna 2 em relação ao eixo da bigorna 1. A

na gaxeta pode superar a pressão dentro da câmara de compressão de 1,2 a 1,5 vezes (Gerasimovitch, 1982). A função da gaxeta é ampla, possibilitado tanto a geração do valor necessário da alta pressão na câmara de compressão, mantendo-a constante, quanto aumentar a vida útil das partes mais carregadas do dispositivo, em função da criação do estado de compressão multilateral na bigorna (Gerasimovitch, 1975).

Qualquer desvio das propriedades mecânicas, físicas ou do coeficiente de atrito do material da cápsula, nas condições de aquecimento e carregamento durante o processo, pode provocar explosões, ou estouros (“*blow out*”), que ocorrem durante o aumento da pressão e da temperatura ou durante a redução da pressão. A situação mais insatisfatória é aquela em que a explosão ocorre durante a manutenção da pressão e da temperatura, neste caso criam-se as condições mais severas de carregamento na bigorna. É necessário mencionar que a diminuição da quantidade de explosões influi positivamente, tanto na vida útil do dispositivo quanto na produtividade do processo. No caso da utilização do dispositivo “*belt*”, qualquer explosão está relacionado com uma enorme perda financeira, portanto, para este dispositivo, utilizam-se meios complementares muito sérios para evitar as explosões (Ueda, 1991).

No caso da aplicação das bigornas com concavidade central, as explosões influem de maneira menos catastrófica, em relação à questão financeira, mas somente até certo limite. O ideal é evitar a explosão, mas na prática industrial dificilmente este objetivo é alcançado.

Muitos pesquisadores tentam definir quais as condições que mais influem no aparecimento e na quantidade de explosões (Novikov *et al*, 1986). Alguns imaginam serem as propriedades mecânicas do material da cápsula (Novikov *et al*, 1986); outros analisam os desvios das dimensões tanto da cápsula quanto da mistura reativa; existem ainda aqueles que afirmam serem as condições de carregamento nas prensas (Sadkov *et al*, 1976) as responsáveis pelas explosões. Ainda não foi encontrada uma resposta definitiva para essa questão, mas se o material e as dimensões da cápsula forem escolhidas adequadamente, resta então determinar a influência das condições de carregamento do dispositivo de alta pressão na prensa.

Do ponto de vista dos autores, as condições de carregamento são determinadas da seguinte forma:

- Falta de paralelismo entre as superfícies dos blocos da prensa
- Excentricidade do dispositivo de alta pressão em relação ao eixo da prensa, ocasionada durante a sua colocação.
- Deformação da estrutura da prensa.
- Velocidade da carregamento.
- Variação da pressão de trabalho da prensa durante a manutenção do dispositivo sob alta pressão e alta temperatura
- Velocidade de redução da pressão no fim do trabalho

Para a otimização de cada um destes itens é necessário executar vários carregamentos e criar um sistema para análise estatística e registro de todos os dados do processo.

Assim, neste trabalho, é empreendida a primeira tentativa de analisar a influência da precisão do sistema “Prensa-Dispositivo” de alta pressão no processo de geração da alta pressão.

2. PARTE EXPERIMENTAL

Para o esclarecimento das possíveis causas das explosões ocorridos nos dispositivos de alta pressão utilizados na indústria, foi realizada uma série de medições, verificando a falta de paralelismo das superfícies de trabalho e a precisão de instalação do dispositivo no eixo da prensa. Foram escolhidos dois tipos de prensas – modelo DA0040, com força de 1000 Ton e o

INFLUÊNCIA DA PRECISÃO DA PRENSA NAS CONDIÇÕES DE GERAÇÃO DE ALTAS PRESSÕES DURANTE A SÍNTESE DE MATERIAIS SUPERDUROS

Guerold Seerguevitch Bobrovnitchii

Alan Monteiro Ramalho

Universidade Estadual do Norte Fluminense, Centro de Ciência e Tecnologia, Laboratório de Materiais Avançados, 28015-620, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil. E-mail: alan@uenf.br

Resumo.

Neste trabalho foi estudada a influência do paralelismo das superfícies de trabalho dos blocos de apoio das prensas hidráulicas especiais para a produção de materiais superduros e da excentricidade da colocação do dispositivo na prensa durante o processo de síntese. Para realização dos estudos foram desenvolvidas matrizes especiais, possibilitando assim a mudança do paralelismo, dos aparelhos e da metodologia de medição da posição dos dispositivos na prensa e do nível da pressão no cilindro principal. Com base nos resultados obtidos foram definidas as exigências da precisão para a prensa e para o dispositivo. Portanto, o não paralelismo das superfícies de trabalho não podem ultrapassar o valor de 0,15 mm/m, o qual deve permanecer constante durante toda a operação. A excentricidade pode variar entre 0 a 0,7 mm.

Palavras chave: Alta Pressão, Prensa, Materiais Superduros.

1. INTRODUÇÃO

Para a produção de materiais superduros tais como o diamante sintético e o nitreto cúbico de boro são utilizados dispositivos de alta pressão capazes de gerar altas pressões da ordem 4,5 GPa a 8 GPa e altas temperaturas entre 1200 °C a 2000 °C.

Existem muitos tipos de dispositivos de alta pressão, mas na indústria são aplicados basicamente dois tipos: o “*belt*” e o “bigornas com concavidades” (Bobrovnitchii, 1982; Casanova *et al*, 1994), este último é apresentado na figura 1. Em geral, o dispositivo do tipo bigorna com concavidade é constituído por duas partes iguais 1 e 2, compostas pela bigorna 3 e pelos anéis de apoio 4, 5 e 6. Cada bigorna 3 está em contato com o disco 7, o qual é apoiado pelo anel 8. Entre as superfícies de trabalho das bigornas deforma-se a cápsula de calcita 9, formando a gaxeta (vedação) 10. Dentro da cápsula coloca-se a mistura reativa ou amostra tratada 11.

O princípio de funcionamento de todos os dispositivos é quase o mesmo. Para a geração da alta pressão são utilizados os meios sólidos (Spain *et al*, 1980), os quais servem também como isolantes termoeletrônicos. Esses meios são feitos na forma da câmara de compressão. Para o “*belt*” o meio comprimível tem a forma de cilindro, e para o dispositivo tipo bigorna esse formato é biconvexo. Durante a geração da alta pressão forma-se a gaxeta, de material sólido deformado. Essa gaxeta executa a função não só de isolante mas também de fechamento hermético da câmara de compressão, possibilitando assim a manutenção da alta pressão dentro da mesma. Para isso a gaxeta apresenta uma espessura fina. A pressão gerada

MOVIMENTOS RELATIVOS, INTERNOS AO ROLAMENTO DE ESFERAS

Germano Fontes Braga

Márcio Tadeu de Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Itajubá, MG, Brasil. E-mail: germano@iem.efei.br, tadeu@iem.efei.br

Resumo

Os rolamentos de esfera apresentam ser um mecanismo simples, porém, devido a sua geometria interna tornam-se um tanto complexos. Pois, com a aplicação de cargas, as esferas assumem ângulos de contato em relação as pistas de rolamento proporcionando movimentos relativos entre os componentes não perceptíveis inicialmente, que podem afetar a vida do rolamento, bem como a sua monitorização. O objetivo deste trabalho é determinar os movimentos relativos dos componentes do rolamento, conhecendo-se a velocidade angular no eixo, tendo-se como parâmetro as dimensões destes componentes.

Palavra-chave: Movimentos relativos, Rolamentos de esferas, Vibrações

1. INTRODUÇÃO

Devido a importância nas indústrias, a performance dos rolamentos tem atraído a atenção de muitos pesquisadores. Um dos primeiros trabalhos registrados buscando detectar defeitos nos mancais foi o de Gustafssoni *et al.*(1961). Desencadeando, a partir daí, uma série de outros trabalhos. Na década de 70, Botö (1978) fez um estudo teórico da energia gerada por defeitos nos rolamentos. Sendo ela, função do material, das dimensões dos defeitos e das velocidades tangenciais desenvolvidas entre as esferas e as pistas. Duas décadas após, Su *et al.*(1993) avaliam em detalhes os efeitos das imperfeições superficiais, geradas pela usinagem, nas vibrações nos rolamentos de rolos. Cujo trabalho, já havia sido utilizado, pelo mesmo autor junto com outros – Su *et al.*(1992) – resultando no equacionando das vibrações em função: das irregularidades superficiais, da velocidade tangencial e do filme de óleo. Vários outros trabalhos foram desenvolvidos, não só nos mesmos, mas também com outros objetivos, porém, sempre destacando a velocidade tangencial existente entre os elementos em contato.

Em particular, para os rolamentos de esferas, as velocidades desenvolvidas pelos elementos rolantes podem não ser somente as tangenciais ao sentido do rolamento. Podendo ocorrer também outras velocidades – rotacionais e transversais – como podem ser observadas com os equacionamentos aqui desenvolvidos.

2. ROLAMENTOS DE ESFERAS

Os rolamentos de esferas foram desenvolvidos para suportarem cargas radiais. Podendo também suportar cargas axiais devido a osculação entre as esferas e os canais das pistas. A

figura 1(a) apresenta o rolamento de esferas onde, D_i é o diâmetro de montagem no eixo; d_i , o diâmetro da pista interna; d_m , o diâmetro médio do rolamento (diametral *pitch*); d_e , diâmetro da pista externa; D_e , o diâmetro de montagem externo; r_i , o raio da ranhura da pista interna; r_e , o raio da ranhura da pista externa; P_d , a folga diametral do rolamento e D , o diâmetro da esfera.

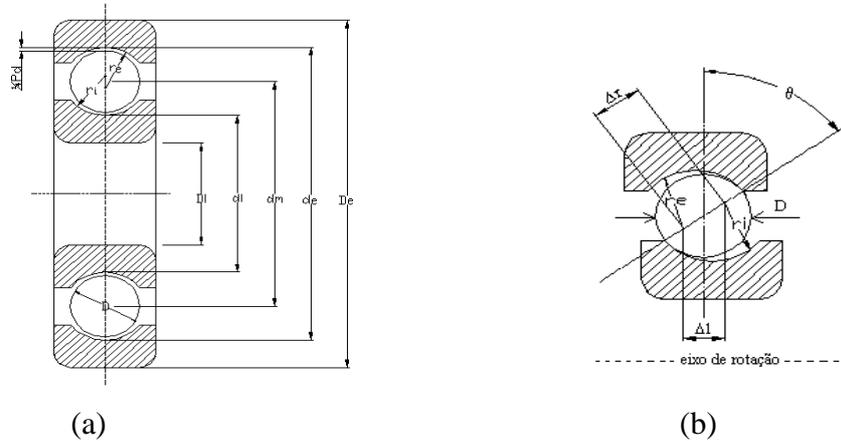


Figura 1. (a) rolamento rígido de esferas; (b) posição das esferas nas pistas

O diâmetro médio do rolamento é definido como sendo a média entre os diâmetros das pistas interna e externa, ou seja,

$$d_m = \frac{1}{2} (d_i + d_e), \quad (1)$$

a folga diametral, P_d , é obtida no plano radial ao rolamento,

$$P_d = d_e - d_i - 2D. \quad (2)$$

Harris (1966) define que osculação da pista interna, φ_i , e osculação da pista externa, φ_e , como sendo as relações entre os raios da curvatura das pistas com relação ao raio da esfera, ou sejam:

$$\varphi_i = \frac{D}{2 r_i}, \quad (3)$$

$$\varphi_e = \frac{D}{2 r_e}, \quad (4)$$

as quais têm grande influência na capacidade do rolamento em suportar cargas. Sendo f , a relação entre o raio da curvatura da pista em relação ao diâmetro da esfera,

$$f = \frac{r}{D} \quad (5)$$

que, substituindo em (3) e (4), resulta:

$$\varphi_i = \frac{1}{2 f_i}, \quad (6)$$

$$\varphi_e = \frac{1}{2 f_e}. \quad (7)$$

Ângulo de contato é o ângulo oblíquo assumido pelo rolamento na mudança de posições devida às folgas axiais causadas pelos contatos entre as esferas e as pistas interna e externa, conforme apresentado na figura 1(b), onde: Δr é a distância entre o centro das curvaturas das pistas externa e a interna ao longo do eixo de contato da esfera com as pistas. Δl é a projeção da distância entre os centros de curvatura na direção do eixo de rotação e θ , o ângulo formado pela acomodação da esfera e das pistas, que, segundo Harris (1966), é obtido pela expressão:

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{P_d}{2\Delta r} \right). \quad (8)$$

Considere que ambas as pistas, interna e externa, estão em movimento e, as condições de rolamento impõe o ângulo de contato θ , conforme mostra a figura 2, onde: n_e é o rotação da pista externa; n_i , a rotação da pista interna; n_R , a rotação da esfera ; v_e , a velocidade tangencial na ranhura da pista externa; v_i , a velocidade tangencial na ranhura da pista interna e v_m , a velocidade média das pistas.

