

ANÁLISE TÉCNICA, ECONÔMICA E LEGAL PARA A INSTALAÇÃO DE UMA TURBINA A VAPOR DE CONDENSAÇÃO EM UMA INDÚSTRIA DE CELULOSE E PAPEL

Rafael Rodrigues Terra Neto

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá. Av. Ariberto Pereira da Cunha 333, Pedregulho. Guaratinguetá – SP.

terra_net@yahoo.com.br

José Antônio Perrella Balestieri

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá. Av. Ariberto Pereira da Cunha 333, Pedregulho. Guaratinguetá – SP.

perrella@feg.unesp.br

Rubens Alves Dias

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá. Av. Ariberto Pereira da Cunha 333, Pedregulho. Guaratinguetá – SP.

rubdias@zipmail.com.br

Resumo: Neste trabalho, realizou-se a análise técnica, econômica e legal em relação à instalação de uma turbina de condensação em uma unidade de produção de celulose e papel visando a auto-suficiência energética da unidade e possível comercialização de excedentes energéticos. Num primeiro momento executou-se a coleta de dados referentes à planta de vapor da empresa. Posteriormente foi realizada a análise técnica da planta usando as ferramentas básicas da termodinâmica. Realizaram-se as análises econômica e legal, baseadas na cotação de duas turbinas realizada junto a um fabricante nacional de turbinas. Para a seleção foi considerada uma futura expansão na capacidade produtiva da empresa e conseqüentemente da disponibilidade de vapor para ser expandido nas turbinas.

Palavras chave: Cogeração, Eficiência Energética, Viabilidade Econômica.

1. Introdução

Cogeração é definida como a geração combinada de energia mecânica para acionamento e calor útil para processo, não necessariamente nesta ordem, a partir de uma mesma fonte de energia. As primeiras unidades industriais produziam toda a energia consumida pelo fato de não existir uma rede de fornecimento que fosse capaz de atender a demanda de energia térmica e elétrica. Este cenário perdurou nos Estados Unidos e na Europa até as primeiras décadas do século XX, quando as grandes linhas de transmissão de energia elétrica se tornaram mais competitivas economicamente em relação à autoprodução.

As duas crises de fornecimento do petróleo da década de 1970, no entanto, fizeram com que a cogeração se tornasse novamente objeto de interesse por parte de pesquisadores, setores privados e por parte dos Estados, uma vez que possibilita a descentralização da geração de energia, garantindo maior confiabilidade ao sistema elétrico como um todo. Em geral, são unidades de pequeno e médio porte (faixa entre 30 e 130 MW), as quais requerem um menor montante de investimentos iniciais e de manutenção.

No Brasil, a cogeração teve grande impulso a partir da desregulamentação do setor elétrico ocorrido com as privatizações das distribuidoras de energia elétrica, na metade da década de 1990. Com a crise do setor elétrico, no ano de 2001, a cogeração novamente lembrada como alternativa na produção de energia elétrica.

Atualmente, o setor sucroalcooleiro representa o maior setor econômico que contribui para a cogeração, porém, setores como o de papel e celulose, químico e petroquímico, siderúrgico e minerador, dentre outros, apresentam grande potencial para a geração de excedentes elétricos a serem comercializados, permitindo assim, uma descentralização na produção energética no Brasil.

2. Cogeração e suas tecnologias

A definição do termo cogeração é bastante diversificada se forem consultadas as literaturas e definições legais existentes. Do ponto de vista técnico, cogeração pode ser definida como a produção de calor útil para processo e energia mecânica a partir de uma mesma fonte de energia. A energia mecânica pode ser aproveitada diretamente para acionamento de equipamentos industriais (moendas, picadores, dentre outros) ou, como é mais comum, para o acionamento de turbinas, as quais acionam geradores elétricos.

Do ponto de vista legal, no entanto, a cogeração é definida a partir de critérios de ponderação entre as parcelas térmica e elétrica geradas, tomando-se como base o conteúdo energético do combustível que lhes deu origem. Dessa forma, podem ser estabelecidos conceitos alternativos à cogeração, tais como a figura do autoprodutor e do produtor independente de energia.

2.1 Etapas do projeto de uma central de cogeração

A cogeração pode ser entendida como o uso racional da energia contida nos combustíveis, uma vez que se obtém diferentes formas de energia a partir da energia química presente nos combustíveis. As centrais de cogeração chegam a atingir níveis de rendimento térmico da ordem de 80%, aproveitando-se da evolução dos equipamentos utilizados.

Para a elaboração de uma unidade de cogeração algumas etapas devem ser seguidas. O primeiro passo é a definição da tecnologia que será utilizada e sua configuração. Parâmetros referentes às exigências do processo, tais como a demanda de energia térmica (por exemplo, temperatura, pressão e vazão) e energia elétrica são fatores importantes na seleção da configuração.

O segundo passo é a análise econômica, no qual se analisam condições como taxa interna de retorno, valor presente líquido e tempo de retorno do projeto para averiguação da viabilidade do projeto. Por último, realiza-se a análise legal e ambiental do projeto, constatando se todas as condições são atendidas e, caso necessário, adequando-o aos parâmetros que irão caracterizar a instalação como uma unidade de cogeração. A seqüência recomendada para um projeto de cogeração é representada na figura 1.

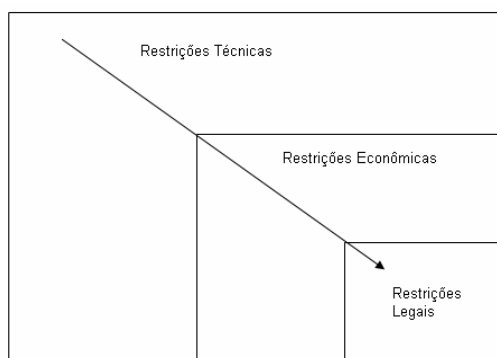


Figura 1 – Seqüência de restrições num projeto de cogeração (Balestieri, 2002)

Salienta-se que a escolha preliminar de ao menos três ou quatro configurações se faz necessário, uma vez que o afunilamento nas restrições vai eliminando as possibilidades e o enlace de uma única configuração inicial poderia nos levar, caso haja um impedimento nos passos seguintes, ao retorno à primeira etapa, causando maiores transtornos.

2.2 Ciclos de potência aplicados à indústria de celulose e papel

A indústria de papel e celulose utiliza-se de vapor superaquecido em alguns patamares de pressão para o processo nos digestores, nos sopradores, no processo de secagem e em utilidades em geral. De forma geral, os níveis de pressão estão da ordem de 1,2 MPa para os processos de alta pressão e de 0,5 MPa para os processos de média pressão.

Na atualidade, para a produção de vapor a indústria de celulose e papel emprega, na maioria das vezes, caldeiras de recuperação química. Seu emprego se dá de forma bastante intensa, uma vez que é necessária sua presença nas instalações industriais desse setor para a recuperação dos agentes de clarificação utilizados no processo de obtenção da celulose; empregam-se, ainda, caldeiras convencionais para queima de resíduos de biomassa, nas quais se utilizam sobras da matéria prima (como cascas, p.ex.) como combustível.

A maioria das unidades atuais emprega ciclos térmicos a vapor com turbinas de contrapressão, porém, para a geração de energia excedente para a comercialização, faz-se necessária a utilização de ciclos que possibilitem um maior rendimento térmico, como os ciclos de condensação e extração.

2.2.1 Ciclo a vapor de contrapressão

O ciclo a vapor de contrapressão baseia-se num ciclo de Rankine, no qual o vapor é obtido através da utilização de caldeiras de recuperação química e das caldeiras de biomassa. Após sair das caldeiras, o vapor é direcionado a uma turbina de contrapressão, onde o vapor é expandido até uma pressão acima da pressão atmosférica.

Utilizando-se deste tipo de arranjo, as unidades exclusivamente de produção de celulose alcançam índices de até 90% de geração de energia elétrica consumida; unidades de celulose e papel conseguem índices médios que variam de

45% a 60%. Já as unidades exclusivas de papel não conseguem gerar energia elétrica para consumo por utilizar-se de processos com baixos níveis de pressão, não havendo a possibilidade de utilização de turbinas para a produção de energia elétrica.

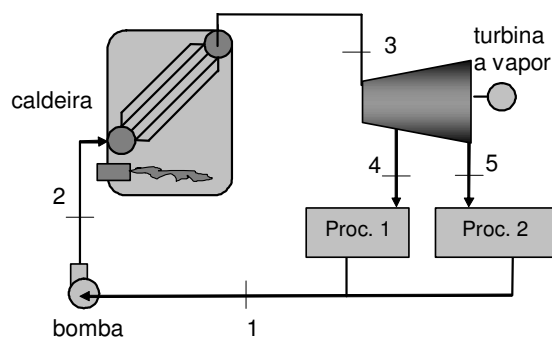


Figura 2 – Ciclo a vapor de contrapressão

As turbinas de contrapressão possibilitam a expansão do vapor até patamares de pressão condizentes com os patamares de processo, em extrações em torno da pressão de 1,2 MPa com a contrapressão em nível próximo de 0,5 MPa. Por apresentar custo de investimento inferior ao da turbina a vapor de condensação e atender de forma direta as necessidades de processo, é o ciclo mais utilizado nas indústrias de celulose e papel. Vale ressaltar que tal configuração deve estar em concordância com o contrato de compra e venda de energia elétrica entre a empresa e a concessionária, pois prevalece a necessidade de vapor e, dessa forma, a produção de energia elétrica fica atrelada às variações do processo.

2.2.2 Ciclo a vapor de condensação e extração

Este ciclo baseia-se num ciclo de Rankine com a utilização de uma turbina a vapor de condensação, a qual possibilita a expansão do vapor até pressões menores que a pressão atmosférica. Sendo assim, possibilita um maior aproveitamento da energia contida no fluido de trabalho.

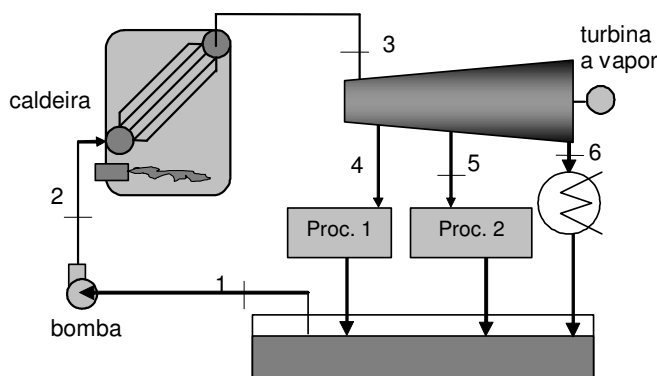


Figura 3– Ciclo a vapor de condensação e extração

Para ser suprida a necessidade de vapor para processo, são realizadas extrações de vapor nos níveis de pressão condizentes com as necessidades dos processos. A geração de energia elétrica será maior quanto maior for o fluxo de vapor expandido até pressões bem abaixo da pressão atmosférica. Sendo assim, um controle eficaz do consumo de vapor ao longo do processo é de fundamental importância para maximizar a produção de energia elétrica.

2.3 Restrições técnicas

Para a seleção do ciclo ideal para uma central de cogeração é necessário o conhecimento das curvas de demanda de energia térmica e elétrica da unidade de processo em análise. Um fator importante para a definição da configuração mais recomendada é a escolha da prioridade de atendimento. Caso o atendimento preferencial seja pelo atendimento da demanda de energia térmica, diz-se que a estratégia operacional da unidade encontra-se em *paridade térmica*. Caso o atendimento da demanda de energia elétrica seja prioritário, diz-se que o sistema operará em *paridade elétrica*. No

Brasil, a paridade térmica é a mais utilizada, uma vez que não há a disponibilidade de comercialização de energia térmica, à exceção, talvez, de pólos petroquímicos e alguns poucos exemplos de condomínios de empresas.

Outro fator importante no momento da configuração da central é a ordem de utilização da energia proveniente da queima do combustível. Se o ciclo primeiramente gerar energia mecânica para o posterior aproveitamento da energia térmica, diz-se que o ciclo opera em regime *topping*. Caso haja primeiramente o aproveitamento da energia térmica para a posterior geração de energia mecânica, têm-se o ciclo operando em regime *bottoming*.

Por último, a relação entre energia eletromecânica (E) e energia térmica (S) pode dar uma orientação de qual combinação melhor satisfaz as necessidades da planta. A tabela 1 mostra valores característicos da relação E/S de alguns ciclos elementares.