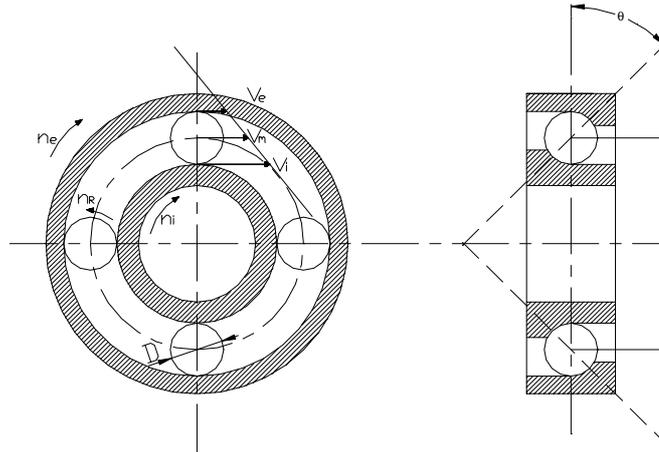


Figura 2. Velocidades no rolamento

Sabe-se, pela física clássica que,

$$v = \omega r, \quad (9)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (10)$$

onde: v é a velocidade linear em unidade de comprimento por unidade de tempo; ω , a velocidade angular em radianos por segundo; r , o raio em unidade de comprimento e n , o número de rotações por minuto. Pelo exposto, dizer que:

$$v_i = \frac{1}{2} \omega_i (d_m - D \cos \theta), \text{ e} \quad (11)$$

$$v_e = \frac{1}{2} \omega_e (d_m + D \cos \theta). \quad (12)$$

Definindo,

$$\gamma = \frac{D \cos \theta}{d_m}, \quad (13)$$

utilizando (9) e (10), têm-se:

$$v_i = \frac{\pi n_i d_m}{60} (1 - \gamma), \quad (14)$$

$$v_e = \frac{\pi n_e d_m}{60} (1 + \gamma). \quad (15)$$

Considerando que não haja deslizamento entre as pistas e as esferas, pode-se dizer que:

$$v_m = \frac{1}{2} (v_i + v_e), \quad (16)$$

onde, v_m é a velocidade média no rolamento, que é a velocidade da gaiola. Substituindo (14) e (15), resulta,

$$v_m = \frac{\pi d_m}{120} [n_i(1 - \gamma) + n_e(1 + \gamma)], \text{ mas} \quad (17)$$

$$v_m = \frac{\pi d_m n_m}{60}, \text{ logo} \quad (18)$$

$$n_m = \frac{1}{2} [n_i(1 - \gamma) + n_e(1 + \gamma)] \quad (19)$$

onde, n_m é a rotação média no rolamento.

A rotação da gaiola, n_g , é uma rotação relativa dada pela rotação média subtraindo-se a rotação da pista interna, considerando como referência a pista externa, ou seja:

$$n_g = n_m - n_i. \quad (20)$$

A gaiola desloca-se sobre a pista interna sem escorregamento. Portanto, a velocidade linear instantânea em um ponto qualquer da pista interna é igual a velocidade da esfera,

$$\frac{\pi n_g d_m}{60} (1 - \gamma) = \frac{\pi n_R D}{60} \quad (21)$$

substituindo (19) e (20), resulta:

$$n_R = \frac{1}{2} \frac{d_m}{D} [(1 - \gamma)(1 + \gamma)(n_e - n_i)]. \quad (22)$$

Normalmente nos mancais de rolamento a pista externa é estacionário, ou seja, $n_e=0$, assim sendo, as equações (19) e (22), tornam-se:

$$n_m = \frac{1}{2} n_i(1 - \gamma), \quad (23)$$

$$n_R = -\frac{1}{2} \frac{d_m}{D} n_i (1 - \gamma^2). \quad (24)$$

Destas duas últimas equações obtém-se, como apresentado por Xu *et al.*(1993), as frequências de cada componente do rolamento, as quais possibilitam identificar e localizar os defeitos. Todavia, as esferas poderão apresentar outros movimentos internos, além do já representado pela equação (24) interferindo nas frequências utilizadas nas monitorizações dos rolamentos.

3. MOVIMENTOS DA ESFERA COM RELAÇÃO À PISTA EXTERNA

Considere inicialmente o contato da esfera com a pista externa submetida a uma carga normal definindo uma superfície elíptica, que segundo Dowson *et al.*(1977) tem raio equivalente de curvatura representado por R_e , formando o ângulo θ_e , conforme mostra a figura 3(a). O raio R_e define a superfície elíptica de eixos a_e e b_e ; variando de $-a_e$ até $+a_e$ e $-b_e$ até $+b_e$, respectivamente. O ponto (x_0, y_0) encontra-se na região de puro rolamento entre duas linhas de contato. A esfera encontra-se no espaço no sistema de coordenadas (x^1, y^1, z^1) , a pista externa gira com velocidade angular ω_e , perpendicular ao plano de rotação, colinear com o eixo do "x". Os eixos x^1, z^1 formam o plano do papel. O vetor ω_R forma com o plano $(x^1, -y^1)$ o ângulo β , e, sua projeção neste plano, figura 3(b), forma o ângulo β' com o eixo x^1 . Resultando assim, os componentes ω_x^1 e ω_z^1 nas direções x^1 e z^1 respectivamente, onde:

$$\omega_x^1 = \omega_R \cos \beta \cos \beta', \quad (25)$$

$$\omega_y^1 = \omega_R \cos \beta \sin \beta, \quad (26)$$

$$\omega_z^1 = \omega_R \sin \beta. \quad (27)$$

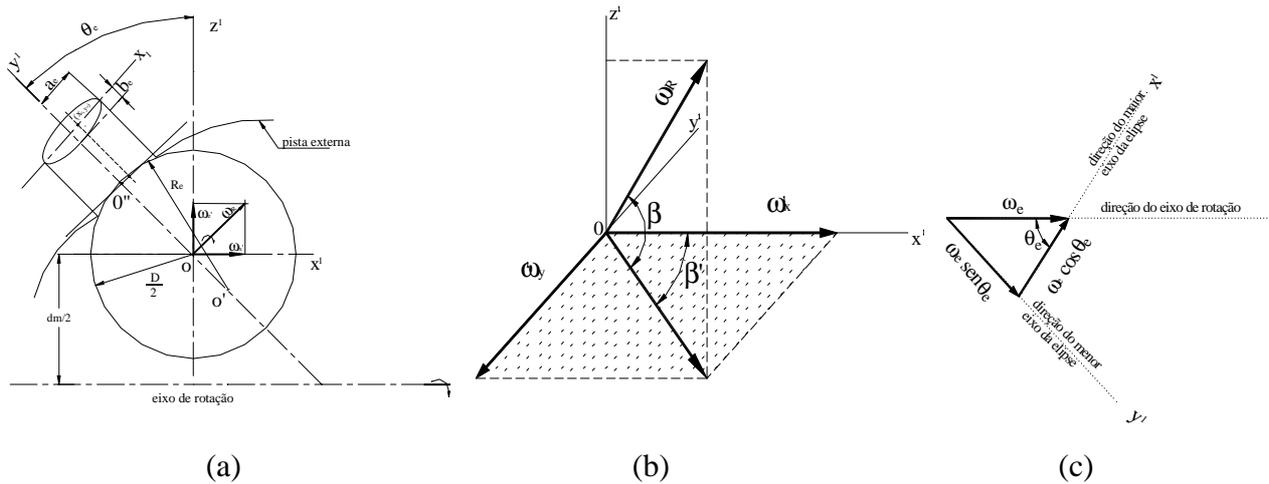


Figura 3. Velocidades angulares na pista externa

Decompondo ω_e na direção do maior eixo da elipse, eixo x^1 , figura 3(c), obtêm-se o componente $\omega_e \cos\theta_e$. Na direção do eixo y^1 , perpendicular ao plano do papel, encontra-se o componente $\omega_e \sin\theta_e$. De maneira análoga, decompondo os vetores ω_x^1 e ω_z^1 , obtêm-se na direção do maior eixo da elipse os componentes $\omega_x^1 \cos\theta_e$ e $\omega_z^1 \sin\theta_e$, e, na direção do menor eixo da elipse os componentes $\omega_x^1 \sin\theta_e$ e $\omega_z^1 \cos\theta_e$, respectivamente. A figura 4 apresenta os componentes dos três vetores que formam outro sistema de eixos coordenados (x_1, y_1, z_1).

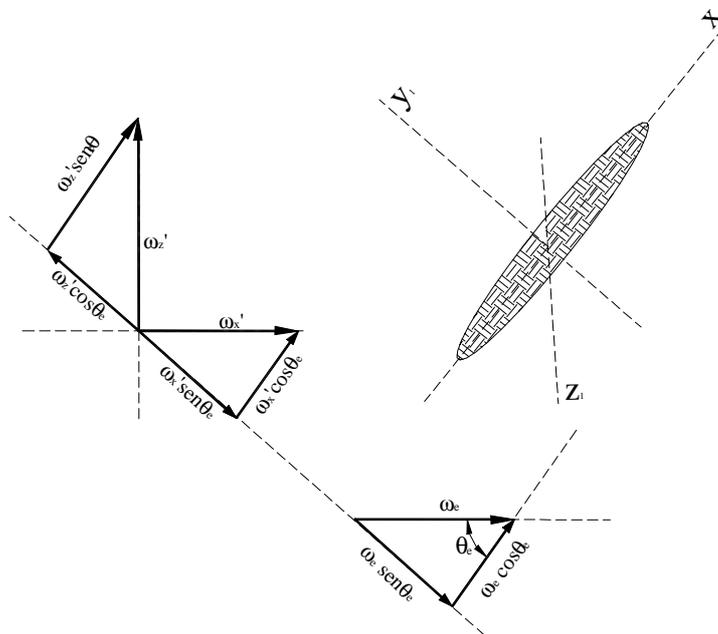


Figura 4. Componentes dos vetores ω_e, ω_x^1 e ω_z^1 nas direções dos eixos da elipse

A velocidade linear da pista externa, v_e , no ponto (x_0, y_0) é a soma de duas velocidades. A primeira é a velocidade da pista em relação ao diâmetro médio que gira com velocidade angular ω_e . A segunda é a velocidade da esfera em relação ao eixo de rotação, considerando-se o raio equivalente R_e , que gira com velocidade angular $\omega_e \cos\theta_e$,

$$v_e = -\frac{d_m \omega_e}{2} - \left\{ \left(R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_e \cos \theta_e. \quad (28)$$

O segundo termo da equação (28) é determinado considerando-se a área deformada, ou seja, o raio que multiplica a velocidade angular ($\omega_e \cos \theta_e$) é obtido pelo cateto $(R_e^2 - x_0^2)^{1/2}$ subtraindo a diferença entre dois outros catetos, $(R_e^2 - a_e^2)^{1/2}$ e $\left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2}$ respectivamente, representado na figura 3(a), como sendo a distância entre os pontos θ e θ' . Assim sendo, a velocidade da esfera com relação à pista externa, v_D^e , no ponto de contato (x_0, y_0) é:

$$v_D^e = -(\omega_x' \cos \theta_e + \omega_z' \sin \theta_e) \left\{ \left(R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\}. \quad (29)$$

Em posse das duas velocidades, pode-se determinar a velocidade linear de escorregamento, v_{esc}^e , existente entre elas, basta para tal obter a diferença,

$$v_{esc}^e = v_e - v_D^e, \quad (30)$$

substituindo (28), (29) em (30), tem-se,

$$v_{esc}^e = -\frac{d_m \omega_e}{2} + \left\{ \left(R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \times \left[\omega_x^1 \cos \theta_e + \omega_z^1 \sin \theta_e - \omega_e \cos \theta_e \right], \quad (31)$$

substituindo (25) e (26) em (31), resulta,

$$v_{esc}^e = -\frac{d_m \omega_e}{2} + \left\{ \left(R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \times \left[\frac{\omega_R}{\omega_e} (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e) - \cos \theta_e \right] \omega_e, \quad (32)$$

que representa o escorregamento entre as esferas e a pista externa na direção do rolamento em relação aos vetores velocidade da esfera, ω_R , e da pista externa, ω_e .

A esfera apresenta escorregamento transversal que pode ser observado na figura 3(c), tendo o componente da velocidade angular na direção de y^1 dado pela expressão (26), gerando a velocidade de deslizamento transversal da esfera com a pista externa, cujo valor é:

$$v_{esc|t}^e = -\omega_y^1 \left\{ \left(R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\}, \quad (33)$$

substituindo (26), resulta em:

$$v_{\text{esc}}^e \Big|_t = - \left\{ \left(R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_e \left(\frac{\omega_R}{\omega_e} \right) \cos \beta \sin \beta'. \quad (34)$$

A expressão (34) representa o escorregamento entre as esferas e a pista externa na direção transversal ao rolamento em relação aos vetores velocidade da esfera ω_R , e da pista externa ω_e . Observa-se que ambas têm componentes no sentido normal a área de contato da elipse, ou sejam, $\omega_x^1 \sin \theta_e$, $\omega_z^1 \cos \theta_e$ e $\omega_e \sin \theta_e$, gerando efeito rotacional da esfera em relação à pista externa, representado pela velocidade angular ω_{rot}^e ,

$$\omega_{\text{rot}}^e = -\omega_e \sin \theta_e - \omega_x^1 \sin \theta_e + \omega_z^1 \cos \theta_e, \quad (35)$$

substituindo as relações (24) e (26) em (35), resulta:

$$\omega_{\text{rot}}^e = \omega_e \left[\frac{\omega_R}{\omega_e} (\sin \beta \cos \theta_e - \cos \beta \cos \beta' \sin \theta_e) - \sin \theta_e \right]. \quad (36)$$

A expressão (36) representa a rotação das esferas em seu próprio eixo. Seja r_e^1 a distância entre os pontos 0 e 0'', figura 3(a), o raio de rolamento da esfera deformada na pista externa. Considerando a velocidade linear da esfera idêntica a velocidade da pista externa, pode-se dizer, com o auxílio da figura 4 que,

$$\left(\frac{d_m}{2 \cos \theta_e} + r_e^1 \right) \omega_e \cos \theta_e = r_e^1 (\omega_x^1 \cos \theta_e + \omega_z^1 \sin \theta_e), \quad (37)$$

substituindo, (25) e (27) em (37), resulta:

$$\frac{\omega_R}{\omega_e} = \frac{d_m/2 + r_e^1 \cos \theta_e}{r_e^1 (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}. \quad (38)$$

4. MOVIMENTOS DA ESFERA COM RELAÇÃO À PISTA INTERNA

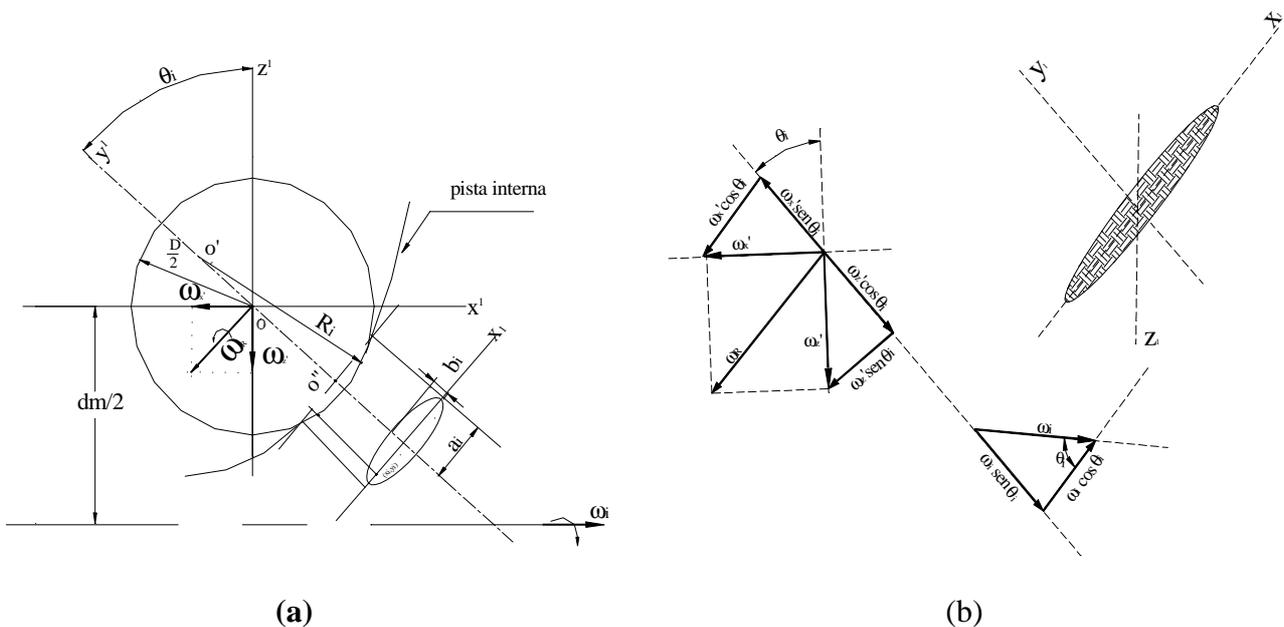


Figura 5. Velocidades angulares na pista interna

A figura 5(a), representa o contato da esfera com a pista interna submetida a mesma carga normal, definindo também uma superfície elíptica, onde, R_i é o raio de curvatura da superfície deformada formando o ângulo θ_i entre os planos. R_i gira com velocidade angular $\omega_i \cos \theta_i$. De maneira análoga a pista externa, a velocidade linear da pista interna, v_i , no ponto (x_0, y_0) é:

$$v_i = -\frac{d_m \omega_i}{2} - \left\{ \left(R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_i \cos \theta_i. \quad (39)$$

A velocidade linear da esfera em relação à pista externa, pela figura 5(b), é:

$$v_D^i = (\omega_x' \cos \theta_i + \omega_z' \sin \theta_i) \left\{ \left(R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\}. \quad (40)$$

A velocidade de escorregamento, v_{esc}^i , entre a pista interna e a esfera é,

$$v_{esc}^i = -\frac{d_m \omega_i}{2} - \left\{ \left(R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\} \times \left[\frac{\omega_R}{\omega_i} (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i) - \cos \theta_i \right] \omega_i, \quad (41)$$

e o escorregamento transversal na pista interna, $v_{esc}^i|_t$, é dado por,

$$v_{esc}^i|_t = - \left\{ \left(R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left(R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_i \left(\frac{\omega_R}{\omega_i} \right) \cos \beta \sin \beta'. \quad (42)$$

Observa-se que ambas as velocidades angulares, ω_i e ω_R , na figura 5(b) têm componentes no sentido normal a área de contato, gerando o efeito rotacional na pista interna, ω_{rot}^i , dado por:

$$\omega_{rot}^i = \omega_x^1 \sin \theta_i - \omega_i \sin \theta_i - \omega_z^1 \cos \theta_i, \quad (43)$$

substituindo as relações (24) e (26) em (43), obtém-se:

$$\omega_{rot}^i = \omega_i \left[\frac{\omega_R}{\omega_i} (\cos \beta \cos \beta' \sin \theta_i - \sin \beta \cos \theta_i) - \sin \theta_i \right]. \quad (44)$$

Analogamente, a velocidade linear da esfera com relação à pista interna ω_R é,

$$\frac{\omega_R}{\omega_i} = \frac{-\frac{d_m}{2} + r_i^1 \cos \theta_i}{r_i^1 (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}. \quad (45)$$

5. MOVIMENTO ORBITAL

Ao invés de considerar o centro da esfera fixo em um ponto no espaço, considera-se a pista externa. Consequentemente, os centros das esferas irão orbitar em torno do eixo de rotação. Para manter as mesmas condições de rolamento analisado, o conjunto de esferas deverá orbitar com velocidade angular igual ao da pista externa, porém, em sentido contrário,

devido ao efeito da interação das esferas com a pista interna. Sendo ω_g a velocidade angular da gaiola, pode-se dizer que,

$$\omega_g = -\omega_e, \quad (46)$$

consequentemente a pista interna gira com a velocidade angular ω que será a soma da velocidade angular da pista interna com a velocidade da gaiola,

$$\omega = \omega_i + \omega_g, \quad (47)$$

substituindo (46), (45) em (47), seqüencialmente, obtém-se a velocidade angular com relação à pista interna:

$$\omega_i = \frac{\omega}{1 + \frac{r_e^1[(dm/2) - r_i^1 \cos \theta_i](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}{r_i^1[(dm/2) - r_e^1 \cos \theta_e](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}}. \quad (48)$$

Substituindo as relações (46), (37) em (47), com auxílio de (45), obtém-se a velocidade angular com relação à pista externa:

$$\omega_e = \frac{-\omega}{1 + \frac{r_i^1[(dm/2) + r_e^1 \cos \theta_e](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}{r_e^1[(dm/2) - r_i^1 \cos \theta_i](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}}. \quad (49)$$

Substituindo (37) e (45) em (47), resulta na velocidade angular das esferas:

$$\omega_R = \frac{-\omega}{\frac{r_e^1(\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}{(dm/2) + r_e^1 \cos \theta_e} + \frac{r_i^1(\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}{(dm/2) - r_i^1 \cos \theta_i}}. \quad (50)$$

6. CONCLUSÃO

As relações (42), (44), (48), (49) e (50), considerando as condições de puro rolamento, representam o movimento das esferas na montagem mais comum das aplicações com rolamentos, ou seja, a pista externa estacionária.

Os movimentos estudados, como pode ser observado, estão em função das variáveis independentes: β , β' , θ_i , r_e^1 e r_i^1 . As quais, considerando as condições de usinagem e os desgastes devido ao uso, alteram-se no tempo, como também em relação a posição que uma das partes girantes encontra-se em relação às outras.

Levando-se em conta a explanação acima, são valores de difícil determinação matemática, pois as variáveis assumem em cada instante valores numéricos possivelmente aleatórios. Sendo ainda, a característica aleatória do processo não possui uma frequência determinística. Porém, alteram as velocidades que compõem a energia da vibração, alterando assim, o sinal gerado na monitoração da vibração.

Todavia, com uma lubrificação eficiente os efeitos giroscópicos – transversal e rotacional – praticamente desaparecem, conforme afirma Harris (1966) em seus trabalhos. Ou seja, pela lubrificação, dá-se a redução das forças periféricas que geram os momentos dos efeitos giroscópicos.

Entretanto, quando a lubrificação for deficiente, a uma dada condição de rolamento, estas forças assumem valores significantes proporcionando movimentos que alteram o sinal monitorado, os quais certamente dificultarão a análise espectral.

Quando existe um defeito localizado em um dos componentes do rolamento, o impacto da esfera, sobre a pista com defeito fará o rolamento vibrar em sua frequência natural. Porém, como o impacto é repetido pela passagem das esferas sobre o defeito, a frequência natural

ficará modulada pela frequência de passagem das esferas pelo defeito. A resposta em frequência deste sinal, FFT, será uma vibração em frequência modulada (FM), onde a frequência portadora será a frequência natural a frequência moduladora será a frequência de passagem pelo defeito, a qual pode ser calculada pelas equações desenvolvidas neste artigo. Uma demodulação do sinal resultante usando a transformada de Hilbert, extrairá do sinal total à envoltória no tempo (envelope), a qual representará a frequência correspondente ao defeito.

7. REFERÊNCIAS

- Botö, P. A., 1978, "Detection of Bearing Damage by Shock Pulse Measurement". Ball Bearing Journal 167, pp. 1-7.
- Dowson, D. and Higginson, G. R., 1977, "Elasto-Hydrodynamic Lubrication". SI edition, Ed. Pergamon Press Ltd. Oxford, England, pp. 17-19.
- Gustafsson, O. G. and Tallian, Y., 1961, "Detection of Damage in Assembled Rolling Element Bearings". ASLE 61-AM3B-1, pp. 1-39.
- Harris, T. A., 1966, "Rolling Bearing Analysis". Ed. John Wiley & Sons, Inc., New York, EUA, pp.203-220.
- Su, Y. T., Lin, M. H. and Lee, M. S., 1993, "The Effects of Surface Irregularities on Roller Bearing Vibrations", Journal of Sound and Vibration, 163(3), N. Y., EUA pp.455-466.
- Su, Y. T., Sheen Y. T., and Lin, M. H., 1992, "Signature Analysis of Roller Bearing Vibrations: Lubrication Effects", Proceedings Institution of Mechanical Engineering, Vol. 206, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, London, RK, pp. 193-202.
- Xu, M. and Shea, J. M., 1993, "Using Vibration Analysis to Determine Bearing Preload in Machine Tool Spindles" IRD Mechanalysis Inc., Columbus, Ohio, pp. 25-36.

STUDIES ON THE CHARACTERISTICS OF DE-BOOST MOTORS FOR A SMALL RECOVERABLE ORBITAL PLATFORM

Danton J. F. Villas Bôas

Paulo Moraes Jr.

Yuri G. Sikharulidze

Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, Divisão de Sistemas Espaciais, 12228-904, São José dos Campos-SP, Brasil. E-mail: danton@iae.cta.br

Abstract

To induce the re-entry of a small recoverable orbital platform from a low earth orbit adjustments have to be made to propulsive and mass characteristics of the de-boost engine. According to necessary velocity decay, re-entry angle and trajectory, and vehicle mass, the de-boost engine should use liquid or solid propellant. While liquid propellant engines are more accurate, solid propellant engines are less expensive. The main parameters that may define the type and size of the de-boost engine are specific impulse, thrust level and burning time. Also uncertainties due to variation of the propulsive parameters should be considered due to recovery area limitations. The present article summarizes the results of a study to define a de-boost engine to be used for the retrieval of a small orbital platform. It describes and compares characteristics of liquid and solid propellant engines, and finally concludes with recommendations for the development of the engine.

Keywords: atmospheric re-entry, de-boost motor, orbital platform, liquid propellant, solid propellant

1. INTRODUCTION

The return of small orbital platforms from low altitude orbit back to the surface of the earth is one of the most complex problems in aerospace engineering. The problem becomes more complex if the platform is to be recovered safely and later reused.

Errors in the operation of de-boost engines and disturbances due to atmospheric parameters are the major reasons for high landing point dispersions. Moreover the thrust level and the burning time of the de-boost engine highly influence the re-entry trajectory.

The requirement for a highly accurate de-boost engine leads to the choice of liquid propellant engines. If cost and development aspects are envisaged, solid propellant engines become more adequate.

A recoverable orbital platform, called for short SARA, as shown in figure 1, is under development at IAE-Instituto de Aeronáutica e Espaço (Moraes, 1998). It is a recoverable satellite for utilization as a platform for micro-gravity experiments. The satellite will carry a payload mass of 25 kg and is specified to have a launch mass of about 150 to 200 kg. Its orbit will be circular with an altitude of 300 km and -2 degrees of inclination. According to the life time of on board energy its stay in orbit should not exceed 10 days. After conclusion of the

orbital experiments the return procedure will be started, providing firstly the right positioning of the satellite and the de-boost impulse. Following the spacecraft will re-entry into the atmosphere and finally it will land by means of a high performance parachute system (Koldaev & Moraes, 1997).