Tabela 1 – Relação E/S para alguns ciclos característicos (Cogen – Europe 2002)

Sistema	Potência Elétrica MW	Média Anual disponibilidade %	Eficiência Elétrica %		Eficiência Total %	E/S
			Carga 100%	Carga 50%		
Ciclo a vapor (turb. vapor)	0,5 - 100	90 - 95	14 - 35	12 - 28	60 - 85	0,1 - 0,5
Turb. a gás, ciclo aberto	0,1 - 100	90 - 95	25 - 40	18 - 30	60 - 80	0,5 - 0,8
Turb. a gás, ciclo fechado	0,5 - 100	90 - 95	30 - 35	30 - 35	60 - 80	0,5 - 0,8
Ciclo Combinado	4 - 100	77 - 85	35 - 45	25 - 35	70 - 88	0,6 - 2,0
Ciclo Diesel	0,07 - 50	80 - 90	35 - 45	32 - 40	60 - 85	0,8 - 2,4
Ciclo Otto	0,015 - 2	80 - 85	27 - 40	25 - 35	60 - 80	0,5 - 0,7
Célula de combustível	0,04 - 50	90 - 92	37 - 45	37 - 45	85 - 90	0,8 - 1,0
Motor Stirling	0,003 - 1,5	85 - 90	35 - 50	34 - 49	60 - 80	1,2 - 1,7

2.4 Restrições econômicas e legais

Neste quesito são analisadas a viabilidade econômica do projeto, o tempo de retorno do investimento, as condições de financiamento em órgãos de fomento e as condições de risco de contratação de financiamentos. Devem ser ainda levados em conta fatores como a disponibilidade e o preço dos combustíveis, bem como devem ser avaliados os possíveis cenários de flutuação dos mesmos a médio e longo prazo, assim como das condições cambiais, fator altamente volátil nos últimos anos no Brasil.

Para que uma unidade de cogeração possa ser beneficiada pelas concessões dos órgãos legais, é necessário que certas exigências sejam atendidas. A Resolução 21 da ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), de 21/01/2000, define relações entre a energia térmica produzida, a energia disponível no combustível e a origem do combustível.

A partir de tais definições, pode-se verificar se a planta é uma unidade cogeneradora aos olhos da lei; caso contrário, é possível avaliar-se o seu enquadramento como autoprodutora ou comercializadora independente de energia. Para que seja enquadrada na modalidade de “cogeração qualificada”, as centrais de cogeração deverão satisfazer aos requisitos de racionalidade energética dados pelas inequações abaixo (Art. 4º):

$$E_t \geq 0,15 E_c$$

$$\frac{E_e + \frac{E_t}{X}}{E_c} \geq F_c \quad (1)$$

- sendo:
- E_t - energia térmica utilizada, proveniente da central de cogeração, resultado do somatório do calor efetivamente consumido nos últimos 12 meses (MWh)
 - E_c - energia disponibilizada pelo combustível (ou combustíveis) nos últimos 12 meses (MWh), baseado no poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados
 - E_e - energia eletromecânica, resultado do somatório de trabalho e energia elétrica gerados nos últimos 12 meses (MWh)
 - X - fator de ponderação
 - F_c - fator de cogeração

Os valores de X e F_c dependem da potência instalada na central de cogeração e do combustível principal, conforme a Tabela 2 (§ 1º do Art. 4º); de acordo com o § 2º, ‘*nos casos de queima alternada ou mesclada de diferentes combustíveis, entende-se por combustível principal oriundo de “demais fontes” quando a energia disponibilizada por derivados de petróleo, gás natural ou carvão vegetal não exceder 25% da energia disponibilizada por todos os combustíveis consumidos, calculada com base no poder calorífico inferior desses combustíveis*’. Quando a unidade é

classificada como cogeneradora, podem ser obtidas vantagens fiscais na compra dos equipamentos e na estrutura tarifária para a aquisição de combustíveis, o que permite alcançar maior atratividade econômica para o projeto.

Tabela 2 – Valores de X e F_c

Potência instalada	Combustível principal			
	Derivados de petróleo, gás natural e carvão		demais fontes	
	X	F _c	X	F _c
Inferior ou igual a 5 MW	2,00	0,47	2,50	0,32
Superior a 5 MW e inferior ou igual a 20 MW	1,86	0,51	2,14	0,37
Superior a 20 MW	1,76	0,54	1,88	0,42

3. O processo *Kraft* de produção de polpa de celulose

No Brasil, a maioria das fibras de celulose é originária do *Eucalyptus*, árvore de origem australiana. Seu cultivo é largamente utilizado devido à fácil adaptação ao solo e clima brasileiro. As plantações da matéria-prima se localizam próximas à unidade de industrialização devido a razões econômicas. Ao adentrarem a unidade de produção, as toras são descascadas e picadas, gerando cavacos.

Posteriormente, os cavacos são levados aos digestores, onde são cozidos na presença do licor branco, uma solução de sulfeto de sódio (Na₂S) e soda cáustica (NaOH). O material é cozido nos digestores por um período médio de três horas a uma temperatura de 170 °C e uma pressão média de 700 kPa. Após esta etapa, o produto é lavado em sistema de contracorrente, resultando no licor negro (Velásquez, 2000).

A partir desse momento, a polpa passa por um sistema de peneiramento para a separação de matérias que não foram cozidos e, finalmente, sofre um processo de pré-branqueamento, que pode ser com oxigênio, ozônio, dióxido de cloro dentre outros. A polpa de celulose pode seguir para o processo de fabricação de papel ou ser então comercializada.

3.2 O processo de recuperação química dos produtos

Este processo tem a finalidade de recuperar produtos químicos envolvidos no processo de fabricação da celulose, através da queima do concentrado de licor negro. A recuperação é possível mediante a queima do concentrado em um equipamento chamado *Caldeira de Recuperação Química*, ou caldeira Tomlison. Com isso, pode-se efetuar a geração de vapor, o que torna o processo vantajoso do ponto de vista técnico, energético e ambiental, uma vez que o vapor é necessário ao processo produtivo e para a geração de energia eletromecânica; a recuperação química possibilita uma economia de matéria prima utilizada no processo, uma vez que recupera boa parte dos produtos químicos que compõem o licor branco. No quesito ambiental, tal processo trata um efluente industrial com alto poder de poluição, além de promover uma redução nos índices de consumo de combustíveis de origem fóssil.

Primeiramente o licor branco, que é a solução aquosa de hidróxido de sódio, NaOH, e sulfeto de sódio, Na₂S, é utilizado para o cozimento dos cavacos, que visa a separação das fibras de celulose da lignina, que está retida entre as fibras. Quando se atinge o maior grau possível de dissociação das fibras celulósicas dos materiais não aproveitáveis, o processo é interrompido. Ao atingir este ponto, o produto resultante passa por um processo de lavagem em sistema de contracorrente fechado, que resulta no licor negro. Este, por sua vez é enviado à unidade de evaporação, onde ocorre a concentração do resíduo.

Posteriormente à evaporação, o licor negro concentrado é queimado na caldeira de recuperação química, onde vapor é gerado a 4,2 MPa para o caso analisado. Os produtos desta combustão são



além do licor verde. Este novo resíduo vai para o processo de calcinação, do qual se obtém matéria-prima para o licor branco, que é o produto que será reenviado ao início do processo de obtenção das fibras de celulose. Assim temos o ciclo dos produtos químicos envolvidos no processo de fabricação da celulose.

3.3 O setor de papel e celulose no Brasil

O setor de celulose e papel é um dos grandes contribuintes para o setor de cogeração no Brasil, conjuntamente com o setor de açúcar e álcool. Segundo a Bracelpa, as unidades do setor se subdividem em:

- Categoria A, indústrias exclusivas de celulose;
- Categoria B, indústrias exclusivas de papel;
- Categoria C, indústrias de papel para fins sanitários;
- Categoria D, indústrias de fabricação de celulose e papel, também chamadas de unidades integradas;

Cada categoria tem um índice próprio de geração de eletricidade devido às características do processo. Em unidades integradas, a geração de energia elétrica chega a corresponder a 60% do total consumido enquanto nas unidades

exclusivamente de celulose atingem índices de até 85%. Já as fábricas de papel, por não possuírem resíduos aproveitáveis energeticamente, não conseguem suprir mais do que 10% do total de energia elétrica requerida (Velázquez, 2000).

Atualmente o Brasil possui 220 empresas, localizadas em 450 cidades de 16 Estados, das quais 35 exportam corriqueiramente, contando com mais de 108 mil empregados diretos. Em 2004 foram produzidos 9,6 milhões de toneladas de celulose (todos os tipos) e 8,5 milhões de toneladas de papel que geram um faturamento de R\$ 23,3 bilhões. Com esses valores, o Brasil ocupa a 11ª maior produtor de papel e o 7º maior produtor de celulose (BRACELPA 2004).

4. Estudo de caso

Este estudo de caso baseia-se numa indústria de celulose e papel, situada no interior do Estado de São Paulo. Por produzir simultaneamente celulose e papel esta se encaixa na categoria D, segundo classificação da ABTCP. Atualmente a indústria conta com duas unidades geradoras de vapor, sendo uma caldeira de biomassa e uma caldeira de recuperação química. A capacidade total de produção de vapor superaquecido é de 26,4 kg/s (95 t/h) a uma pressão média de 4,3 MPa e a uma temperatura média 440 °C.

Para a produção de energia elétrica, a unidade conta com duas turbinas, sendo a primeira de contrapressão (Turbina 1) e extração e a segunda puramente de contrapressão (Turbina 2). Os dados técnicos relativos a tais equipamentos encontram-se disponível na tabela 3.

Tabela 3– Dados técnicos referentes às turbinas a vapor existentes na empresa

Equipamento	Turbina 1	Turbina 2
Potência (kW)	7900/8600	3400
Pressão de admissão (MPa)	4,2 ~ 4,5	4,5
Temperatura de admissão (°C)	420 ~ 450	450
Rotação (rpm)	8000	6000
Consumo máximo de vapor (t/h)	85	Não disponível
Extração máxima a 1200 kPa (t/h)	38,25	Não possui

A configuração básica da unidade está apresentada na Fig. 4, onde se observa o coletor de alta pressão que distribui o vapor para as turbinas e, quando necessário, retransmite-o, através de uma válvula redutora de pressão, ao coletor de média pressão. O coletor de média pressão recebe o vapor extraído da turbina a 1,2 MPa, do qual é distribuído para os sopradores e digestores. Já o coletor de baixa pressão recebe o vapor de escape da turbina a 500 kPa, em média. Deste coletor, o vapor é enviado para os processos de celulose, evaporadores e papel, além do vapor utilizado para processos auxiliares.

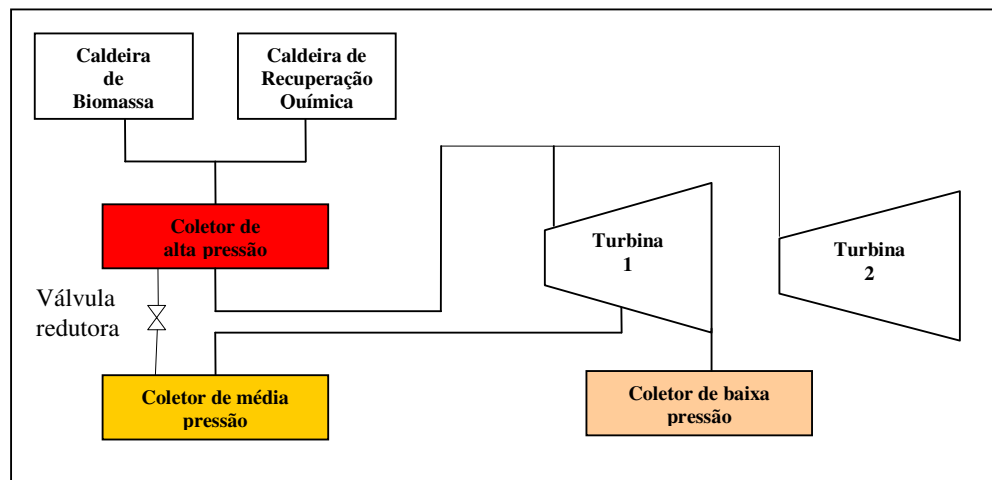


Figura 4 – Configuração atual da unidade

Atualmente, somente a turbina 1 encontra-se em operação devido a constantes falhas e paradas na unidade 2, a qual é acionada somente em ocasiões de emergência. Neste cenário, a empresa consegue uma produção de energia elétrica da ordem de 60% do total consumido. Para tal, há um consumo de pouco mais de 19,83 kg/s de vapor.

5.1 Disponibilidade de vapor e seleção do equipamento

A partir das informações técnicas dos equipamentos e da condição operacional típica da unidade de produção de vapor e sistema de geração de potência (Fig. 5), foi possível realizar um balanço de energia sobre a central de utilidades da empresa. Assim, obtiveram-se valores de produção de vapor de 22,8 kg/s de vapor superaquecido a 4,1 MPa e 425 °C pelo conjunto das caldeiras. Da totalidade de vapor produzido, 19,8 kg/s são expandidos na turbina 1, gerando 7111 kW de potência elétrica, e o restante é repassado para o coletor de média pressão. Também foi verificado o consumo de combustível em ambas as caldeiras, da ordem de 3,55 kg/s de lixo (PCI de 12540 kJ/kg) e 4,2 kg/s de resíduos (PCI de 11035 kJ/kg).

Com base nesses dados, verificou-se o rendimento da geração de energia elétrica e o rendimento global do sistema, para os quais se obtiveram valores de 7,82% e 59,62%, respectivamente. Em tal situação, a unidade não se encaixa como uma unidade de cogeração.

Na turbina 1, uma vazão de 8,9 kg/s de vapor a 1,2 MPa é extraída e direcionada ao coletor de média pressão, onde se encontra com o vapor que não foi expandido na turbina, o que resulta numa totalidade de 11,9 kg/s de vapor. Para os processos de média pressão, são disponibilizados 9 kg/s de vapor, restando cerca de 3 kg/s de vapor de média pressão, o qual possui um potencial de geração elétrica da ordem de 1200 kW se expandido até condições de condensação.

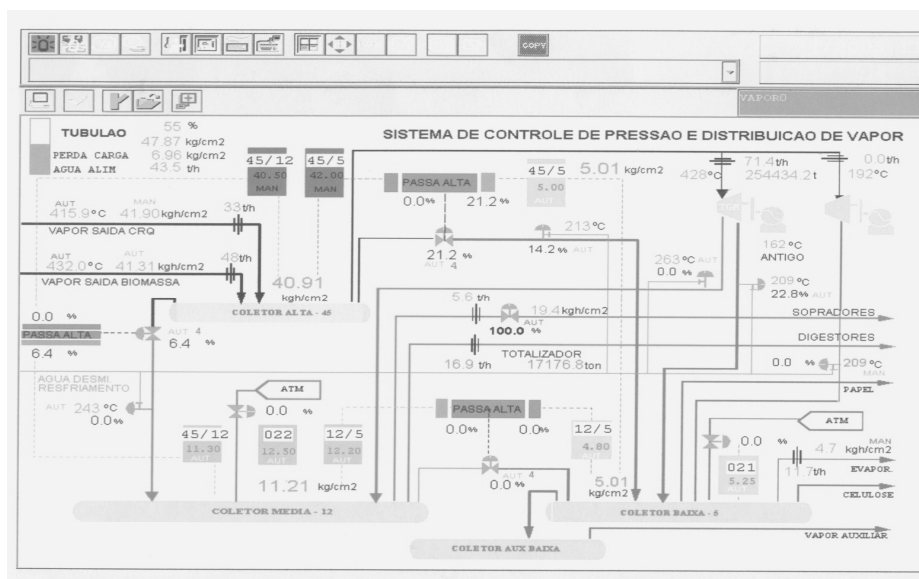


Figura 5 - Fluxograma da condição típica de operação

Foi realizado um estudo acerca do cenário de máxima produção de vapor pelas caldeiras, o que resultaria numa produção de 26,4 kg/s de vapor nas mesmas condições já citadas. Com isso, a turbina 1 poderia receber a vazão máxima de vapor (23,6 kg/s), gerando uma potência elétrica da ordem de 8500 kW, com uma extração de 10,6 kg/s de vapor a 1,2 MPa. Considerando os 2,8 kg/s de vapor que não seriam encaminhados à turbina 1, somados ao vapor extraído que não seria utilizado em processo, tem-se uma disponibilidade de pouco mais de 7,0 kg/s de vapor, oferecendo um potencial de geração elétrica da ordem de 2830 kW. Sendo assim, o potencial total da unidade chega a 11330 kW, atingindo assim a auto-suficiência em energia elétrica, uma vez que a potência requerida pela unidade encontra-se nesta ordem de grandeza.

Para a proposição de uma configuração que permitisse utilizar a disponibilidade energética prevista com a expansão da unidade de celulose, foi realizada uma cotação de turbinas a vapor. Em conformidade com as expectativas de aumento de produção a partir da ampliação da unidade de produção de celulose e pela aquisição de mais uma unidade geradora de vapor, considerou-se a seleção de uma turbina a vapor de condensação e extração que tivesse como capacidade máxima de consumo de vapor da ordem de 13,8 kg/s, com admissão do vapor a 4,3 MPa e 430 °C. Para as condições propostas, foram obtidas duas alternativas, as quais são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Descrição das turbinas a vapor sugeridas para o projeto

Características	Modelo 1	Modelo 2
Temperatura de admissão (°C)	430	430
Pressão de admissão (MPa)	4,1	4,1
Extração (kg/s)	5 a 3 kPa para aquecimento do condensado	45% da vazão para os coletores MP e BP
Potência (kW)	10000	7000
Custo (R\$ 1.000.000,00)	5,55	6,20

5.2 Análise econômica do projeto

Para que o projeto possa ser implementado, faz-se necessário que seja aprovado em relação aos quesitos econômicos de rentabilidade e retorno do capital investido. Primeiramente, foram calculados os custos associados ao combustível necessário para a geração da parcela extra de vapor. O custo da biomassa foi variado dentro de uma faixa de 0,007 (segundo Shchaeffer e Szkelo, 2001) a 0,014 US\$/kg (segundo Rodrigues, Walter e Faaij, 2003). Sendo assim, o custo da biomassa, para a cotação do dólar de R\$ 2,20, ficou entre R\$ 2.122.695,00 a R\$ 4.245.390,00.

Para a aquisição dos equipamentos, consideraram-se as condições para empréstimo a partir do BNDES (Banco Nacional de Desenvolvimento Social), com uma taxa de juros baseada na TJLP (Taxa de Juros a Longo Prazo), taxa essa vigente para financiamentos nesta instituição de fomento. A parcela anualizada para a quitação do investimento junto ao banco para cada modelo será de:

$$A_1 = 1.454.737,00 \text{ R\$/ano para o modelo 1;}$$

$$A_2 = 1.625.112 \text{ R\$/ano para o modelo 2.}$$

Outro fator a ser considerado na análise econômica de uma central de cogeração é o custo da energia de *back-up*. Esta tarifa refere-se ao custo da energia adquirida pela unidade no momento em que ela estiver parada, ou seja, a unidade consumirá energia da rede e não fornecerá excedente para a venda. Essa tarifa representa um tipo de “multa” da concessionária, uma vez que ela possui contrato de compra de excedente com a empresa. Segundo Melo (2002), o valor da energia de *back-up* tem um custo de até 137% do valor da energia comercializada normalmente. Este custo seria da ordem de 2.811.370,00 R\$/ano.

Os demais dados para a análise econômica seriam a economia gerada pelo fato de não ser mais necessária a compra de energia elétrica e a receita oriunda da comercialização da energia elétrica excedente. O custo da energia adquirida da rede de distribuição da concessionária local é de 139,36 R\$/MWh, e o preço de venda da energia excedente foi assumido como sendo de 104,39 R\$/MWh (CPFL, 2005).

Na Tabela 5 são apresentados os valores totalizados para a análise dos dois modelos de turbinas considerados na avaliação, bem como se apresentam a Taxa Interna de Retorno e o Valor Presente Líquido para cada situação a partir de uma análise que levou em conta um fluxo de caixa referente a 20 anos e taxa de juros anuais de 9,75%.

Para a composição dos cenários de análise, consideraram-se os seguintes fluxos de caixa:

- F_{11} : turbina de condensação Modelo 1 com custo menor para a biomassa
- F_{21} : turbina de condensação Modelo 1 com custo maior para a biomassa
- F_{12} : turbina de condensação Modelo 2 com custo menor para a biomassa

A combinação do segundo modelo de turbina na situação do maior custo do combustível (F_{22}) não é disponibilizada na Tabela 5 por não alcançar atratividade econômica na avaliação realizada.

Tabela 5 – Dados referentes à análise econômica

	Cenário 11	Cenário 12	Cenário 21
Custo do combustível(R\$/ano)	2.122.695,00	2.122.695,00	4.245.390,00
Parcela Anualizada do investimento (R\$/ano)	1.454.737	1.454.737	1.625.112
Energia de <i>back-up</i> (R\$/ano)	2.811.370	2.811.370	2.811.370
Energia economizada (R\$/ano)	3.010.176	3.010.176	3.010.176
Comercialização de energia (R\$/ano)	6.096.376	6.096.376	3.591.016
Taxa interna de retorno alcançada (% a.a.)	32	14	10
Valor presente líquido (R\$)	13.771.529,38	1.507.471,05	R\$ 79.999,03

5.3 Análise legal

A análise da central de geração do ponto de vista institucional consistiu em verificar se, nas novas condições operacionais decorrentes da expansão da unidade de celulose, a mesma poderia ser caracterizada legalmente como cogeneradora. Em caso positivo, a mesma poderia fazer uso de certas vantagens legais, bem como participar da comercialização de energia elétrica no mercado atacadista com tal qualificação.

Ao realizar-se a verificação referente à Resolução 21 da ANEEL, referente à regulamentação de centrais de cogeração, observou-se que a restrição térmica é alcançada com a inclusão de quaisquer das turbinas de condensação consideradas. Para a observância da segunda inequação, consideraram-se as adições de potência elétrica correspondentes a cada um dos modelos apresentados de turbinas de condensação e extração, bem como a parcela adicional de combustível que deverá ser consumida para a operação do novo equipamento. Em ambos os casos, não se configuram como satisfatórias as inequações, uma vez que o aumento no consumo de combustíveis renováveis é significativamente maior que o adicional de potência elétrica gerado.

A partir das análises realizadas, a empresa pode ser qualificada como produtora independente de energia tomando por base a turbina a vapor modelo 1, com taxa interna de retorno variando entre 14 e 32 % a.a., de acordo com os custos

máximo e mínimo considerados para a biomassa, caso seja do seu interesse comercializar o excedente eventualmente produzido na nova condição de projeto.

Os cálculos referentes à análise legal, contudo, não levam em consideração a expansão da capacidade produtiva; conseqüentemente, não foi considerado o incremento de energia térmica que o processo consumiria. Neste cenário futuro, provavelmente a unidade caracterizar-se-ia como uma central de cogeração baseada no amparo legal, podendo assim desfrutar dos incentivos oferecidos pelo Estado.

6. Conclusões

Em relação à escolha de qual das duas possibilidades a ser adotada (conjunto 1 combinado com o menor custo de combustível ou o segundo conjunto, desde que o valor do combustível seja bem próximo do menor valor), deve-se levar em conta o seguinte aspecto: o primeiro conjunto não oferece a oportunidade de flexibilidade em relação à disponibilidade de vapor para processo, nos patamares de pressão de 1,2 MPa e 500 kPa, uma vez que esta se trata de uma turbina puramente de condensação, com extração de vapor somente para o aquecimento da água do ciclo; já a segunda opção, mesmo apresentando menor atratividade econômica, com valor de TIR na casa dos 10% e VPL de R\$80.000,00, aproximadamente, pode oferecer disponibilidade de até 25 t/h de vapor nos patamares de pressão de processo, possibilitando assim, uma maior expansão da capacidade produtiva da unidade e, conseqüentemente, aumentando a possibilidade de maiores ganhos com o produto principal da referida indústria.

Sendo assim, a opção por qual dos dois modelos a ser adotado deve-se pautar nos aspectos econômico e produtivo. Caso a unidade tenha interesse em adentrar ao comércio de energia elétrica, visando ampliar seu leque de negócios, deve-se optar pelo primeiro conjunto. Já se a unidade primar pela manutenção de ramo único de atuação, a segunda opção de conjunto é mais viável pelos fatores supracitados.

Outro aspecto a salientar em relação à escolha das configurações é o custo da energia de *back-up*. O custo anual de tal tarifa supera o patamar de R\$ 2,8 milhões, valor considerável no contexto do projeto em análise. Caso a unidade não se interesse em adentrar no mercado de energia elétrica e sim conseguir a sua auto-suficiência energética, mantendo apenas um vínculo com a concessionária, a segunda opção é a mais recomendável, uma vez que garante disponibilidade de vapor e auto-suficiência energética.