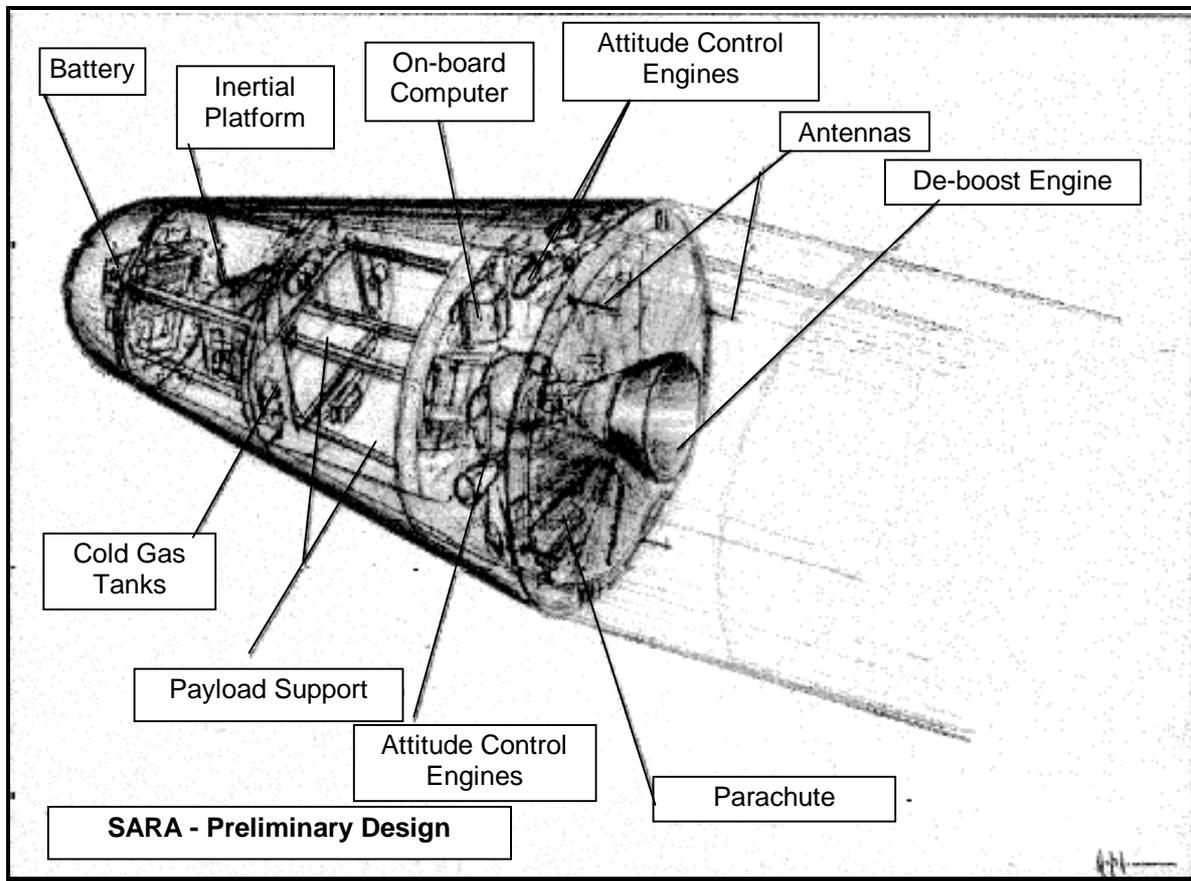


Figure 1. General View of SARA Vehicle

2. ASPECTS OF RE-ENTRY

To provide re-entry of the SARA spacecraft, it is necessary to apply a de-boost impulse which produces a velocity reduction from 235 to 250 m/s, in the direction opposite to orbital motion (Sikharulidze, 1998). The burning time of the de-boost engine should be between 50 to 200 s.

There are different reasons for errors during de-boost impulse action. As a result, the outer-atmospheric trajectory may differ from the nominal one (Sikharulidze, 1999). The most important aspects are:

- The re-entry point into the atmosphere may be displaced with respect to the nominal point. The landing point will have downrange and crossrange displacements accordingly;
- The flight time at the outer-atmospheric trajectory may differ from nominal value. So, the geocentric longitude of the re-entry point will be different from the expected;
- De-boost impulse errors may change re-entry angle. Variation of re-entry angle significantly influences descent trajectory into the atmosphere.

- De-boost impulse errors may change re-entry velocity also changing the descent trajectory into the atmosphere.

Some of the most significant disturbing factors are due to errors of de-boost impulse, as shown below:

- **time of execution**

May appear as the result of incorrect determination of engine switch on and switch off times.

- **de-boost value**

May appear as the result of incorrect determination of the required value. Another possibility is linked to the execution errors. The error of de-boost value arises if the control system has no integrator and parameters of engine (thrust, specific impulse) differ from nominal values. Also, errors occur when there is dispersion of the engine impulse in the process of switch off.

- **impulse orientation in the plane of motion**

Arises due to improper determination of local vertical position (sensor error). For example, as the result of gyro drift in the orbit plane or error of infrared vertical positioning. Another reason is linked with the execution of attitude orientation before the de-boost maneuver.

- **side component of the de-boost impulse**

Arises as the result of improper determination of orbit plane. For example, due to gyro drift outside of orbit plane.

Other disturbing factors are not directly related to the execution of the de-boost impulse or performance of the engine, but directly related to the engine technology, i.e., type of engine or type of propellant. These errors are the following:

- error due to determination of center of mass (c.m.) position,
- movement of c.m. after expenditure of propellants, gas, etc.

3. CONFIGURATION OF ENGINES

In this chapter possible configurations for the de-boost engine system will be presented and discussed. Conceptual and technological aspects, also results of a preliminary analysis concerning mass of the system, necessity of development tests, and complexity and number of parts will be discussed in detail.

In this work a preliminary pattern is considered that will have to evolve for the final pattern in the development of the propellant. In the present article the propellant will be considered as part of the Propulsive System for Atmospheric Re-entry Induction (SPIRA).

Three alternatives to the SPIRA development will be presented (Villas Bôas, 1999). The first two are based on liquid propellant technology, while the third is based in solid propellant technology.

3.1 Bi-propellant Liquid Rocket Engine

This alternative is composed of a liquid rocket engine system using the propellant pair unsymmetrical dimethylhydrazine (UDMH) and nitrogen tetroxide (NTO). The rocket engine chamber feeding is provided by means of an inert gas (nitrogen) pressurization sub-system. The pressure is applied to positive expulsion tanks containing an internal metallic diaphragm. Other main components are feeding valves, gas and liquid pyrotechnically operated separation valves, gas pressure regulator, piloting solenoid valves. These components are based on the

components currently being developed for the roll control system (Yoshino, 1999) of the Brazilian launch vehicle VLS-1 (Bosco, Moraes et al., 1990) . The majority of the components will be the same as those used for VLS and only the development of new propellant tanks is needed, due to the reduced propellant consumption required for SPIRA. In this study a pressure chamber of 0.59 MPa and a mixture ratio (Oxidizer/Fuel) of 1.85, providing a specific impulse of 2471 m/s, are considered. The thrust reaches 390 N, and the propellant mass is 13.6 kg.

The pneumo-hydraulic scheme for this solution is presented in figure 2.

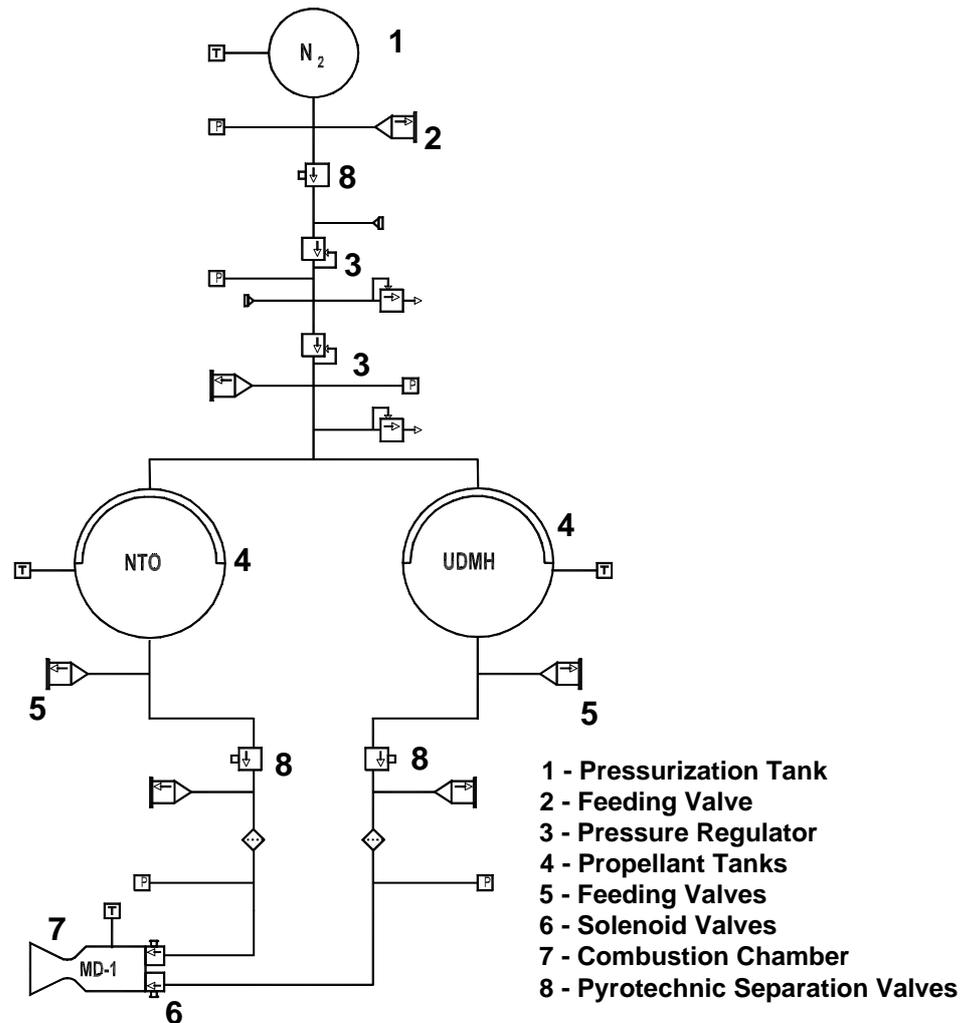


Figure 2. Bi-propellant Liquid Rocket Engine Scheme

3.2 Monopropellant Liquid Rocket Engine

This alternative is composed of a liquid rocket engine system using hydrazine as a mono-propellant. The rocket engine chamber feeding is provided by means of an inert gas (nitrogen) pressurization sub-system, in the same way as the former alternative. The pressure is applied to a positive expulsion tank containing an internal metallic diaphragm. Other main components are feeding valves, gas and liquid pyrotechnically operated separation valves, gas pressure regulator, piloting solenoid valve. A catalytic material produces ignition of the mono-propellant. For this concept a pressure chamber of about 6.9 MPa, 40% dissociation of

hydrazine, providing a specific impulse of 2400 m/s (Sutton., 1986) are considered. The thrust reaches 750 N, and the propellant mass is 13.9 kg. The pneumo-hydraulic scheme for this solution is presented in figure 3.

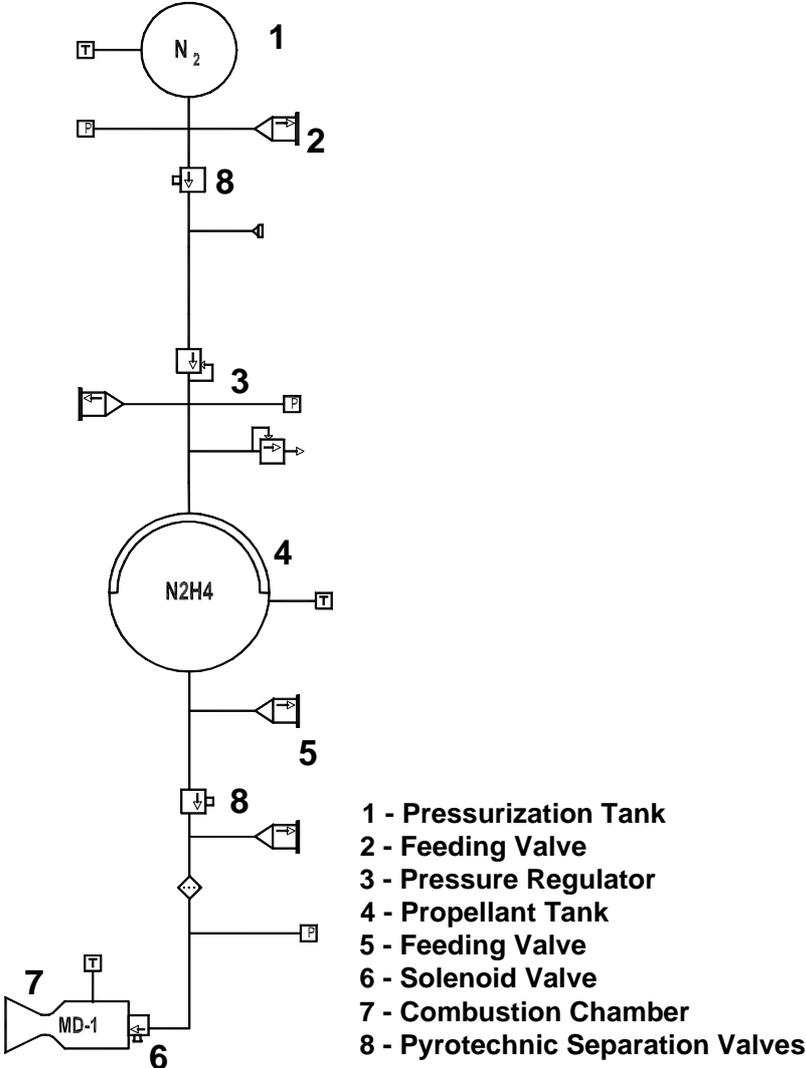


Figure 3. Monopropellant Liquid Rocket Engine Scheme

3.3 Solid Propellant Engine

This configuration is based on the technology developed at IAE for the Roll Control System (PCR/S-IV) of the sounding rocket Sonda-IV (Boscov, 1995). The engine makes use of solid propellant of the end burn grain type. The propellant grain proposed for the SPIRA will have variable burning area, with the final thrust being about 5 to 6 times lower than the initial thrust, as shown in figure 4. This will be provided to reduce the disturbing forces at the end of the burn.