7. Referências

- Balestieri, J. A. P. **Cogeração geração combinada de eletricidade e calor**. ed. Florianópolis: da UFSC, 2002. 279p.
- COGEN EUROPE. **Educogen**: 2nd., 2001. 176p. Disponível em: <http://www.cogen.org/downloadableas/project/EDUCOGEN_Tool.pdf>. Acesso em: 26 set. 2003.
- BRACELPA - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE PAPEL E CELULOSE. O setor Brasileiro de Papel e Celulose, 2004. Disponível em <http://www.bracelpa.org.br>. Acesso em: 07/09/2005.
- COMPANHIA PAULISTA DE FORÇA E LUZ. Taxas e Tarifas 2005. Disponível em http://agencia.cpfl.com.br/portal-servicos/paulista/taxas_tarifas.asp. Acesso em 02/12/2005
- Schaeffer, R., Szklo, A.S. Future electric power technology choices of Brazil: a possible conflict between local pollution and global climate change. *Energy Policy*, v. 29, n. 5, p. 355-369, 2001.
- Rodrigues, M., Walter, A., Faaij, A. Co-firing of natural gas and Biomass gas in biomass integrated gasification/combined cycle systems. *Energy*, v. 28, n. 11, 2003, pp. 1115-1131, 2003.
- Melo, A.C.G. et.al. Pricing energy back up contracts of thermal plants in hydrothermal systems. Sevilha, Espanha. 14th PSCC (Sessions 15, Paper 5) 5p. 2.002. Disponível em: <<http://www.psc02.org/papers/s15p05.pdf>>. Acesso em: 02/12/2005
- Velásquez, S.M.S.G. A cogeração de energia no segmento de papel e celulose: contribuição à matriz energética do Brasil. Dissertação (Mestrado em Energia). São Paulo, Programa Interunidades de Pós Graduação, Universidade de São Paulo. 2000.

TECHNICAL, ECONOMIC AND LEGAL ANALYSIS FOR INSTALLING A CONDENSING STEAM TURBINE IN A PULP AND PAPER INDUSTRY

Rafael Rodrigues Terra Neto

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá. Av. Ariberto Pereira da Cunha 333, Pedregulho. Guaratinguetá – SP.
terra_net@yahoo.com.br

José Antônio Perrella Balestieri

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá. Av. Ariberto Pereira da Cunha 333, Pedregulho. Guaratinguetá – SP.
perrella@feg.unesp.br

Rubens Alves Dias

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá. Av. Ariberto Pereira da Cunha 333, Pedregulho. Guaratinguetá – SP.
rubdias@zipmail.com.br

Abstract

In this paper, a technical, economic and institutional analysis for the installation of a condensing steam turbine in a pulp and paper industry is presented. The data relative to the existing steam generating system was identified. A technical analysis was developed by using the basic tools of Thermodynamics. In the sequence, the economic and institutional analyses were developed based on steam turbines costs of a national manufacturer. It was considered the energetic needs of a future capacity expansion of the pulp and paper industry taken as a case study for selecting the steam turbines, and consequently the availability of steam to be expanded in the turbines.

Keywords: Cogeneration, Energy Efficiency, Economic feasibility.

APPLICATION OF GENETIC, GRADIENT, AND HYBRID OPTIMIZATION STRATEGIES TO A REFERENCE COGENERATION SYSTEM: A COMPARATIVE STUDY

Ricardo de Sá Padilha

Department of Mechanical Engineering/COPPE/UFRJ, CP 68503, CT, Rio de Janeiro, RJ, 21945-970, Brazil
rpadilha@olimpico.com.br

Marcelo José Colaço

Department of Mechanical Engineering/IME, Praça General Tiburcio, 80, Rio de Janeiro, RJ, 22290-270, Brazil
colaco@ime.eb.br

Manuel Ernani Cruz

Department of Mechanical Engineering/COPPE/UFRJ, CP 68503, CT, Rio de Janeiro, RJ, 21945-970, Brazil
manuel@mecanica.coppe.ufrj.br

Abstract. *The thermoeconomic optimization and improvement of energy systems is an engineering area of intense recent research. Many different methodologies have been developed, however the need for more efficient techniques remains. Genetic algorithms are relatively easy to code and robust, i.e., will less likely stop at local optima, but they tend to be computationally expensive. Gradient methods are effective optimization strategies, however they require the calculation of derivatives, which is not always possible. Hybrid methods, on the other hand, attempt to combine the efficiency of gradient methods with the robustness of genetic algorithms. In this paper we present the implementation of three different approaches for the mathematical optimization of a reference cogeneration system. The first strategy is based on genetic operators. The second strategy is the BFGS (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno) gradient method. The third method is hybrid, and is a combination of the previous two strategies. The coded algorithms are applied to the benchmark CGAM cogeneration problem. A comparative analysis of the generated results reveals the advantages and disadvantages of each method, and sheds light on the issue of the selection of algorithms to be used in the optimization and improvement of energy systems.*

Keywords. *genetic operators, gradient methods, hybrid methods, optimization, energy systems.*

1. Introduction

Modern design of energy systems must consider efficient utilization of natural energy resources, reduced harms to the environment, and sustainable development (Rosen and Dincer, 2001). A large number of techniques for energy systems design optimization have been developed worldwide in the past two decades (Tsatsaronis, 1993; Donatelli, 2002; Vieira, 2003; Frangopoulos, 2003). The field of exergoeconomics (Lozano and Valero, 1993; Bejan et al., 1996) can address environmental issues, reveal the cost formation process of system products, and aid system optimization. In Brazil, research in exergoeconomics has been done on the evaluation and interpretation of different cost partition methodologies (e.g., Antunes and Silveira, 1999; Balestieri et al., 1999; Cerqueira and Nebra, 1999; Donatelli et al., 2000; Gallo and Gomes, 2003; Júnior and Arriola, 2003), and on exergoeconomic optimization techniques (e.g., Donatelli, 2002; Vieira, 2003; Ferreira and Balestieri, 2003; Colombo et al., 2004; Vieira et al., 2004, 2005, 2006). To evaluate and compare different exergoeconomic methodologies, C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero, and M. von Spakovsky have proposed the optimization of the CGAM five-component cogeneration system as a benchmark problem (Tsatsaronis, 1994), which gained wide acceptance thereafter.

On the one hand, it is a fact that exergoeconomics provides insights to system optimization (Bejan et al., 1996). On the other hand, to actually perform exact system optimization, the application of a mathematical optimization technique is ultimately required. An optimization procedure can be carried out by formulating the optimization problem for the thermal system with the thermodynamic balance equations and the component model equations as constraints (Jaluria, 1998; Arora, 2004). Furthermore, these equations must be explicit, and the involved variables must be treated together with the decision variables, thus significantly increasing the dimension of the problem. Recently, Vieira et al. (2004, 2005, 2006) developed techniques which integrate optimization algorithms with a process simulator, such that the thermodynamic constraints are dealt with by the program. In any case, a carefully selected optimization algorithm should be employed, such that the whole optimization task is accomplished efficiently. In fact, even for dealing with the relatively simple CGAM cogeneration system, tens of variables are required; note that the number of variables rapidly increases as the system becomes more complex, as in real energy production systems.

To aid the selection of an efficient optimization method applicable to an energy system, in this paper we effect a comparative study with three different approaches: genetic, gradient, and hybrid (Padilha, 2006). Genetic algorithms are relatively easy to code and robust, i.e., will less likely stop at local optima, but they tend to be computationally

expensive. Gradient methods are effective optimization techniques, however they require the calculation of derivatives, which is not always possible, and they are strongly dependent on the initial guess, mainly when the problem has many local optima, as energy systems. Hybrid methods, on the other hand, attempt to combine the efficiency of gradient methods with the robustness of genetic algorithms. Here, specifically, we present the implementation of three different approaches for the mathematical optimization of a reference cogeneration system. The first approach is based on genetic operators. The second approach is the BFGS (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno) gradient method. The third approach is hybrid, and is a combination of the previous two methods. The coded algorithms are applied to the benchmark CGAM cogeneration problem. A comparative analysis of the generated results reveals the advantages and disadvantages of each method, and sheds light on the issue of the selection of algorithms to be used in the optimization and improvement of energy systems (Vieira, 2003; Vieira et al., 2004, 2005, 2006).

2. The CGAM Problem

As noted in the Introduction, in this paper we apply three different optimization methods to solve the benchmark CGAM problem (Tsatsaronis, 1994). The problem consists in the optimization of a reference cogeneration system, for which the thermodynamic, physical, and economic models are given. The equations of the thermodynamic and physical models are well-known, and are given in detail by Tsatsaronis (1994) and Vieira (2003); therefore, they will not be repeated here. Such equations, together with the system physical limits, represent the equality and inequality restrictions of the optimization problem. The CGAM problem, though small-scale, is typical of energy systems optimization, in that it is nonlinear, and has an objective function which does not behave smoothly over all the design domain.

The CGAM system, shown in Figure 1, is a cogeneration system that produces fixed amounts of electrical power and saturated steam. The electricity production is 30 MW, and the saturated steam mass flow rate at 20 bar is 14 kg/s. The CGAM system consists of the following 5 components: air compressor, air preheater, combustor, gas turbine, and heat recovery steam generator (HRSG). The combustor fuel is natural gas with a lower heating value of 50000 kJ/kg.

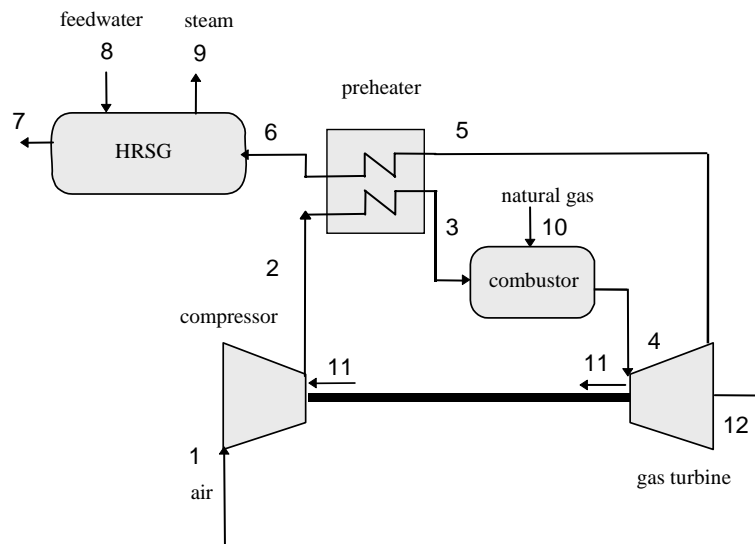


Figure 1. The CGAM cogeneration system (HRSG is the heat recovery steam generator).

The selected decision variables for the optimization problem are the air compressor pressure ratio, R_c , the compressor and turbine isentropic efficiencies, respectively η_{AC} and η_{GT} , the temperature of the air at the inlet to the combustion chamber, T_3 , and the temperature of the combustion gases at the inlet to the gas turbine, T_4 . The restrictions on (i.e., the ranges which establish the limiting values for) the decision variables are: $7 \leq R_c \leq 27$; $0.7 \leq \eta_{AC} \leq 0.9$; $0.7 \leq \eta_{GT} \leq 0.9$; $700 \text{ K} \leq T_3 \leq 1100 \text{ K}$; $1100 \text{ K} \leq T_4 \leq 1500 \text{ K}$.

To evaluate costs of an energy system, one should consider the capital investment cost, the operation and maintenance costs, and the fuel cost. For the CGAM problem, because it serves as a reference for comparison of different optimization methodologies, a simplified economic model is assumed, based on the capital recovery factor, CRF (Tsatsaronis, 1994; Bejan et al., 1996). In this model, the total capital investment, TCI (\$), of a system is given by the sum of all the purchased-equipment costs, PEC (\$), of the components of the system multiplied by a factor β , as given by

$$TCI = \sum_k TCI_k = \sum_k \beta PEC_k = \beta \sum_k PEC_k = \beta PEC, \quad (1)$$

where $k = 1, \dots, NK$ denotes the k^{th} component, and NK is the total number of system components. The purchased-equipment cost of each component of the CGAM system is shown in Table (1). The symbols \dot{m}_a , \dot{m}_g and \dot{m}_s (kg/s) represent, respectively, the air, combustion products, and steam mass flow rates, U (kW/(m²·K)) is the overall heat transfer coefficient, $LMTD$ (K) is the log mean temperature difference, and \dot{Q} (kW) is the heat transfer rate.

Table 1. Equations for the purchased-equipment costs of the components of the CGAM system.

Compressor (AC)	$PEC_{AC} = \left(\frac{39.5\dot{m}_a}{0.90 - \eta_{AC}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$
Combustion chamber (CC)	$PEC_{CC} = \left(\frac{25.6\dot{m}_a}{0.995 - (P_4/P_3)} \right) [1 + \exp(0.018T_4 - 26.4)]$
Turbine (GT)	$PEC_{GT} = \left(\frac{266.3\dot{m}_g}{0.92 - \eta_{GT}} \right) \ln \left(\frac{P_4}{P_5} \right) [1 + \exp(0.036T_4 - 54.4)]$
Air preheater (APH)	$PEC_{APH} = 2290 \left(\frac{\dot{m}_g (h_5 - h_6)}{U(LMTD)} \right)^{0.6}, U = 0.018 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$
HRSG (PH – water preheater; EV – evaporator)	$PEC_{HRSG} = 3650 \left[\left(\frac{\dot{Q}_{PH}}{(LMTD)_{PH}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{EV}}{(LMTD)_{EV}} \right)^{0.8} \right] + 11820\dot{m}_s + 658\dot{m}_g^{1.2}$

The capital recovery factor, CRF , is given by

$$CRF = \frac{i(1+i)^l}{(1+i)^l - 1}, \quad (2)$$

where i and l are the interest rate and the useful system life, respectively. The fuel cost rate (\$/h) is given by

$$\dot{C}_F = c_F \dot{m}_F LHV, \quad (3)$$

where c_F (\$/kJ), \dot{m}_F (kg/h) and LHV (kJ/kg) represent, respectively, the specific cost, the mass flow rate and the lower heating value of the fuel.

The total cost rate is the sum, on a rate basis, of the capital investment cost, the operation and maintenance costs, and the fuel cost; in fact, the total cost rate is the objective function, OF (\$/h), to be minimized when solving the CGAM problem, and is written as (Tsatsaronis, 1994; Bejan et al., 1996)

$$OF = \sum_{k=1}^{NK} \dot{Z}_k + \dot{C}_F = \frac{\left(\sum_{k=1}^{NK} CRF(1+\gamma)TCl_k \right)}{\tau} + c_F \dot{m}_F LHV, \quad (4)$$

where τ is the amount of hours that the system operates in one year, and γ is the maintenance factor. The values prescribed for the parameters of the economic model are: $\beta = 1$, $i = 12.7\%$, $l = 10$ years, $\tau = 8000$ hours and $\gamma = 0.06$.

In Table (2), the optimal values for the decision variables and objective function of the CGAM problem, taken from Tsatsaronis (1994), are shown.

Table 2. Optimal values for the decision variables and objective function of the CGAM problem (Tsatsaronis, 1994).

	R_c	η_{AC}	T_3 (K)	η_{GT}	T_4 (K)	OF (\$/h)
Optimal value	8.5234	0.8468	914.28	0.8786	1492.63	1303.23

3. The Genetic Algorithm

The mathematical optimization methods that are based on the ideas of populational genetic evolution are derived from the seminal work by John Holland, who published the book “Adaptation in Natural and Artificial Systems” in 1975 (Holland, 1975). Since then, many variants of the original idea have been studied and applied successfully to different areas of knowledge. Generally, methods which attempt to mimic biological mechanisms are termed evolutionary methods.

In the genetic algorithm – GA – that we implement (Padilha, 2006), each iteration (generation) works with a set of possible solutions to the problem at hand, here the CGAM problem. Each of these solutions (individuals) have been real-coded in a vector (chromosome) composed by the five decision variables (genes) of the problem: R_c , T_3 , T_4 , η_{GT} , and η_{AC} . Each individual is associated with a fitness (aptitude) value, which for the CGAM problem corresponds to the value of the objective function (total cost rate, \$/h). In this manner, the individuals who are best fit in a population are the ones, who possess the lower values of the total cost rate; thus, after the evolution of some generations, at the end of the optimization process, the fittest individual constitutes the problem optimal solution.

The basic idea of the current algorithm is represented in Figure 2. Initially, a population is generated randomly. Next, the selection operator chooses, arbitrarily and not considering their fitness, two individuals of the population, who are designated as potential parents, i.e., who will possibly mate.

A real number in the interval [0,1) is then drawn from a uniform probability density function, so as to verify whether or not the mating of the potential parents will occur. If the number falls outside the range for crossover, defined through an input probability of occurrence of a crossover, the parents will pass directly on to the new population without any alteration. In the opposite case, the crossover operator is applied to generate two descendants or children. The crossover operator consists in a combination of genes (decision variables) of the parents passing on to the descendants. The main objective of the occurrence of crossover is to promote the evolution of the population, leading to individuals who are more fit, and to munition the optimization procedure with a certain degree of convergence.

After the action of the crossover operator, another real number in the interval [0,1) is drawn from a uniform probability density function, this time to verify whether or not an arbitrary alteration in the genetic material of the new individuals of the population will take place. If the number falls inside the range for mutation, defined through an input probability of occurrence of a mutation, the mutation operator is applied. The mutation operator consists in the alteration of some of the genes of the generated descendants, resulting in new individuals different from the original. Mutation introduces diversity in the population, and permits the GA to escape from stagnation pressures. The mutation operator equips the GA with a solution search potential in all of the design domain, thus enabling the algorithm to escape from local minima.

The two fittest individuals among the generated descendants and their parents are then selected as members of the population of the new generation. The algorithm proceeds with the selection-crossover-mutation sequence, promoting the evolution of the population along the generations, until a prescribed stopping criterion is satisfied. The criterion establishes when an individual is found, whose fitness is sufficiently close to the optimum of the objective function.

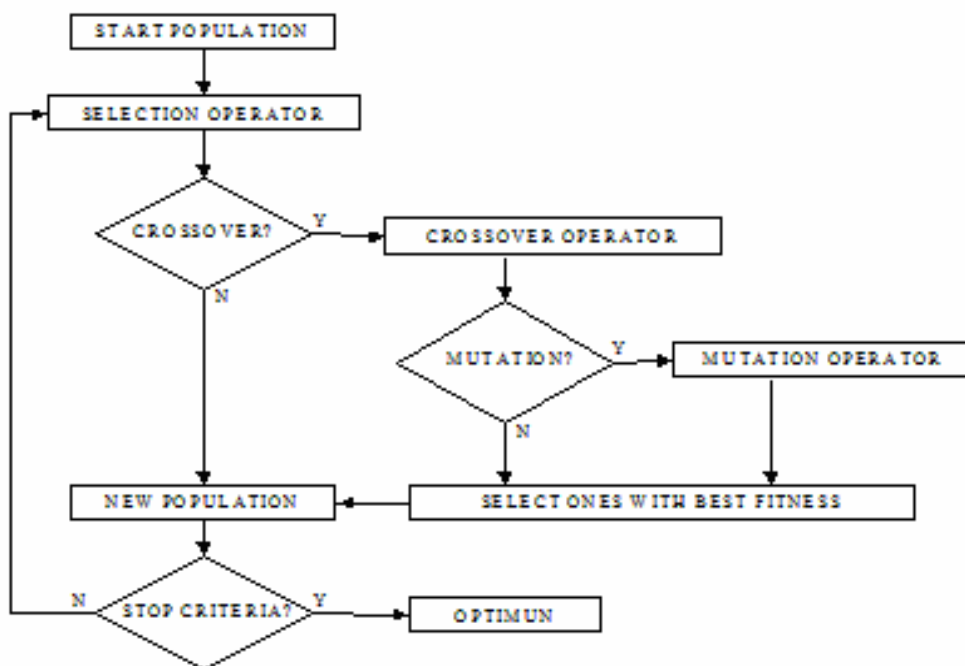


Figure 2. Schematic of the genetic algorithm.

4. The BFGS Gradient Method

The BFGS (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno) Method is classified as a quasi-Newton method. These kinds of methods try to calculate the Hessian appearing in the Newton-Raphson method in a manner that does not involve second order derivatives. Usually they employ approximation for the Hessian based only on first order derivatives. Thus, they have a slower convergence rate than the Newton-Raphson method, but they are computationally faster.

As in Colaço et al. (2005, 2006), let us define a new matrix \mathbf{H} , which is an approximation to the inverse of the Hessian as

$$\mathbf{H}^k \cong \left[\mathbf{D}^2 U(\mathbf{x}^k) \right]^{-1} \quad (5)$$

where $\mathbf{D}^2 U(\mathbf{x})$ is the Hessian (matrix of 2nd order derivatives).

Thus, the quasi-Newton methods follow the general iterative procedure given by (Colaço et al., 2006)

$$\mathbf{x}^{k+1} = \mathbf{x}^k + \alpha^k \mathbf{d}^{k+1} \quad (6)$$

where the direction of descent is given by

$$\mathbf{d}^{k+1} = -\mathbf{H}^k \nabla U(\mathbf{x}^k) \quad (7)$$

The matrix \mathbf{H} for the BFGS method is iteratively calculated as (Fox, 1971)

$$\begin{aligned} \mathbf{H}^k &= \mathbf{H}^{k-1} + \mathbf{M}^{k-1} + \mathbf{N}^{k-1} \quad \text{for } k = 1, 2, \dots \\ \mathbf{H}^k &= \mathbf{I} \quad \text{for } k = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

where \mathbf{I} is the identity matrix. Note that, for the first iteration, the quasi-Newton method starts as the Steepest Descent method.

Note that, since the matrix \mathbf{H} is iteratively calculated, some errors can be propagated and, in general, the method needs to be restarted after certain number of iterations (Fox, 1971). Also, for this method, the matrices \mathbf{M} and \mathbf{N} are calculated as

$$\mathbf{M}^{k-1} = \left(\frac{1 + (\mathbf{Y}^{k-1})^T \mathbf{H}^{k-1} \mathbf{Y}^{k-1}}{(\mathbf{Y}^{k-1})^T \mathbf{d}^{k-1}} \right) \frac{\mathbf{d}^{k-1} (\mathbf{d}^{k-1})^T}{(\mathbf{d}^{k-1})^T \mathbf{Y}^{k-1}} \quad (9)$$

$$\mathbf{N}^{k-1} = - \frac{\mathbf{d}^{k-1} (\mathbf{Y}^{k-1})^T \mathbf{H}^{k-1} + \mathbf{H}^{k-1} \mathbf{Y}^{k-1} (\mathbf{d}^{k-1})^T}{(\mathbf{Y}^{k-1})^T \mathbf{d}^{k-1}} \quad (10)$$

Figure 3 shows schematically the iterative procedure for the BFGS optimization method (Colaço et al., 2006).

5. The Hybrid Genetic-BFGS Method

The purpose of the hybrid algorithm of this work (Padilha, 2006) is to couple the robustness of the genetic algorithm, which visits all of the search domain of the problem at hand, with the optimization efficiency of the BFGS gradient method, which has a fast speed of convergence (i.e., a relatively small number of required iterations), and is easy to implement and adjust. The coupling also permits, that the hybrid algorithm looks for optimal solutions (through the BFGS) without getting stuck in local minima (through the GA). Similar works are available in the literature (<http://www.ads.tuwien.ac.at/research/HybridOptimization/>; see also the discussion and references in Colaço et al., 2005, 2006), however they utilize different hybrid schemes, involving the coupling of various types of evolutionary algorithms with the BFGS and other methods.

The present hybrid strategy consists, first, in the generation of a population, and, next, in the evolution of the population through the GA, as described in section 3 and shown in Figure 2. However, at the end of each generation (iteration), only the standard deviation of the aptitudes (objective function values) of the newly generated population individuals is evaluated. If the standard deviation reaches a prescribed minimum value, the fittest individual (i.e., the one with the best aptitude, or the lowest value for the objective function) of this population is passed on (as an initial

guess) to the BFGS method. This condition on the standard deviation indicates that (members of) the population should already be in the vicinity of an optimal value for the objective function, and it is expected that the BFGS engine will reach it with less effort than the GA.

In this way, the fittest individual now serves as an initial point, \mathbf{x}^0 , for the BFGS method, and the optimization then proceeds as described in section 4 and shown in the diagram of Figure 3. After convergence is reached in the BFGS step, the improved individual returns to the population. Once again, optimization through the GA is (re)initialized, to search for a new region which might contain an individual with a better aptitude than previously encountered. The hybrid algorithm evolves in this manner, commuting back and forth between the GA and the BFGS, until a prescribed stopping criterion is satisfied.

The parameters originally adjusted for the GA and the BFGS schemes are kept for the hybrid method. The new parameters introduced with the hybrid algorithm are the minimum standard deviation of the population aptitude at the end of each generation of the GA, and the maximum number of commutations between the GA and the BFGS. Of course, it is expected that working values for these parameters should vary from problem to problem. For the CGAM problem tackled in this work, the values adopted for the minimum standard deviation and the maximum number of commutations are, respectively, 10^{-3} and 1 (see discussion in Padilha, 2006).