Beyond the reduced thrust in the propellant end of burn, the use of a thrust cutoff system will be considered. This system is composed of a pyrotechnically operated device that ejects a drain plug and opens a hole in the motor envelope. The chamber pressure is instantaneously

reduced and consequently also the thrust. This device could be operated only during Phase 2. The main characteristics of propellant are as follows:

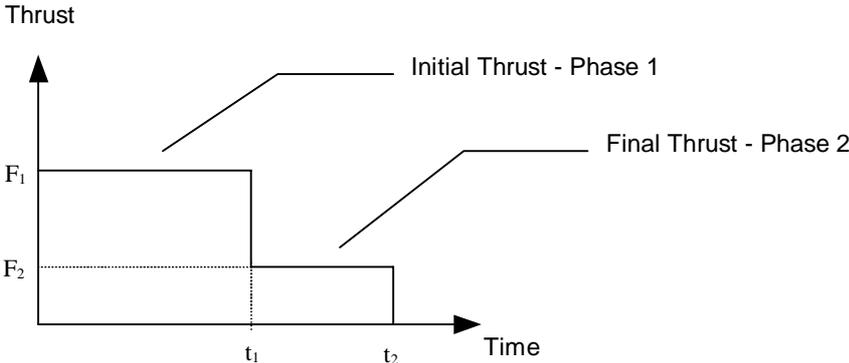


Figure 4. Thrust Curve of Solid Propellant Engine

- Propellant Type: Hydroxilated Polybutadiene - HTPB
- Propellant Mass: 14.9 kg
- Specific Mass: 1670 kg / m³
- Specific Impulse: 2250 m / s
- Burn Speed: 4.10⁻³ m / s
- Chamber Pressure: 3.5 MPa

The main parameters of figure 4 are as follows:

- F₁: 600 N t₁: 52.7 s
- F₂: 100 N t₂: 72.7 s

The propellant block dimensions are presented in figure 5 and a simplified drawing of the engine is presented in figure 6.

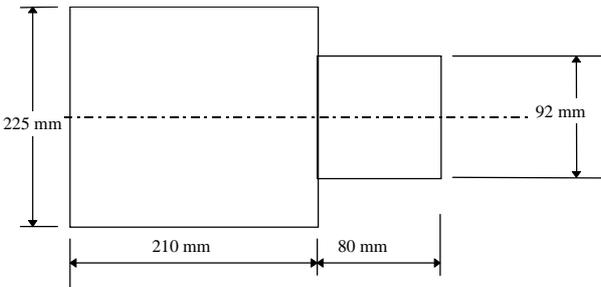


Figure 5. Solid Propellant Block Dimensions

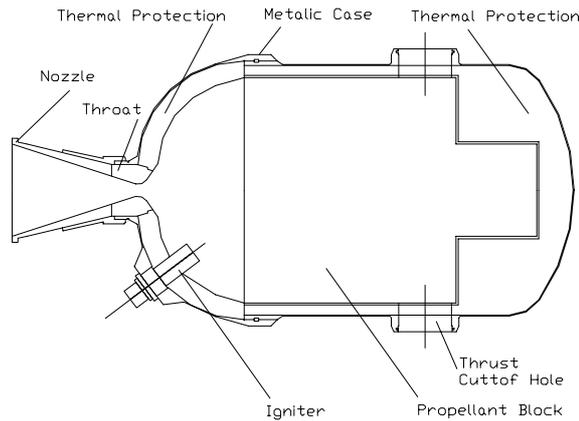


Figure 6. Simplified Drawing of Solid Propellant Engine

4. ANALYSIS

In this chapter the three solutions will be analyzed with respect to mass, development term and cost, production cost, operating precision, handling, safety and toxicity. The results are presented in the table 1.

Table 1. Comparative Analysis of Solutions.

Parameter	Liquid Bipropellant	Liquid Monopropellant	Solid Propellant
Mass	<i>Higher:</i> 47.3 kg	<i>Medium:</i> 40.3 kg	<i>Lower:</i> 35.1 kg
Development Term	<i>Higher:</i> high number of parts, more complex, development of new technologies.	<i>Higher:</i> high number of parts, more complex, development of new technologies.	<i>Lower:</i> low number of parts, less complexity, available technologies.
Development Cost	<i>Lower:</i> utilization of parts of SCR/VLS-1, most of the tests will be performed in the SCR/VLS-1	<i>Medium:</i> utilization of some parts of SCR/VLS-1, some tests will be performed in the SCR/VLS-1	<i>High:</i> new development, higher number of tests.
Production Cost	<i>Higher:</i> high number of parts	<i>Medium:</i> medium number of parts	<i>Lower:</i> low number of parts
Operating Precision	<i>Higher</i>	<i>Higher</i>	<i>Lower</i> (may be improved by use of a thrust cutoff system)
Handling, Safety and Toxicity	Required high level of care, careful operations, high toxic propellants, possibility of spills.	Required high level of care, careful operations, toxic propellant, possibility of spills.	Safe, non-toxic propellant, no possibility of spills.

5. CONCLUSIONS

A study has been made in order to evaluate the most adequate de-boost engine to induce the re-entry of a small recoverable orbital platform from a low Earth orbit. While liquid propellant engines are more accurate, solid propellant engines are less expensive.

The results have shown that concepts using liquid propellant engines have higher precision, but are heavier, the production costs are higher and the development terms are also longer. The technologies are newer, and are still under development at IAE. However, the development will be made indirectly, through the system currently being developed for the SCR/VLS-1. For the bi-propellant solution it will only be necessary to develop new tanks, with identical technology to the ones on the SCR/VLS-1. For the mono-propellant solution it will also be necessary to develop a new catalyst combustion chamber. Manufacturing costs of both liquid propellant solutions will be higher.

A concept using solid propellant apparently has lesser accuracy, which could be improved through the use of the thrust cutoff system, and rigorous quality control during the manufacture of the propellant block. Through the manufacture of twin test motors, it is possible to foresee the characteristics of the flight engine. Manufacturing cost is lower, and the technologies are known, and already used successfully in other previous designs at IAE.

Consideration of the use of the alternative concept with solid propellant is recommended, which has the features of less mass, minor cost, and due to advantages in handling and operation. More detailed studies of the required accuracy should be carried through before a final decision is taken.

6. REFERENCES

- Boscov, J., 1995, "Les Fusées Sondes pour le Programme Spatial Bresilien", 12th ESA Symposium on Rocket and Balloon Programs & Related Research, Lillehamer, Norway, 458p.
- Boscov, J. , Moraes, P. Jr., et al., 1990, "Development Status of the Brazilian VLS Satellite Launcher Program", 17th International Symposium on Space Technology and Science, Tokyo, Japan.
- Koldaev, V., Moraes, P. Jr., 1997, "Design of a Recovery System for Small Orbital Payloads", Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM '97), Bauru-SP, Brasil.
- Moraes, P. Jr., 1998, "Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA", 8^o Congreso Chileno de Ingenieria Mecánica, Concepción, Chile, 26-30 Oct 1998
- Sikharulidze, Y., 1999, "Re-Entry Dynamics of Space Vehicle: Determination and Analysis of Disturbances. Parametric Errors and Dispersion", CTA/IAE/ASE, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° NT-164/ASE-N/99, (Internal Report).
- Sikharulidze, Y., 1998, "Re-Entry Dynamics of Space Vehicles: Choice of Optimal Mission Schemes (nominal trajectory)", CTA/IAE/ASE, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° NT-152/ASE-N/98, (Internal Report).
- Sutton, G. P., 1986, "An Introduction to Rocket Propulsion", Jonh Wiley & Sons, New York, USA.
- Villas Bôas, D. J. F., 1999, "Estudo Preliminar do Propulsor de Indução de Reentrada para o Sistema SARA", CTA/IAE/ASE, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° NT-176/ASE-N/99, (Internal Report).
- Yoshino, T, 1999, "Definição do Sistema de Controle de Rolamento do VLS-1", CTA/IAE/GES, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° 590-370000/B3002, (Internal Report).

ANÁLISE ESTATÍSTICA DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS FERROVIÁRIOS

Ana Paula Nunes de Araujo, Eng.

Jorge Luiz de Almeida Ferreira, Dr.

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília - UnB, Campus Universitário Darcy Ribeiro, Asa Norte, Brasília, DF, Brasil, CEP. 70910-910, E-mail : jorge@enm.unb.br e anapaula1@starmedia.com.br

1- RESUMO

Rolamentos são elementos de máquinas padronizados destinados à transmissão de esforços entre eixos e estruturas de sustentação. Os rolamentos são selecionados de modo que sob condições reais de trabalho, a vida de pelo menos 90 % dos rolamentos utilizados atinjam um valor teórico especificado, definido como vida L_{10} . Tipicamente, a distribuição de falhas em rolamentos é descrita através da distribuição de Weibull. Baseado nesse conceito, define-se a periodicidade de inspeções dos mesmos. Entretanto, em algumas situações, esse processo pode ser inviável, por ter que imobilizar o equipamento durante um período de tempo, além de possibilitar a introdução de defeitos durante a operação de inspeção. Assim, maximizar os intervalos de inspeção é um procedimento altamente desejável sob os aspectos de custo e de integridade do equipamento. Os objetivos deste trabalho são : apresentar uma metodologia de estimativa da função de distribuição de falha em rolamentos quando o tamanho da amostra de rolamentos que falharam for relativamente pequeno e avaliar o comportamento, e, com base em dados de campo realizar análise estatística dos parâmetros de Weibull L_0 e L_{10} .

2 - INTRODUÇÃO

Falhas em rolamentos podem ser causadas por níveis de tensão de contato excessivamente elevados, desalinhamentos, imperfeições no material, folgas internas, excentricidades, corrosão, contaminação do óleo lubrificante, etc. Geralmente, as falhas se manifestam como defeitos nas pistas, nos elementos girantes e/ou na gaiola. Os tipos de defeitos mais frequentes em rolamentos são : Fadiga : que caracteriza-se pelo aparecimento de minúsculas trincas abaixo da superfície do material laminado pela ação das esferas ou roletes, na fase inicial tem um aspecto esbranquiçado nas pontas. A fadiga pode ocorrer no anel externo, no anel interno e nos rolos. Na figura 1 é mostrado o aspecto típico dos defeitos produzidos por fadiga.; Oxidação : causada por umidade ou água formando pequenas cavidades; Brinelamento : é o resultado da aplicação de cargas estáticas elevadas sobre o rolamento, caracterizado por depressões correspondentes aos roletes ou esferas, nas pistas rolantes.

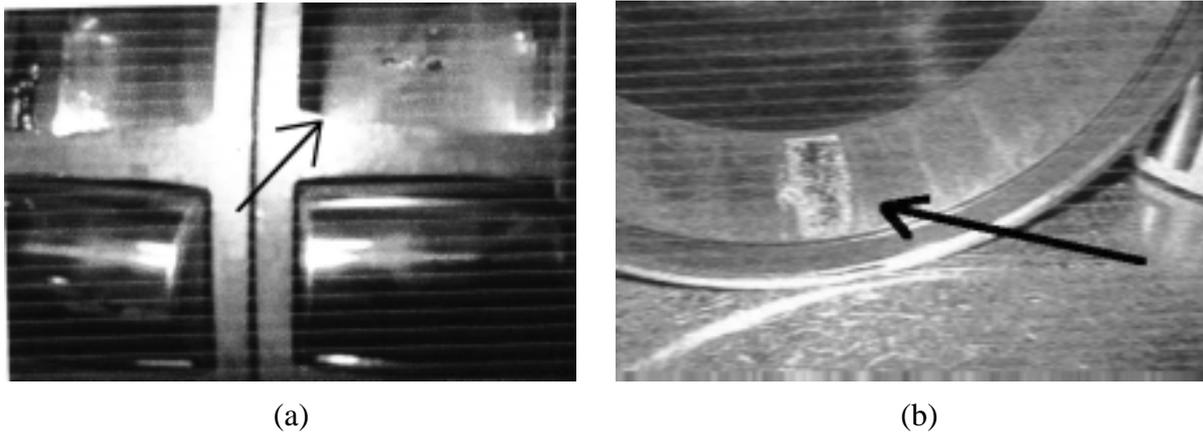


Figura 1 - Aspecto Típico dos Defeitos Produzidos por Fadiga - (a) Fadiga no Anel Interno
(b) Fadiga no Anel Externo

Na tabela 1 é apresentada a distribuição dos defeitos que ocorreram nos lotes de rolamentos analisados. Através da tabela 1 verifica-se que a fadiga é o principal modo de falha destes rolamentos, representando aproximadamente 80 % dos possíveis modos de falha dos rolamentos analisados.

Tabela 1 - Falhas Observadas nos Lotes de Rolamentos Analisados

Modo de Falha	Proporção de Rolamentos Danificados
Fadiga no anel interno	14,1
Fadiga no anel externo	65,0
Fadiga dos rolos	2,5
Brinelamento	0,6
Oxidação	6,2
Outros	12,3

3 - CONFIABILIDADE DE ROLAMENTOS

A vida útil de rolamentos está diretamente associada ao aparecimento dos primeiros sinais de fadiga, que se inicia, geralmente, com a formação de pequenas ranhuras internas que com o tempo tende a crescer e acabam por comprometer o desempenho do rolamento.

A seleção de um rolamento é feita baseando-se num tempo teórico de vida em que pelo menos 90 % dos rolamentos utilizados atinjam tal tempo de vida, definido como vida L_{10} . Para realizar tal tarefa utiliza-se basicamente a equação (1), abaixo apresentada.

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^p \quad (1)$$

onde L_{10} é a vida nominal, C é a capacidade de carga dinâmica, em Newton, P é a carga dinâmica equivalente sobre o rolamento, em Newton e p é o expoente da fórmula de vida, sendo igual a 3 para rolamento de esferas e 10/3 para rolamento de rolos.

Devido a diversos fatores, a vida de rolamentos varia de forma bastante intensa, pode-se observar que 50 % dos rolamentos atingem até 5 vezes a vida L_{10} . Além disso, a relação entre o tempo de vida gasto para o aparecimento da primeira falha e a vida L_{10} é da ordem 10 %. Portanto para avaliar as condições de operacionalidade de um rolamento é necessário considerar o comportamento estatístico de sua vida.

Para se descrever a distribuição do tempo de falha de rolamentos geralmente é utilizada a

distribuição de Weibull. O desenvolvimento desta distribuição está intimamente relacionado ao problema de falha por fadiga, visto que, ela foi originalmente proposta para a descrição do comportamento estatístico da vida à fadiga [Jonhson, 1964; Lipson, 1973]. Entretanto, devido a sua flexibilidade, a distribuição de Weibull passou a ser utilizada na descrição de diversos fenômenos associados a duração dos mais diversos componentes. A distribuição de Weibull representa um modelo adequado para descrever leis de falha, sempre que o sistema for composto de vários componentes e a falha seja essencialmente devida à *mais grave* imperfeição ou irregularidade dentre um grande número de imperfeições do sistema. [Meyer, 1983],

Existem duas formas de expressar a distribuição de Weibull, ou através da distribuição à *dois parâmetros*, ou através da distribuição a *três parâmetros*.

Para o caso da distribuição a três parâmetros, a função de densidade de probabilidade e a função de distribuição acumulada são, respectivamente, expressas através das seguintes equações [Lipson, 1973] :

$$f(x) = \frac{\alpha}{(x - x_0)} \cdot \left(\frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^{\alpha-1} \cdot \text{Exp} \left[- \left(\frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^\alpha \right] \quad (2)$$

$$F(x) = 1 - \text{Exp} \left[- \left(\frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^\alpha \right] \quad (3)$$

onde os parâmetros, geralmente determinados experimentalmente, são :

x_0 , $x_0 \geq 0$, representa o valor mínimo esperado para a variável x e, por este motivo, x_0 é chamado de valor de segurança; ou de limite de sensibilidade; ou de vida mínimo; ou de parâmetro de localização.

α , $\alpha > 0$, é o de parâmetro de forma ou inclinação de Weibull. α é o parâmetro que controla o grau de assimetria da distribuição.

θ , $\theta \geq x_0$, é o parâmetro de escala ou valor característico. θ possui função idêntica à média e representa o valor de x abaixo do qual situam-se 63,2 % dos casos observados

A distribuição de Weibull a *dois parâmetros* é assim denominada por que nesta situação o parâmetro de localização, x_0 , é definido como zero. Na figura 2 são apresentadas algumas formas notáveis da distribuições de Weibull.

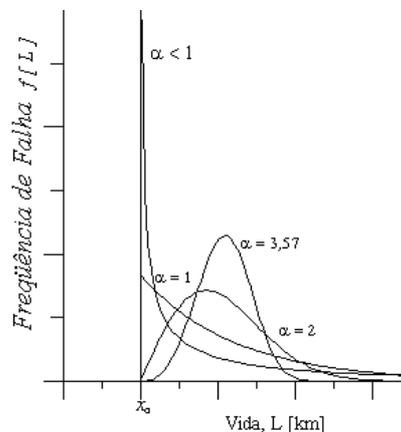


Figura 2 - Formas Especiais da Função de Densidade de Probabilidade da Weibull - Distribuição Exponencial, $\alpha = 1$; Distribuição de Rayleigh, $\alpha = 2$; Aproximação da Distribuição Gaussiana, $\alpha = 3,57$.

Para representar a distribuição de vida de rolamento, Bergling [1976] recomenda escrever a função de distribuição de Weibull através da equação (4).

$$F(d) = 1 - \text{Exp} \left[-0,105 \cdot \left(\frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^\beta \right] \quad (4)$$

$$f(l) = \frac{0,105 \cdot \beta}{l - l_0} \cdot \left[\frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right]^\beta \cdot \text{Exp} \left[-0,105 \cdot \left[\frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right]^\beta \right] \quad (5)$$

onde L_{10} é a vida nominal, já definida na introdução, L_0 é a duração mínima superada por todos os rolamentos, e β é o expoente de dispersão.

Devido ao pequeno número de rolamentos utilizados em cada ensaio e à grande dispersão observada experimentalmente, não se pode estabelecer *a priori* nenhum valor para l_0 . O valor l_0 poderia ser suposto igual a zero, implicando que falhas pudessem ocorrer logo após a montagem do rolamento. Entretanto, ensaios experimentais indicam a existência de uma vida mínima diferente de zero [Snare, 1975]. Para análises teóricas sobre o comportamento da vida de rolamentos Bergling [1976] recomenda a utilização da seguinte equação (6).

$$l_0 = 0,05 \cdot l_{10} \quad (6)$$

Na figura 2 é apresentada a função de distribuição teórica, Equação (4), dos rolamentos ferroviários analisados neste trabalho. Para a construção desta curva utilizou-se como vida L_{10} o valor de 800.000 km.

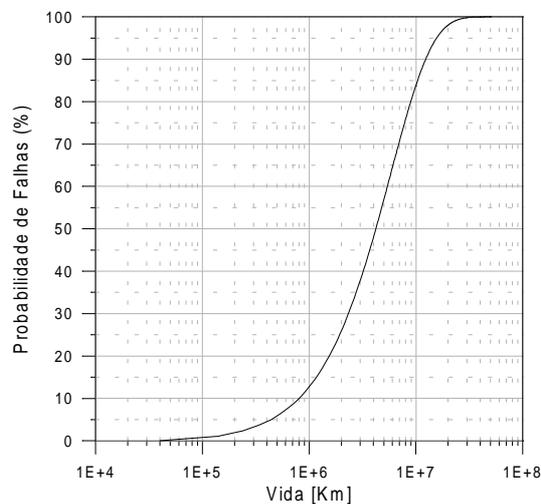


Figura 2 - Função de Distribuição de Falhas Teórica de Rolamentos Ferroviários.

Com base nas equações (4) e (5) pode-se, ainda, definir duas funções muito importantes na descrição das características de falha de uma peça : a função de confiabilidade, $R(l)$, e a função de risco, ou taxa de falhas, $Z(l)$.

A função de confiabilidade permite estimar a probabilidade de que um componente não venha a falhar durante o intervalo $[0, t]$, ou, de modo equivalente, a função de confiabilidade é igual à probabilidade de que o componente ainda esteja funcionando na época t . Assim, em termos da equação (4) a função de confiabilidade da distribuição de Weibull será expressa

através da seguinte equação:

$$R(l) = 1 - P(L \leq l) = 1 - F(l) = \text{Exp} \left[-0,105 \cdot \left(\frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^\beta \right] \quad (7)$$

De uma forma bastante grosseira, a função de risco pode ser explicada como a probabilidade de que uma peça venha a falhar durante um intervalo de tempo, Δt , desde que esta peça esteja funcionando adequadamente no instante, t . Assim, associada à variável aleatória, d , a função de risco da distribuição de Weibull é calculada através da seguinte expressão:

$$Z(l) = \frac{f(l)}{R(l)} = \frac{0,105}{l_{10} - l_0} \cdot \beta \cdot \left(\frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^{\beta-1} \quad (8)$$

3.1 - Estimativa dos Parâmetros de Weibull

O processo de linearização da função de distribuição de Weibull para posterior aplicação do método de regressão linear é relativamente simples e fornece estimadores consistentes. Os passos necessários à linearização são os seguintes :

1. Aplicar a função logaritmo à equação (4) obtendo-se a seguinte equação

$$\ln \left(\frac{1}{1 - F(l)} \right) = 0,105 \cdot \left(\frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^\beta \quad (9)$$

2. Aplicar novamente a função logaritmo à equação (9) obtendo-se à seguinte expressão :

$$\ln \left(\ln \left(\frac{1}{1 - F(l)} \right) \right) = \ln(0,105) + \beta \cdot [\ln(l - l_0) - \ln(l_{10} - l_0)]$$

3. - Fazer as seguintes substituições :

$$Y = \ln \left(\ln \left(\frac{1}{1 - F(l)} \right) \right) - \ln(0,105); \quad C = \beta \cdot \ln(l_{10} - l_0); \quad X = \ln(l - l_0)$$

Desta forma, uma equação do tipo $Y = \beta \cdot X + C$ é obtida. Assim, aplicando-se técnicas e regressão linear a uma amostra que represente a distribuição de falhas por fadiga em rolamentos, torna-se possível estimar os parâmetros da distribuição de Weibull.

Se L_0 for igual a zero, os outros dois parâmetros podem ser estimados diretamente. Entretanto, se L_0 for desconhecido, deverá ser escolhido entre os possíveis valores de L_0 um valor que maximize o coeficiente de explicação da reta.

Uma vez definidos L_0 e β , o parâmetro L_{10} poderá ser estimado pela equação (10).

$$L_{10} = e^{\frac{C}{\beta}} + L_0 \quad (10)$$

A grande dificuldade na utilização deste método se deve à necessidade de ter que se obter uma amostra que represente o comportamento do dano.

4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a avaliação da distribuição de falhas em rolamentos baseou-se na análise de 6 lotes de rolamentos montados em vagões GDT da Ferrovia Ferro Carajás. Foram utilizados 6 lotes distintos, totalizando 7591 rolamentos defeituosos, distribuídos conforme mostrado na tabela 2.

Tabela 2 - Características das Amostras Analisadas

Amostra	Total de Rolamentos	Rolamentos Defeituosos	Tempo de Uso (Anos)	Vida l_0 Amostra [km]	Vida l_{10} Amostra [km]
Lote 85	26000	3361	14	3,02E+05	2,51E+06
Lote 86	19160	3835	13	2,39E+05	1,91E+06
Lote 87	900	154	12	7,01E+05	1,90E+06
Lote 88	500	181	11	5,45E+05	1,41E+06
Lote 90	350	45	9	6,28E+05	1,58E+06
Lote 91	120	15	8	6,65E+05	1,50E+06

Na estimativa dos parâmetros da distribuição de Weibull foi utilizado o procedimento descrito no item 3.1. A fim de avaliar o comportamento estatístico dos parâmetros de Weibull foram usados os seis lotes disponíveis, além de uma amostra que englobasse todos estes lotes. Os resultados obtidos desta análise são apresentados na tabela 3 e nas figuras 3 e 4.

Tabela 3 - Melhor Estimativa para os Parâmetros da Distribuição de Weibull

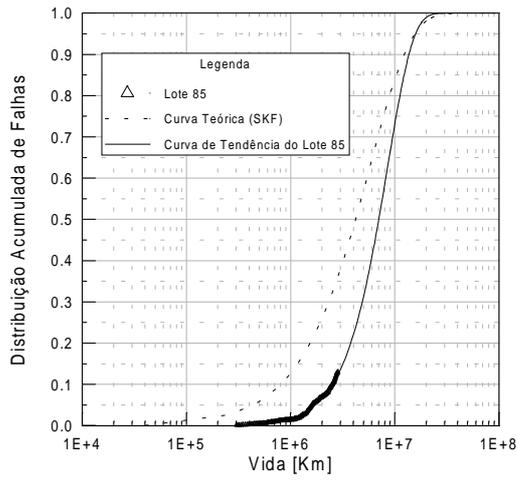
Amostra	Parâmetros de Weibull		
	l_0	l_{10}	β
Lote 85	1,23E+05	2,47E+06	1,78
Lote 86	8,54E+04	1,71E+06	1,54
Lote 87	8,46E+04	1,74E+06	3,43
Lote 88	6,00E+04	1,18E+06	3,15
Lote 90	7,87E+04	1,57E+06	2,43
Lote 91	6,80E+04	1,49E+06	2,42
Todos os Lotes	1,10E+05	2,20E+06	1,72

Tabela 4 - Comportamento Estatístico dos Parâmetros da Distribuição de Weibull

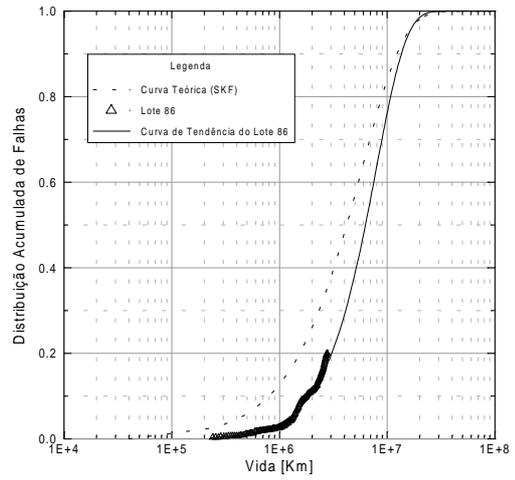
	l_0		l_{10}		β
	Amostral	Analítico	Amostral	Analítico	Analítico
Média	5,52E+05	8,33E+04	1,58E+06	1,80E+06	2,46
CV (%)	31	26	14	22	30
Hipótese de Normalidade	Aceita	Aceita	Aceita	Aceita	Aceita

A análise dos resultados apresentados nas tabela 2, 3 e 4 revela uma boa concordância entre as estimativas analíticas e amostrais do parâmetro l_{10} , onde se verifica uma variação percentual média de 10 %. As estimativas analíticas realizadas para o parâmetro l_0 também se mostraram adequadas quando comparadas ao valor predito pela equação (9), entretanto, quando comparadas aos tempos observados na prática, verificou-se que tais estimativas são muito conservativas, prevendo um tempo inicial de falha muito inferior ao que realmente ocorre, o que indica que a equação (9) pode ser muito conservativa.

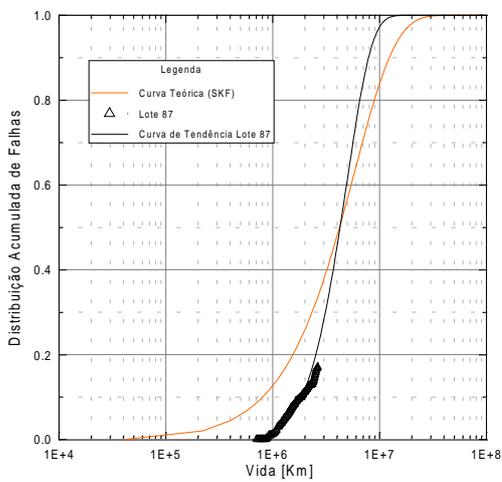
Outra característica importante que pôde ser extraída das amostras, está relacionada a distribuição estatística dos parâmetros l_0 e l_{10} . Com base no teste aderência de Kolmogorov-Smirnov [Degroot, 1986] verificou-se que tais parâmetros podem ser considerados ao nível de significância de 95 % como normalmente distribuídos. Esta característica é interessante, pois permite avaliar a probabilidade de ocorrência da primeira falha dos rolamentos em função do tempo de funcionamento dos rolamentos.