Separate tests conducted to adjust the various parameters indicate that the minimum standard deviation is directly related to the stopping criterion of the search through the GA (Padilha, 2006). Values for the standard deviation of the population aptitude that are too low, induce a large number of generations in the GA before the hybrid method commutes to the BFGS engine. In these cases, it is verified that the BFGS, in general, can only find better values for the aptitude in the first few iterations. By the same token, subsequently, the GA cannot evolve, because the standard deviation of the aptitude is already less than the minimum prescribed. In this case, the commutations between the GA and the BFGS do not have any beneficial effect, they only increase the number of evaluations of the objective function. On the other hand, values for the standard deviation of the population aptitude that are too high, may induce failure of the BFGS engine, because the initial point may lie in a non-smooth region of the search domain. The use of varying values for the standard deviation in the course of the evolution of the hybrid algorithm might be a way to circumvent this problem, i.e., to perform the commutations in an optimal way.

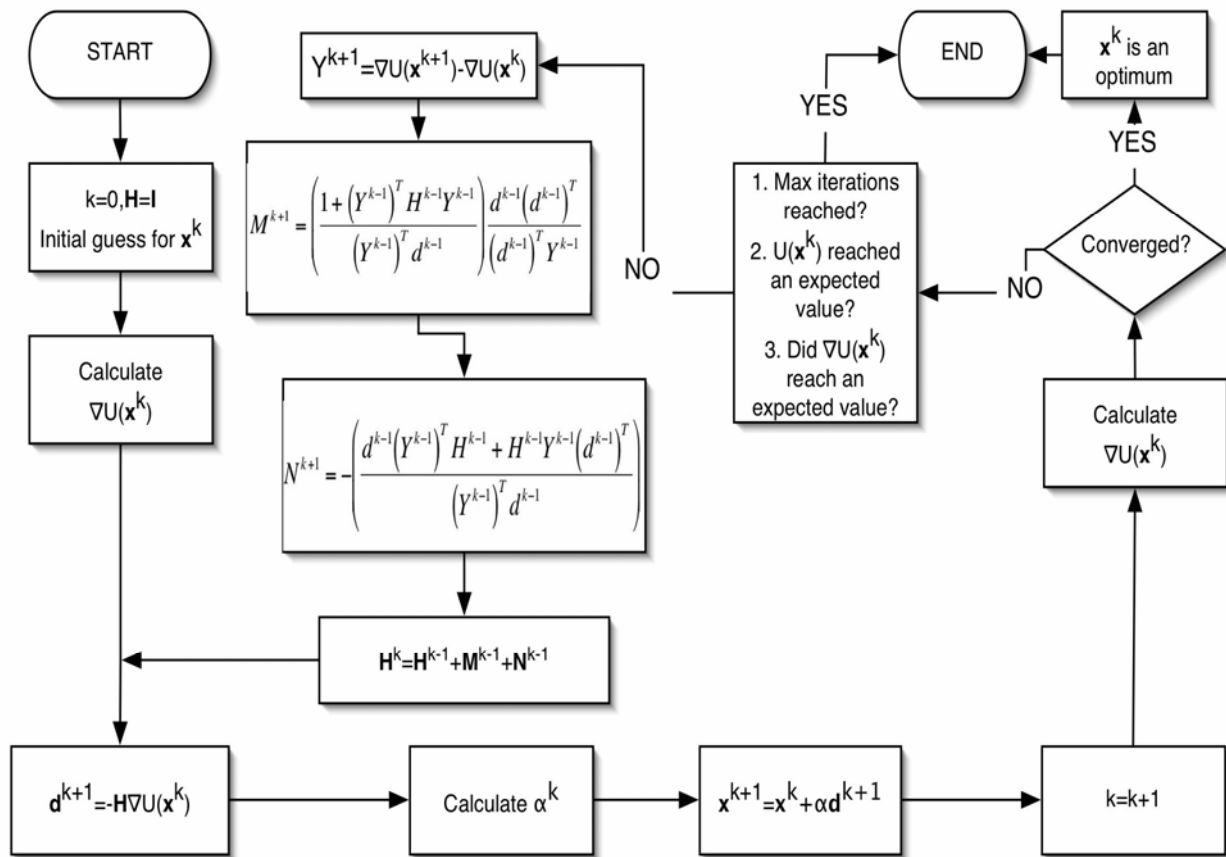


Figure 3. Schematic of the iterative procedure for the BFGS method (Colaço et al., 2006).

6. Results and Analysis

In this section we present, for each of the three different optimization approaches described earlier, the results obtained for the decision variables, objective function, number of iterations, N_{IT} , and number of evaluations of the objective function, N_{OF} , when we solve the CGAM problem. The methods that we employ, genetic, BFGS, and hybrid, are designated as GA, BFGS, and HM, respectively. Our results are presented in Table (3) together with the corresponding reference values, denoted CGAM (Tsatsaronis, 1994), taken from Table (2). For each method, we also present in the table the relative difference δ_{OF} , defined as

$$\delta_{OF} = \frac{|OF - OF_{CGAM}|}{OF_{CGAM}} \times 100\% . \quad (11)$$

In Table (3) we observe that the values obtained for the objective function using the GA and HM approaches essentially coincide with the reference value, being off by no more than a relative difference of 0.037%, which is negligible for engineering purposes. However, the HM is a bit more efficient in terms of number of function evaluations required. Also, the values obtained for the decision variables are generally satisfactory (see discussion in Vieira (2003) and Vieira et al. (2006) regarding deviations in the optimal values of decision variables); the better values are obtained, again, with the GA and HM approaches. The BFGS presents the worst value for the objective function, however it is the fastest approach. As expected, the main disadvantage of the GA is the computational time (proportional to N_{OF}), the largest of the three.

In general, it is fair to conclude that the HM and GA approaches lead to satisfactory results, the former having presented itself as the most promising of the three. Because of the high frequency of discontinuities in the domain of the nonlinear CGAM problem, and the likely large number of local minima, the BFGS does not perform well. Thus, the performance of the HM is somewhat contaminated by that of the BFGS. The latter fact, together with the non-optimal commuting scheme, explain the modest improvement of the HM with respect to the GA: 8% less computational effort. Overall, of the three methods, the HM has turned out to be the best, albeit requiring some effort to adjust the control parameters of the two coupled methods (GA and BFGS). It is also expected that the HM can be further improved, by considering different coupling schemes.

Table 3. Results for the CGAM optimization problem using genetic, BFGS, and hybrid methods.

Results \ Methods	GA	BFGS	HM	CGAM	
Decision variable	R_c	8.9073	11.9898	8.9073	8.5234
	η_{AC}	0.8454	0.8513	0.8434	0.8468
	T_3 (K)	908.46	877.64	908.46	914.28
	η_{GT}	0.8795	0.8856	0.8802	0.8786
	T_4 (K)	1487.94	1493.02	1487.94	1492.63
OF (\$/h)	1303.67	1322.48	1303.71	1303.23	
δ_{OF} (%)	0.034	1.48	0.037	0	
Number of OF evaluations, N_{OF}	3891	1591	3580	-	
Number of iterations, N_{IT}	9	7	9	-	

7. Acknowledgements

Manuel Cruz gratefully acknowledges the support of CNPq (Grants 500086/2003-6 and 471801/2004-6) and FAPERJ (Grant Cientista do Nosso Estado E-26/151.961/2004), and the helpful comments of Dr. Leonardo Vieira from CEPTEL/RJ.

8. References

- Antunes, J. S., and Silveira, J. L., 1999, "Cogeração em Ciclos Combinados: Um Programa Computacional para Análise Exergoeconômica", Proceedings of the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering – COBEM 1999, Águas de Lindóia, SP, Brazil.
- Arora, J. S., 2004, "Introduction to Optimum Design", second edition, Elsevier Inc., Amsterdam, Netherlands.

- Balestieri, J. A. P., Nogueira, L. A. H., Nebra, S. A., Júnior, S. O., and Gallo, W. L. R., 1999, “Metodologias para Análise de Sistemas Energéticos – Mesa Redonda, Simpósio 1: Análise de Sistemas Energéticos”, Proceedings of the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering – COBEM 1999, Águas de Lindóia, SP, Brazil.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M., 1996, “Thermal Design and Optimization”, John Wiley & Sons, Inc., New York, NY.
- Cerqueira, S. A. G., and Nebra, S. A., 1999, “Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 40, pp. 1587-1597.
- Colaço, M. J., Dulikravich, G. S., Orlande, H. R. B., and Martin, T. J., 2005, “Hybrid Optimization with Automatic Switching Among Optimization Algorithms”, in *Evolutionary Algorithms and Intelligent Tools in Engineering Optimization*, Wit Press/Computational Mechanics.
- Colaço, M. J., Orlande, H. R. B., and Dulikravich, G. S., 2006, “Inverse and Optimization Problems in Heat Transfer”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. XXVIII, No. 1, pp. 1-24.
- Colombo, M., Hernández, M. R., and Silveira, J. L., 2004, “Una Estrategia Híbrida para la Optimización Termoeconómica de Sistemas de Cogeneración”, Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT, Paper CIT04-0661, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
- Donatelli, J. L. M., 2002, “Structural and Parametric Optimization of Cogeneration Systems Utilizing Superstructures” (in Portuguese), Doctoral Thesis, COPPE/Federal University of Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
- Donatelli, J. L. M., Vieira, L. S. R., and Cruz, M. E. C., 2000, “Avaliação Exergoeconômica Comparativa de Acondicionadores Primários de Plantas de Cogeração”, *Anais do VIII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas – ENCIT 2000*, Porto Alegre, RS, Brazil, Paper S04P12, pp. 1-10.
- Ferreira, E. M., and Balestieri, J. A. P., 2003, “Exergoeconomic Optimization of Refrigeration Systems”, Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM, Paper 0042, São Paulo, SP, Brazil.
- Fox, R. L., 1971, “Optimization Methods for Engineering Design,” Addison-Wesley Publishing Company.
- Frangopoulos, C. A., 2003, “Methods of Energy Systems Optimization”, OPTI_Energy Summer School: Optimization of Energy Systems and Processes, Gliwice, Poland, June 24-27.
- Gallo, W. L. R., and Gomes, C. M., 2003, “Exergoeconomic Analysis of a Combined Cycle with Industrial Cogeneration”, Proceedings of the 16th Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impacts of Energy Systems – ECOS 2003, Copenhagen, Denmark.
- Holland, J. H., 1975, “Adaptation in Natural and Artificial Systems”, The University of Michigan Press, Ann Arbor, MI.
- Jaluria, Y., 1998, “Design and Optimization of Thermal Systems”, McGraw-Hill, New York, NY.
- Júnior, S. O., and Arriola, D. W. G., 2003, “Tetra-combined Trigeration System Energy and Thermoeconomic Analysis,” Proceedings of the 16th Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impacts of Energy Systems – ECOS 2003, Copenhagen, Denmark.
- Lozano, M. A., and Valero, A., 1993, “Theory of the Exergetic Cost”, *Energy, The International Journal*, Vol. 18, No. 9, pp. 939-960.
- Padilha, R. S., 2006, “Optimization of a Reference Cogeneration System Using Gradient, Evolutionary and Hybrid Methods: A Comparative Study” (in Portuguese), Master Thesis, COPPE/Federal University of Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
- Rosen, M. A., and Dincer, I., 2001, “Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development”, *Exergy, an International Journal*, Vol. 1, No. 1, pp. 3-13.
- Tsatsaronis, G., 1993, “Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems”, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 19, No. 3, pp. 227-257.
- Tsatsaronis, G. (guest editor), 1994, “Special Issue, Invited Papers on Exergoeconomics”, *Energy, The International Journal*, Vol. 19, No. 3, pp. 279-381.
- Vieira, L. S. R., 2003, “Iterative Exergoeconomic Model for the Improvement of Complex Thermal Systems Integrated with a Professional Process Simulator” (in Portuguese), Doctoral Thesis, COPPE/Federal University of Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
- Vieira, L. S., Donatelli, J. L. and Cruz, M. E., 2004, “Integration of an Iterative Methodology for Exergoeconomic Improvement of Thermal Systems with a Process Simulator”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, No. 15-16, pp. 2495-2523.
- Vieira, L. S., Donatelli, J. L. and Cruz, M. E., 2005, “Integration of a Mathematical Exergoeconomic Optimization Procedure with a Process Simulator: Application to the CGAM System”, *Engenharia Térmica (Thermal Engineering) - RETERM*, Vol. 4, No. 2, pp. 163-172.
- Vieira, L. S., Donatelli, J. L. and Cruz, M. E., 2006, “Mathematical Exergoeconomic Optimization of a Complex Cogeneration Plant Aided by a Professional Process Simulator”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 5-6, pp. 654-662.

10. Copyright Notice

The authors are the only responsible for the printed material included in their paper.

HEAT EXCHANGER DESIGN BASED ON ECONOMIC OPTIMIZATION.

Antonio C. Caputo

University of L'Aquila, Faculty of Engineering, Monteluco di Roio 67100, Italy
caputo@ing.inivaq.it

Marcello P. Pelagagge

University of L'Aquila, Faculty of Engineering, Monteluco di Roio 67100, Italy
pelmar@ing.inivaq.it

Paolo Salini

University of L'Aquila, Faculty of Engineering, Monteluco di Roio 67100, Italy
salini@ing.inivaq.it

Abstract. Owing to the wide utilization of heat exchangers in industrial processes their cost minimization is an important target for both designers and users. Traditional design approaches are based on iterative procedures which assume a configuration and gradually change design parameters until a satisfying solution is reached which meets the design specifications. However, such methods, besides being time consuming, do not guarantee the reach of an optimal solution. In this paper a procedure for optimal design for shell and tube heat exchangers is proposed which utilizes a genetic algorithm to minimize the total discounted cost of the equipment including the capital investment and pumping related annual energy expenditures. In order to verify the performances of the proposed method four case studies are also presented showing that total cost reductions greater than 15% are feasible respect traditionally designed exchangers.

Keywords. Heat exchangers, economic optimization, genetic algorithm

1. Introduction

When designing a heat exchanger usually a reference configuration of the equipment is chosen relying on experience or expert advice, and values of the design variables are defined based on the design specifications and the assumption of several mechanical and thermodynamic parameters. This implies a verification of the designer's choices and is typically based on iterative procedures involving many trials in order to finally meet design specifications with a reasonable design. At the end of this process a compromise solution between pressure drops and thermal exchange performances will result. In fact, the traditional heat exchanger design approach is to choose a geometric configuration, fix an allowable pressure drop value and choose the sizing parameters in order to have a satisfactory heat exchange coefficient leading to a suitable utilization of the heat exchange surface meeting the heat duty.

However, this kind of approach despite being well proven has some significant drawbacks. Firstly it is rather time consuming while manually performing the computation iterations is quite tedious, although several software tools helping in applying the above cited procedure are available on the market. Furthermore, it may be not effective as the obtained solution gives no guarantee of proper economic performances because no cost criteria are accounted for. Considering the functional importance and widespread utilization of heat exchangers in process plants, the minimum cost design of this kind of equipment is thus an important objective for designers. In this respect, being the investment cost dictated by the heat transfer area, which is constrained by the allowed overall heat transfer coefficient, it follows that marginal cost reduction opportunities exist as far as the investment cost is concerned. In fact, the convective heat transfer coefficient is scarcely sensible to variation in flow velocity (it depends approximately from $Re^{0.6}$) and can be hardly improved by changing the design parameters. On the contrary, cost minimization may be sought through a reduction of pressure drop which impacts on operating expenses. In fact, pumping losses are highly responsive to changes in flow velocity being dependent on $Re^{1.8}$. This is quite relevant as the minimization of energy related expenses is critical in the optic of energy savings and resources conservation.

In the literature, attempts to automate and optimise the heat exchanger design process have been proposed from a long time, and the problem is the subject of ongoing research because better performing solution methods are still being searched. The proposed approaches vary in the choice of the objective function, in the adopted exchanger design procedure, in the number and kind of sizing parameters utilized and the numerical optimisation method employed.

In order to contribute to a solution to this problem, in this paper a methodological approach aimed at defining an optimal heat exchanger design through a minimization of total heat exchange-related costs is proposed.

In the paper after a critical review of the past approaches to this problem an optimal design method is discussed by choosing a proper cost function, a robust exchanger design procedure, a comprehensive set of design variables, and an effective optimisation algorithm resorting to evolutionary computation techniques based on genetic algorithms. Genetic algorithms, in fact, proved to be very effective in solving combinatorial optimisation problems.

The proposed method, starting from the user defined specifications, enables to directly define the heat exchanger configuration and sizing details by concurrently determining the values of the optimal design parameters able to meet the specification at the minimum total discounted cost. In the paper following a detailed description of the proposed

method and the implemented solution algorithm, some application examples are also presented in order to assess the capabilities of the method.

2. Literature review

The problem of heat exchanger design optimization has attracted the attention of researcher from several decades. Therefore, a vast amount of literature has accumulated. The proposed approaches mainly differ in the following aspects:

- the kind of heat exchanger structure considered,
- the adopted exchanger design procedure,
- the number and kind of sizing and optimisation parameters utilized,
- the choice of the objective function,
- and the numerical optimisation method employed.

With reference to the configuration of heat exchange equipment most research works focus on shell-and-tube exchangers. However, alternative configurations have also been examined such as air cooled cross flow exchangers (Hedderich et al., 1982), and plate heat exchangers (Wang and Sunden, 2003). Bignardi et al. (1990) instead considered exchangers operating with organic fluids.

As far as the heat exchanger sizing procedures are concerned one both finds in the literature methods based on the logarithmic mean temperature difference approach as well as the NTU-efficiency method (Eryener, 2006). However, adopted sizing methods consist usually in simplified procedures based on reference textbooks approaches (Kern, 1950, Rosenhow and Hartnett, 1973, Shah and Bell, 2000, Hewitt, 1998) rather than detailed computer based methods currently utilized in industry. Passing to the optimisation variables considered, most works aim towards the simultaneous selection of several design parameters values at once, while some authors focus on the effects of choosing a single parameter. As an example of this latter case Saffar-Avval and Damangir (1995) determine general correlations for determining optimum baffle spacing. Their work is expanded also by Khalifeh Soltan et al. (2004) and Eryener (2005) through interesting parametric analyses. As far as the objective function is considered, most authors consider the sum of capital investment related to the heat transfer area, and energy related costs connected to pumping losses. However some authors consider only pumping costs (Mott et al., 1972), capital investment (Ramananda Rao et al., 1991), while others assume entropy generation as the objective function to be minimized (Bejan et al., 1995; Johannessen et al., 2002, Sun et al., 1993). Even the ratio of performances to cost has been analysed (Kovarik, 1989). With reference to the employed numerical optimisation method, a large number of techniques have been proposed starting from Lagrangian multipliers or gradient-based techniques and arriving to artificial-intelligence based methods.

However, many of the adopted methods are often affected by some limitations and none is completely general. They may require a high number of iterations or may get stuck in local minima. Often the adopted numerical method is deeply connected and affected by boundary conditions, and only allows a limited number of optimisation variables to be acted upon. Furthermore, a large number of fixed parameters values to be assumed limits the degree of freedom in pursuing optimal design solutions thus making rather stiff and constrained the overall design process.

In particular, Fax and Mills used Lagrange multipliers (Fax and Mills, 1957) as well as Unuvar and Kargici (2004) and Kovaric (1989). Palen et al. (1974) utilized the so called Complex method which asks for several feasible initial designs to be available before starting the optimisation and use six geometrical parameters. Fontein and Wassink (1978) adopted the simplex method, while Afimiwala (1976) utilized various non linear programming methods. Geometric programming was proposed by Paul (1982) and Radhakrishnan et al. (1980). Buzek and Podkanski (1996) examined the problem of optimizing series of heat exchangers. Parametric analysis methods were instead utilized by Janssen (1969), Ramananda Rao et al. (1991), Eryener (2006), Poddar and Polley (2000). Passing to newer optimization techniques, Chauduri et al. (1997) adopted simulated annealing also including vibration constraints. Genetic algorithms have demonstrated to be an effective approach utilized by several researchers in recent times (Babu and Mohiddin, 1999; Babu and Munawar, 2000; Selbas et al., 2006; Tayal et al., 1999).

3. Proposed approach

In this work a computational procedure for shell-and-tube heat exchangers design optimisation is presented based on the minimization of the total discounted cost of owning and operating the heat exchanger including capital investment and pumping losses. The proposed solution procedure utilizes a genetic algorithm for minimizing the objective function. At present the procedure excludes heat transfer with phase change.

The procedure includes the following steps:

- Estimation of the exchanger heat transfer area based on the required duty and other design specification assuming a set of design variables values;
- Evaluation of the capital investment, operating cost, and the objective function;
- Utilization of the optimisation algorithm to select a new set of values for the design parameters;
- Iteration of the previous steps until a minimum of the objective function is found.

The entire process is schematised in Figure 1.

Design specification indicate the heat duty of the exchanger, and are given by imposing the mass flow rates of the two fluids, as well as the inlet and outlet temperatures of the fluids shell side T_{is} , T_{os} , and tubeside, T_{it} , T_{ot} .

Fixed parameters assigned by the user are the tubesheet patters (triangular or square), the number of tubeside passages (1, 2, 4...), and the thermophysical properties of both fluids.

The optimisation variables, with values assigned iteratively by the optimisation algorithm, are the following; shell diameter D_s , tube diameter d_o , baffles spacing B , tubes length L , tubes pitch P_t .

Based on the actual values of the design specifications and the fixed parameters, and on the current values of the optimisation variables, the exchanger design routine determines the values of the shell side and tubeside heat exchange coefficients h_{shell} , h_{tube} , the overall heat transfer coefficient U and the exchanger area S , the number of tubes N_t , and the tubeside and shellside flow velocities v_s and v_t , thus defining all constructive details of the exchanger satisfying the assigned thermal duty specifications. The computed values of flow velocities and the constructive details of the exchanger structure are then used to evaluate the pressure losses and the objective function. The optimisation algorithm based on the value of the objective function updates the trial values of the optimisation variables which are then passed to the design routine to define a new constructive solution of the heat exchanger. The process is iterated until a minimum of the objective function is found or a prescribed convergence criterion is met.

In the following, the heat exchanger design procedure is detailed as well the structure of the objective function. In the next section details are instead provided about the genetic algorithm optimisation routine. Finally some application examples are presented in order to assess the capabilities of the proposed method.

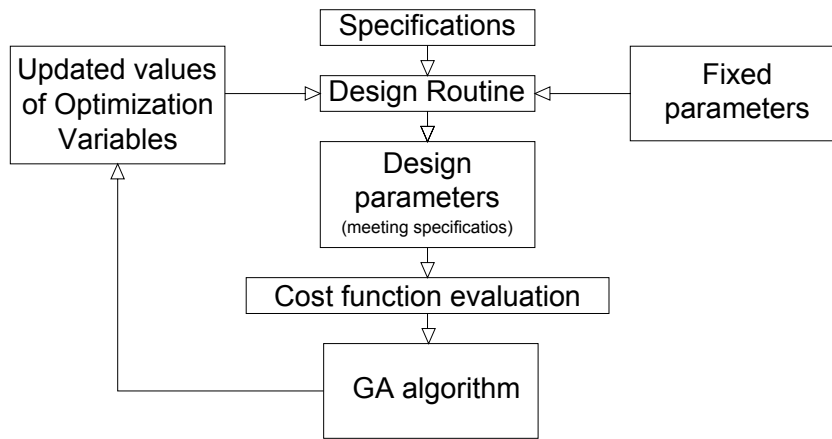


Figure 1: Proposed optimisation algorithm

3.1 Heat exchanger design procedure

The adopted design procedure is based on the mean logarithm temperature difference approach.

According to this method the heat exchange surface area is computed resorting to the following equation

$$S = \frac{Q}{U \cdot \Delta T \cdot F} \quad (1)$$

being Q the required heat duty, F the temperature difference corrective factor which is architecture-dependent and available from TEMA rules for the specified exchanger configuration, U the overall heat-transfer coefficient and ΔT the mean logarithm temperature difference resulting from specifications. The heat transfer coefficient is computed as a function of the shell side and tube side convective coefficients including the fouling resistances R_{foul} and neglecting the tube wall thermal resistance.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{shell}} + R_{foul,shell} + R_{foul,tube} + \frac{1}{h_{tube}}} \quad (2)$$

where the tubeside heat transfer coefficient h_{tube} is computed assuming the well known Sieder and Tate turbulent internal flow correlation (valid for $Re > 10000$),

$$h_t = \frac{\lambda}{d_0} \cdot 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3)$$

being λ the walls thermal conductivity, Re the Reynolds number, Pr the Prandtl number, d_0 is the tube diameter, μ_t and μ_w the fluid viscosity computed at the bulk and wall temperatures. The shell side heat transfer coefficient h_{shell} is instead computed resorting to Kern's formulation related to segmental baffled shell and tube exchangers.

$$h_s = \frac{\lambda}{D_e} \cdot 0.36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4)$$

being D_e the shell hydraulic diameter computed as

$$D_e = \frac{4 \cdot (Pt^2 - \pi d_0^2 / 4)}{\pi d_0} \quad (5)$$

and utilized also for calculating Reynolds number.

The values of fouling coefficients are assigned from literature data based on fluid type and operating temperature.

The number of tubes is then computed from

$$N_t = C \cdot \left(\frac{D_s - 0.02}{d_0} \right)^z \quad (6)$$

where constants C and z are defined according to the number of passes and tubes arrangement as described in detail in the literature (Selbas et al., 2006).