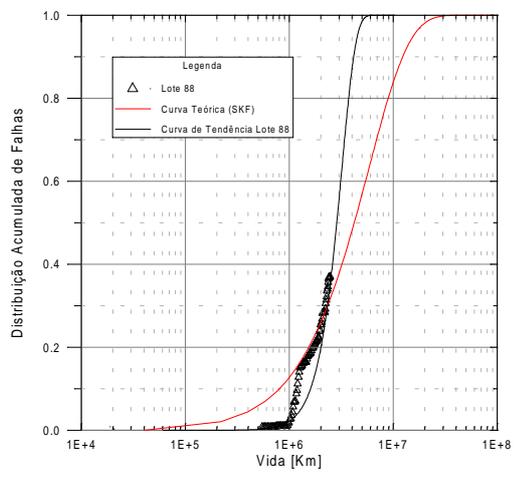
(a)



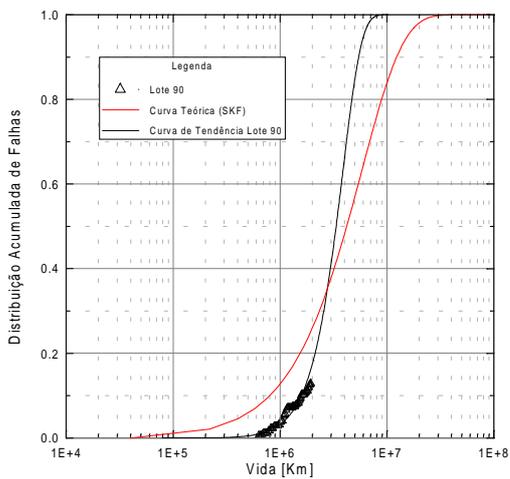
(b)



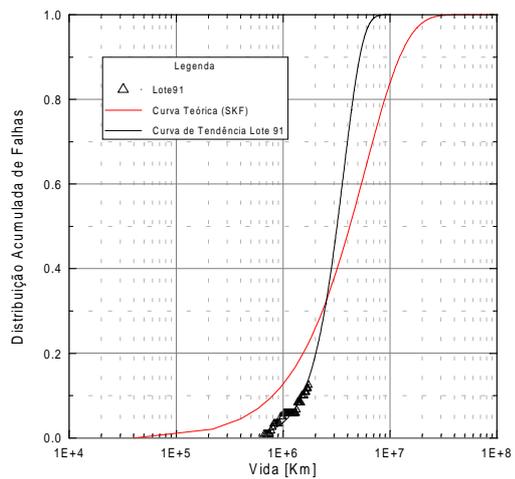
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 3 - Funções de Distribuição de Falhas - (a) Lote 85, (b) Lote 86, (c) Lote 87, (d) Lote 88, (e) Lote 90, e (f) Lote 91

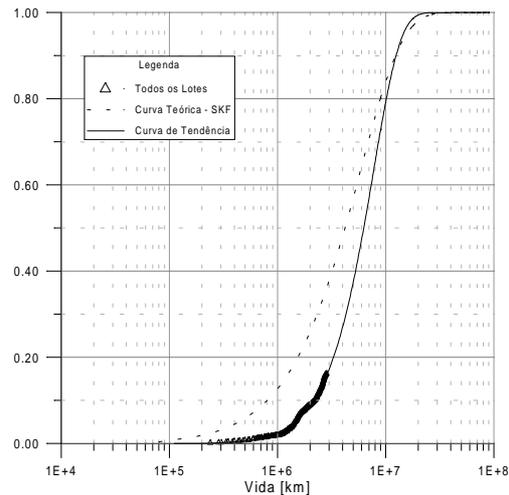


Figura 4 - Funções de Distribuição de Falhas - Todos os Lotes

A análise das figuras 3 e 4 mostra que o modelo utilizado para estimar os parâmetros de Weibull, descrito no item 3.1, permite a determinação da função de distribuição de falhas, mesmo quando o tamanho da amostra é relativamente pequeno. Além disso, através da comparação das funções de distribuição de falhas experimental e teórica, pôde-se verificar que, para o caso específico, a equação apresentada em Bergling [1976] é conservativa, não representando de forma adequada o comportamento da distribuição de falhas dos rolamentos utilizados.

5 - CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se uma metodologia para a estimativa da função de distribuição de falha em rolamentos quando o tamanho da amostra de rolamentos que falharam é relativamente pequeno, cerca de 15 % do tamanho total da amostra. Através dos resultados obtidos verificou-se que a metodologia proposta é consistente, pois as curvas obtidas se ajustam muito bem aos resultados experimentais. Além disso, com base nos resultados disponíveis fez-se uma análise estatística dos parâmetros de Weibull L_0 e L_{10} , indicando que, para a situação estudada, pode-se admitir que tais parâmetros possuem distribuição gaussiana. Com relação ao parâmetro l_0 , verificou-se que os valores estimados analiticamente e os valores observados nas amostras diferem em uma ordem de grandeza, o que representa uma grande dificuldade em definir um valor ou expressão que melhor o represente.

6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bergling, G., 1976, “Fiabilidad de los Rodamientos”, La Revista de Rodamientos 188.
- DeGroot, M. H., 1986, “Probability and Statistics”, Addison-Wesley Publishing Company, Massachusetts.
- Johnson, L. G., 1964, “The Statistical Treatment of Fatigue Experiments”, Elsevier Publishing Company, Amsterdam, Holland.
- Lipson, C. and Sheth, N. J., 1973, “Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments”, McGraw-Hill Book Company, New York.
- Meyer, P. L., 1983, “Probabilidade : Aplicações à Estatística”, Livros Técnicos e Científicos Editora LTD, Rio de Janeiro.
- Snare, B., 1975, “Nuevas Experiencias Respecto a al Seguridad de los Rodamientos”, La Revista de Rodamientos 184.

COMPARATIVE ANALYSIS OF ONE AND TWO-STAGE AXIAL IMPULSE TURBINES FOR LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINE

Fernando Cesar Ventura Pereira

Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, 12.228-902, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: ventura@iae.cta.br

Abstract

Brazilian Space Agency (AEB) intends to develop a vehicle for launching communication and/or meteorological satellites, using liquid propellant rocket engine technology. To numerically investigate the turbine design that best equip that engine, it is developed a computer program, using the software “Mathcad”, to analyze and compare one and two-stage axial impulse turbines for defining the option that maximize the turbine efficiency. The algorithms for one and two-stage turbines and the loss model were written based on the works of Russian researches as Ovsyannikov, that used their experience in turbine design and manufacture at Soviet aerospace industries for presenting many empirical relations and data for safety coefficients and loss and efficiency factors. In this context, the algorithm for one-stage axial impulse turbine was used to validate the methodology and the computer program by applying actual design data of the one-stage turbine of the Russian engine RD-0109 from Engine Atlas of the Moscow Aviation Institute.

Keywords: Turbine, Turbopump, Liquid rocket engine, Loss model, Partial admission.

1. INTRODUCTION

Brazilian Space Agency (AEB) intends to develop a vehicle for launching communication and/or meteorological satellites to low orbits, in a first phase of the development program and geosynchronous transfer orbits, in a second phase of the development program.

In this first phase, the vehicle, called Satellite Launch Vehicle 2 (VLS-2), is proposed considering a thrust-chamber assembly, a turbopump unit (TPU) as propellant-feed system, a turbine drive system (heated pressurizing gas from gas accumulator at starting mode and main propellant’s combustion products from gas generator at operational mode) and a control system with its elements (valves, regulators, reductors, etc).

In light of the need to numerically investigate the turbine design that best equip the engine, this work is concerned with the implementation of a computer program, using the software “Mathcad”, to define the turbine geometry and calculate the consequent gasdynamic performance at design point to justify design decisions as number of stages.

The initial algorithm was written based on the works of Ovsyannikov *et al* (1973), that explain the theory and design of TPU turbines. Starting from basic principles of gas dynamics, it is discussed

the basic features of the turbines, the gas flow through the cascades, the main losses, efficiency, energy characteristics, selection of parameters for calculation and jointing operation with TPU pumps. It is derived equations for designing the flow parts of one and two-stage turbines with radial or axial flux. Moreover, the authors used their experience in turbine design and manufacture at Soviet aerospace industries for presenting many empirical relations and data for safety coefficients and loss and efficiency factors.

Tchervakov (1997) presented a method of calculation for two-stage axial impulse turbine in the algorithm shown in Fig. 1. During the calculations, the dimensions of the turbine elements and the flow characteristics (temperature, pressure, speed, etc) are defined according to initial data and gas dynamics parameters at preceding stage for design point.

The combustion product parameters from two-stage reducing gas generator at design point conditions were modelated from empirical test data with kerosene $CH_{1,9423}$ and liquid oxygen O_2 , according to Kessaev (1997), allowing the definition of the working fluid parameters in initial data analysis.

2. THEORETICAL FORMULATION – THE LOSS MODEL

According to Ovsienikov *et al.* (1973), the working fluid flowing through the rotor vanes causes the rotor resistant moment M_u . In this context, the power N_u is resulting from the moment M_u produced when the wheel is rotating at shaft rotational speed ω_T . By this way, the turbine power N_T is defined as the power N_u decreased by the power expended in disk and shroud friction losses and partial admission losses. For axial impulse turbines, Ovsienikov *et al.* (1973) suggest the empirical formulation described bellow for definition of the loss factors.

2.1. Disk friction losses.

With the wheel rotation, the fluid (gas) also begins to rotate inside the clearances as a result of friction forces. Thus, power is expended according to the following expression:

$$N_{fr disk} = 2 C_{fr disk} \rho_1 \frac{D_{av} h_{bl 1}}{2} \omega_T^3. \quad (1)$$

Here, D_{av} is the average diameter of the turbine wheel. Considering that the index 1 and 2 refer to inlet and outlet conditions, respectively, ρ_1 is the fluid density at the rotor inlet and $h_{bl 1}$ is the inlet blade height. Ovsienikov *et al.* (1973) defined the disk friction loss coefficient $C_{fr disk}$ as function of the Reynolds number of the fluid near the disk Re_{disk} taking into account experimental data and considering the following conditions: smooth disk surfaces; fluid angular speed inside the clearance equal to half of ω_T and $Re_{disk} > 10^5$.

2.2. Shroud friction losses.

In axial turbines with large ratio D_{av}/h_{bl1} , the friction energy expended at shroud external surface is significant. This is the resistance of a rotating cylinder inside another cylinder. Then, the power expended on shroud friction losses is:

$$N_{fr\ shr} = C_{fr\ shr} \cdot 1 \cdot b_{shr} \cdot D_{av} \cdot h_{bl1}^4 \cdot T^3; \quad (2)$$

where b_{shr} is the shroud width and $C_{fr\ shr}$ is the shroud friction loss coefficient defined as function of the Reynolds number of the working fluid near the shroud Re_{shr} .

2.3. Partial admission losses

In LRE turbines, the tip leakage would be very high if the working fluid was fed over the entire row, because of the short blades and working fluid low flow rate. Therefore, partial admission is frequently used, in spite of additional energy losses.

Partial admission losses are divided in four groups, according to flow pattern: losses due to sudden expansion on nozzle arc boundaries; losses due to “ejection” of the stagnation gas from the channels, which came from non-operative zone; losses due to blade edge friction against residual gas, backflow moment and residual gas mixing and turbulence along the non-operative zone and losses due to gas leakage in circular direction.

It is difficult to evaluate the effect of each kind of loss experimentally, because they are interconnected, but Ovsienikov *et al.* (1973) proposed the following equation for evaluating the first three groups:

$$N_{\square} = 0.015 \cdot 1 \cdot \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \cdot 1 \cdot 10 \cdot \frac{b_{bl1}}{D_{av}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot D_{av}^5 \cdot T^3; \quad (3)$$

where b_{bl1} is the blade width and \square is the admission degree at the rotor inlet.

When the number of group of nozzles i_c increases, losses due to “ejection” and due to sudden expansion increases approximately in the same proportion to i_c and losses due to flowing effects along non-operative zone do not change.

Since these three kinds of losses due to partial admission are commensurable, it is possible to consider that N_{\square} increases $0,5(i_c - 1)$ times, when the groups of nozzles increase i_c times.

In axial two-stage partial admission turbines, the losses due to partial admission are defined as the sum of losses in each stage.

2.4. Tip losses

The tip losses are mainly determined by the flow and the surface conditions of the casing and the blade tip, because they determine friction losses and, consequently, stagnation conditions, which implies velocity gradient and developed boundary layer over these surfaces. Then, friction losses on

blade limiting surfaces causes parasitic vortex flows called pair vortices, which sharply increase when pair vortices are linked to each other at blades with relative height h_{bl1}/b_{bl1} lower than 1-1.5.

Ovsienikov *et al.* (1973) proposed that tip losses should be considered as a correcting factor h_k of the efficiency h_u , according to the expression:

$$h_k = 1 - \frac{0.003}{0.003 + \frac{h_{bl1}}{D_{av}}} \quad (4)$$

The correct account for the N_T and the turbine efficiency h_T must also consider the leakage \dot{m}_y through clearances between casing and rotor, since the fluid that passes through the cascades is significantly lower than the fluid from the turbine drive system \dot{m}_T . The expressions of \dot{m}_y for different types of rotors and labyrinth seals can be found at Ovsienikov *et al.* (1973). Thus, h_T is defined as:

$$h_T = h_u h_k \left(1 - \frac{\dot{m}_y}{\dot{m}_T} \right) = f_{rdisk} + f_{rshr} \quad (5)$$

The general expression (5) is used for one-stage axial impulse turbines when h_u is defined as:

$$h_u = 2 \gamma^2 \frac{\cos(\beta_1)}{\gamma c_{ad1}} \frac{u}{av} \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \quad (6)$$

and for two-stage axial impulse turbines when h_u is described by:

$$h_u = 2 \gamma^2 J_{av} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \frac{\cos(\beta_1)}{\cos(\beta_2)} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \quad (7)$$

where u is the tangential speed at turbine wheel mean diameter; β_1 is the absolute flow angle at the rotor inlet; β_1 and β_2 are relative flow angle at the rotor inlet and outlet, respectively; c_{ad1} is the adiabatic absolute speed at the first rotor inlet; γ is the velocity coefficient, which express the hydraulic losses in nozzles and J_{av} is the average value of the first rotor velocity coefficient J_I , stator velocity coefficient γ_{st} and second rotor velocity coefficient J_{II} that express the hydraulic losses in their cascades.

The disk friction loss factor $\eta_{fr disk}$, shroud friction loss factor $\eta_{fr shr}$ and partial admission loss factor η_{pa} are obtained by:

$$\eta_{fr disk} = \frac{N_{fr disk}}{\dot{m}_T \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 0.32 \frac{C_{fr disk} \left(\frac{h_{bl1}}{D_{av}} \right)^5}{\left(\frac{h_{bl1}}{D_{av}} \sin \alpha \right)^3 c_{ad1}^3}; \quad (8)$$

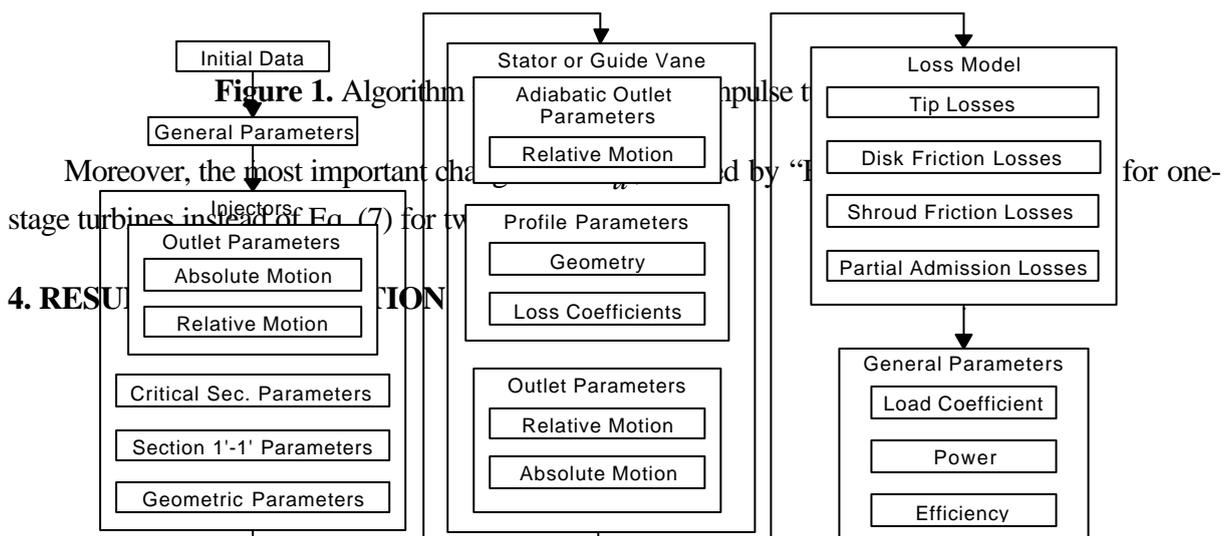
$$\eta_{fr shr} = \frac{N_{fr shr}}{\dot{m}_T \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 5.08 \frac{C_{fr shr} \frac{b_{shr}}{D_{av}} \left(\frac{h_{bl1}}{D_{av}} \right)^4}{\left(\frac{h_{bl1}}{D_{av}} \sin \alpha \right)^3 c_{ad1}^3}; \quad (9)$$

$$\eta_{pa} = \frac{N_{pa}}{\dot{m}_T \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 0.076 \frac{\left(\frac{b_{bl1}}{D_{av}} \right)^3 \sin^3 \alpha}{\left(\frac{h_{bl1}}{D_{av}} \sin \alpha \right)^3 c_{ad1}^3}. \quad (10)$$

3. NUMERICAL IMPLEMENTATION

In Pereira (1998), the algorithm suggested by Tchervakov (1997), shown in Fig. 1, was used for implementation of a computer program, using the software “Mathcad”, release 6.0, to calculate two-stage axial impulse turbine geometries for the designed engine requirements.

Starting from the algorithm for two-stage turbine, Pereira (1998) proposed another algorithm for one-stage turbine by: removing the blocks for calculating the guide cascade and the second rotor parameters and making adjustments for not taking into account the guide cascade and the second rotor parameter contributions in turbine general characteristics as turbine adiabatic specific energy L_{0ad} ; N_T and h_T .



4. RESULTS AND DISCUSSION

The algorithm for one-stage turbine was used to validate the methodology and the computer program by applying actual design data of the one-stage turbine of the Russian engine RD-0109 from Garun *et al.* (1973). Then, the RD-0109 turbine geometry, ρ_T , the design total inlet pressure P_0 , and total inlet temperature T_0 were set as algorithm input data and \dot{m}_T , N_T , h_T and the static outlet pressure P_2 from algorithm (output data) were compared with RD-0109 data from Garun *et al.* (1973). The comparative analysis results are described in Pereira (1999) and it is concluded that the methodology is adequate for the design and analysis of a turbine wheel for LRE, because discrepancies are lower than 6.5 %.

For TPU design, it was necessary to do a comparative analysis of one and two-stage turbine characteristics to define the best number of turbine stages. To this aim, both algorithm were used to determine the variation of the main parameters through turbine sections and the dependence of the load coefficient L_u/u^2 , h_T , h_u and the sum of the loss coefficients $\sum \zeta$ on the ratio u/c_{ad1} .

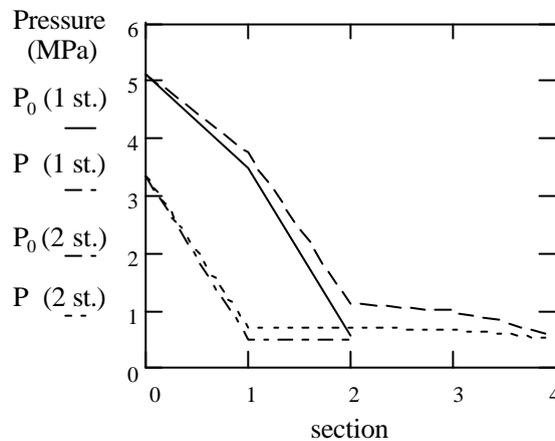


Figure 2. Variation of the total P_0 and the static P pressures through turbine sections.

Figure 2 presents the total P_0 and the static P pressure at the nozzle critical section (section 0), first rotor inlet (section 1), first rotor outlet (section 2), second rotor inlet (section 3) and second rotor outlet (section 4) for one and two-stage turbines. It can be seen that one-stage turbine has higher pressure gradients, which implies more efforts acting on blade root.

Figure 3 shows the dependence of the load coefficient L_u/u^2 on the ratio u/c_{ad1} . One can observe two-stage turbines presents higher L_u/u^2 than one-stage turbine for the same u , which means more specific work L_u available for the same tangential speed u and, consequently, more N_u for the same \dot{m}_T , according to Eq. 11:

$$L_u \propto N_u / \dot{m}_T. \quad (11)$$

Figure 4 depicts the dependence of the h_T , h_u and $\sum \zeta$ on the ratio u/c_{ad1} . First of all, one can easily observe two-stage turbines have lower $\sum \zeta$ than one-stage turbines for the same u/c_{ad1} .

c_{ad1} . Additionally, two-stage turbines have higher efficiency than one-stage turbines when u / c_{ad1} is lower than 0.25 for the same working fluid (the same gas constant R , adiabatic coefficient k and total inlet temperature T_0). As a result, two-stage turbines reaches the required efficiency at lower u , for the same c_{ad1} , which corresponds to lower ΔT and less severe work conditions for bearings, seals, etc.

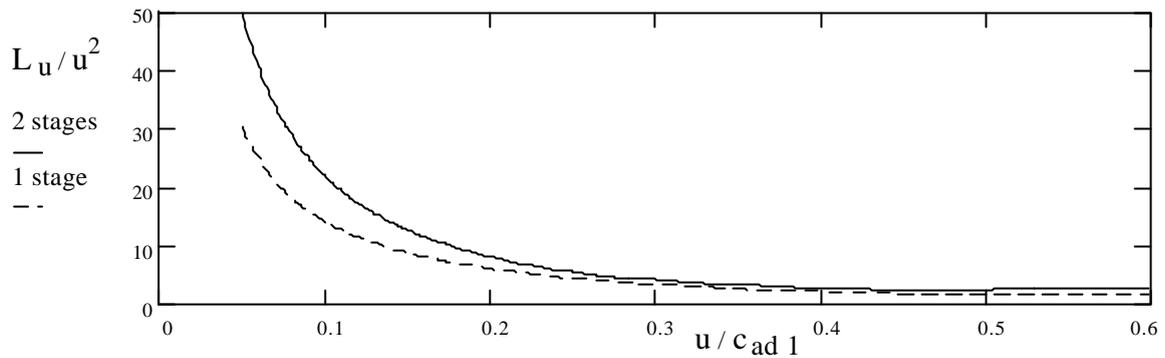


Figure 3. Dependence of the load coefficient L_u/u^2 on the ratio u / c_{ad1} .

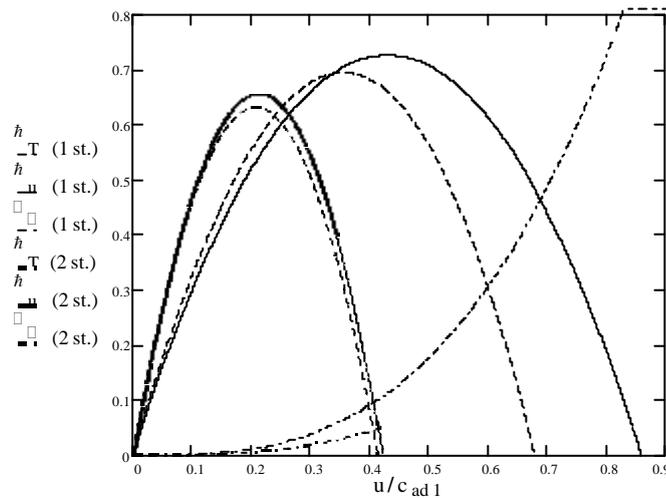


Figure 4. Dependence of the h_T , h_u and η on the ratio u / c_{ad1} .

Considering the required power to drive oxidizer and fuel pumps is defined as:

$$\dot{W}_P = \dot{W}_T + \dot{m}_T L_{0ad} h_T + \dot{m}_T \frac{k}{k-1} RT_0 + \dot{m}_T \frac{P_2}{P_1} \frac{k I_0}{k} h_T, \quad (12)$$

one can realize higher \dot{h}_T at the same working fluid conditions (R , k and T_{\square}) implies more N_T available to the pumps or to a control device, considering $\square N_P$ constant. Otherwise, if it is not necessary to increase N_T , higher \dot{h}_T means lower T_{\square} or pressure gradient.

5. CONCLUDING REMARKS

As it was pointed before, test data for fully validation the methodology and its results are scarce, the reason clearly understood. Access to actual design and test data was not possible, except for the information contained in the Garun *et al.* (1973) [11]. Nevertheless, personal discussions with Russian researchers that used, and in some extent contributed to the construction of that large amount of information, of the RD-0109 Russian LRE were significant.

As a by-product, a good design tool was also developed, since all the turbine design was carried to produce the turbine geometry that maximize the efficiency. As an example, it was evaluated the ideal number of the stages.

Even considering that the second rotor is responsible for lower part of the total turbine power N_T , it is able to decrease strongly the kinetics energy losses and improve \dot{h}_T .

Therefore, if no satisfactory \dot{h}_T is reached using one-stage turbine, the two-stage turbine as a possible solution may be investigated using the algorithms as a readily applicable method to compare both performances. Consequently, the two-stage turbine may be an interesting solution to improve performance if its higher height and more complex construction are not relevant.

6. REFERENCES

- GARUN, G. G.; ALEKSEIEV, I. G.; BAULIN, V. I., 1973, "Atlas de construção de motor foguete a propelente líquido (Descrição) Parte II", Instituto de Aviação Sergo Ordijonikdze / Cátedra 203, Moscou, Rússia, pp. 108-109.
- KESSAEV, J., 1997, "Theory and calculation of liquid propellant engines", Apostila do Fundamental Course in Engine Design do Moscow Aviation Institute ministrado na ASA-P/IAE/CTA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, pp 127.
- OVSYANNIKOV, B. V.; BOROVSKY, B. Y., 1973, "Theory and calculation of feed units of liquid propellant rocket engines", (FTD-MT-24-1524-72), manual of the Foreign Technology Division of Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, Unites States of America, 764p.
- PEREIRA, F. C. V., 1998, "Diploma project: II Stage liquid propellant rocket engine", Trabalho de conclusão do Fundamental Course in Engine Design do Moscow Aviation Institute ministrado na ASA-P/IAE/CTA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, 431p.
- PEREIRA, F. C. V., 1999, "Numerical Simulation of a two-stage axial impulse turbines for turbopumps of liquid propellant rocket engine", Trabalho de conclusão do Mestrado em Ciências do Instituto Tecnológico de Aeronáutica ITA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, pp. 180.

- TCHERVAKOV, V. V., 1997, “Theory and calculation of turbopumps”, Apostila do Fundamental Course in Engine Design do Moscow Aviation Institute ministrado na ASA-P/IAE/CTA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, 259p.