Finally, the flow velocities are computed as follows:

$$v_t = \frac{m_t}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot \rho_t} \cdot \frac{n}{N_t} \quad (7)$$

$$v_s = \frac{m_s}{a_s \cdot \rho_s}; \quad a_s = \frac{D_s \cdot B \cdot Cl}{P_t}; \quad Cl = P_t - d_0 \quad (8)$$

where m_t is the tubeside mass flow rate, n is the number of tubes passages, d_0 is the tube diameter, ρ_t the tube side fluid density, m_s the shell side mass flow rate, ρ_s the shell side fluid density, D_s the shell diameter, B the baffles spacing, Cl the clearance.

3.2 Objective function calculation

The objective function has been assumed as the total cost C_{TOT} (€) sum of the investment cost C_I (€) and the discounted annual operating costs deriving from pumping losses C_O (€/yr)

$$C_{TOT} = C_I + C_O \cdot d_f = C_I + C_{OSD} \quad (9)$$

where d_f is the discount factor (i.e. the uniform series present worth factor)

$$d_f = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (10)$$

being i the discount rate (%/yr) and n the exchanger life (yr) and C_{OSD} (€) is the sum of discounted operating costs. Therefore, the total cost is a function of thermo-physical G_t , economical G_e , flow related G_c and geometrical G_d parameters, i.e. $C_{TOT} = f(G_t, G_e, G_c, G_d)$.

The capital investment C_I (€) is computed as a function of the exchanger surface adopting Hall's correlation (Taal et al., 2003)

$$C_I = a_1 + a_2 S^{a_3} \quad (11)$$

being $a_1=10000$, $a_2=324$ and $a_3=0.91$ for exchangers made with stainless steel for both shell and tubes.

The annual operating cost C_O is instead computed as

$$C_O = H C_E P \quad (12)$$

being H the annual operating hours (hr/yr), C_E (€/Wh) the energy cost, P (W) the pumping power.

The pumping power is assumed proportional to the sum of shellside and tubeside pressure drops (Kern, 1950)

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{m_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) \quad (13)$$

being η the mechanical efficiency, ρ_t and ρ_s the tubeside and shellside flow density, while m_t and m_s respectively the tubeside and shellside mass flow rates and ΔP_t and ΔP_s the tubeside and shellside pressure drop.

In turn, the tubeside pressure drop is computed as sum of pressure drop inside the straight tubes and the elbows

$$\Delta P_t = \Delta P_{tube\ length} + \Delta P_{tube\ elbow} = \frac{f_t L \cdot n \cdot \rho_t \cdot v_t^2}{2 \cdot \phi_t \cdot d_0} + \frac{4 \cdot n \cdot \rho_t \cdot v_t^2}{2} \quad (14)$$

where $f_t = 0.316 \cdot Re_t^{-0.25}$ valid for ($2300 < Re < 70000$) is the friction factor, L is the tube length, n is the number of tubes passages, ρ_t is the fluid density, v_t the flow velocity, and $\phi = (\mu_t/\mu_w)$.

The shellside pressure drop is instead

$$\Delta P_s = \frac{f_s \cdot L \cdot D_s \cdot \rho_s \cdot v_s^2}{B \cdot D_e \cdot \phi_s \cdot 2} \quad (15)$$

where $f_s = e^{0.576-0.19 \ln(Re_s)}$ is the friction factor, D_s the shell diameter, D_e the shell hydraulic diameter, L the tubes length and B the baffle spacing.

4. Optimization algorithm

To carry out the above described optimisation procedure a genetic algorithm (GA) has been selected. GA is a stochastic global search method that mimics the process of natural biological evolution (Goldberg, 1989). It operates on a population of individuals representing candidate solutions to the problem and applies the principle of survival of the fittest to produce better performing individuals in subsequent evolutionary generations of the examined population. At each generation, individuals are selected according to their level of fitness and then are bred together. This process leads to the creation individuals better suited to their environment than their parents.

GAs show a number of advantages respect other optimisation techniques making this method suitable for combinatorial optimisation problems even of large size as in this case (Rardin, 1998). They examine a population of solution in parallel instead of evaluating a single solution at a time. GAs do not require any information on the derivative of the objective function (as happens in gradient methods) and the sole value of the objective function influences the direction of the search. Finally, GAs can give a certain number of potentially optimal solutions, and the final choice can be demanded to the user. This characteristic can be important when a problem has a group of optimal solutions, as happens in multi-objective optimization. The first step of GA is the creation of initial population: a certain number of individuals are randomly created so as to start the optimisation process. The individual of a population is a string of bits coding the characteristic of the individual itself. In this case the individual represents a candidate heat exchanger configuration satisfying the design specifications. Then, for each individual its cost is computed, and subsequently the calculation of the fitness function is performed. The fitness function indicates the quality of the single individual with respect to the entire population. In this case, an individual whose cost is less than the average cost has a fitness function higher than the average. Subsequent step is the selection process which consists in creating couples of individuals who will generate offsprings once the desired number of offsprings per generation has been fixed. This implies at first determining for each individual a probability of reproducing which is proportional to the value of its fitness function, and subsequently picking the couples of individuals for reproduction, also known as *sampling*, in a number able to produce the required number of offsprings. This is carried out resorting to proper selection algorithms. The successive phase is the creation of the new generation of individuals.

The new generation is composed by:

1. the best individuals copied from the previous generation
2. new individuals randomly generated
3. new individuals obtained by crossover recombination of the selected individuals of the previous generation
4. mutant individuals.

Copy of the previous generation best individual enables to maintain the best result reached so far. Random generation of new individuals enables to maintain the genetic variety, because such individuals are absolutely independent from the best individual of the present generation, and this enables to overcome local minima. Recombination of individuals to create offspring enables to reproduce the best features of existing individuals into new individuals. The last option is the mutation of some individuals. Mutation is the process which changes a part of an individual to create a new individual, different from the original. The purpose of the mutation process is to examine a wider range of solutions in order to maintain the genetic variety.

When the number of generations reaches the selected limiting value or a specified convergence criterion is met the iterative process is terminated and the resulting best individual represents the desired solution, which complies with the constraints at the lowest cost.

A flow chart of the adopted GA method is shown in figure 2.

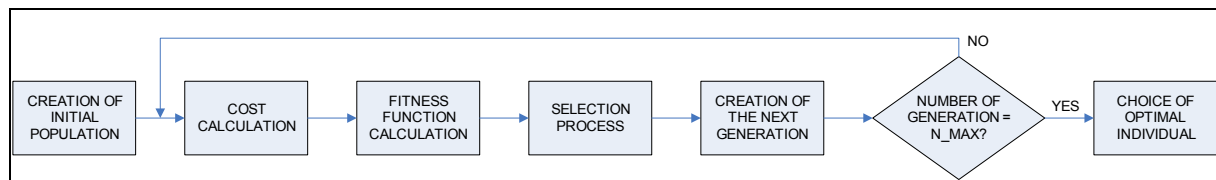


Figure 2

5. Numerical implementation of optimization method.

To perform computations, the described design optimisation procedure has been implemented in MATLAB GA toolbox. As known, GAs do not allow to know if the optimal solution or simply a sub-optimal, although very good, solution has been reached. Therefore, it is very important that the GA parameters are set at values allowing the system to perform satisfactorily while containing the computation time. In particular, main parameters to be fixed are the number of individuals (“PopulationSize”) and the number of generations (“Generations”).

To test stability and robustness of the implemented method several sample runs of the program were carried out changing the setting parameters of the GA, obtaining always comparable results. At the end of the experimentation phase the following values of the setting parameters were chosen. The adopted maximum number of generations was 500 although convergence was always obtained in maximum twenty generations. Figure 3 shows two examples of the convergence process. The convergence criterion was to stop iterations when the value of the objective function changed less than 10^{-5} €. The population was composed of 20 individuals. The two best individuals were copied from one generation to the successive. The crossover percentage was 70%, while the mutation process involved all individuals less those subject to crossover and the best individuals copied from the previous generation.

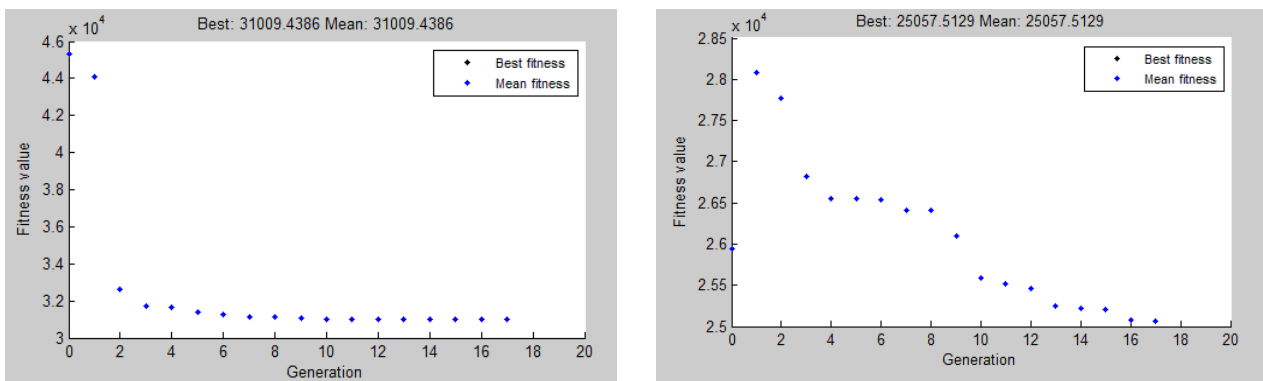


Figure 3

6. Analysis of case studies

In order to test the effectiveness of the described optimisation method it has been applied to a number of literature case studies in order to have reliable reference sizing data to be compared. The experimental campaign involved four different types of exchangers which were chosen as representative of a wide range of possible applications. In particular the following test cases were considered.

Two cases of large heat exchangers

Case 1: kerosene – crude oil exchanger, duty 1.5 MW

Case 4: distilled water-water exchanger, duty 2.1 MW

Two cases of medium sized heat exchangers

Case 2: organic fluid-water exchanger, duty 645 kW

Case 3: distilled water – raw water, duty 464 kW

For each case the design specifications were fed to the optimisation algorithm and the resulting design data were compared with the design solution given by the referenced author, also comparing the investment (C_I), the sum of discounted annual operating costs (C_{OSD}) and the total discounted cost (C_{TOT}) of the original solution versus the one obtained by the GA optimisation method. The appendix supplies the detailed design data of the GA solution and the percentage variations respect the original design for sake of comparison.

Case 1: kerosene-crude oil exchanger. This case study was taken from Kern (1950, page 151). The design specifications are shown in Table 1. The original design assumed an exchanger with four passages tube side and one passage shell side. The same architecture has been retained in the GA approach. Table 2 shows original sizing data.

Table 1

Case 1	Mass flow	T input	T output	ρ	Cp	μ
	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kg/m ³]	[J/kg K]	[Pa s]
Shell side	5,52	199	93	850	2700	4*10 ⁻⁴
Tube side	18	38	77	995	2250	36*10 ⁻⁴

Table 2

Case 1		Literature values
D_s	[m]	0,54
B	[m]	0,127
d_o	[m]	0,0254
L	[m]	4,88
P_t	[m]	0,0318
N_t		158
U	[W/m ² K]	316
S	[m ²]	61,6
$\Delta P_{tubeside}$	[bar]	0,625
$\Delta P_{shellside}$	[bar]	0,238
P	[W]	1353

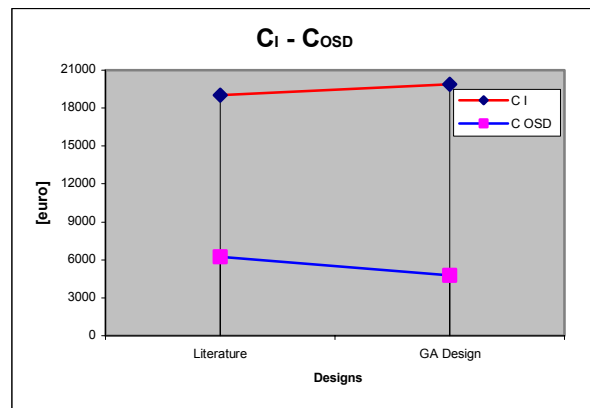


Figure 4

In this case while the capital cost increased by 4.4% owing to an increase of tubes number, which compensates their length reduction leading to a net increase of the heat exchanger surface, the total cost was reduced of about 2.52 % thanks to a 24.13% reduction of discounted operating costs caused by a reduction of tube side pressure drop.

Case 2: organic fluid-water exchanger. This is a one passage for both tube side and shell side exchanger taken from Ramananda Rao et al. (1991)

Table 3

Case 2	Mass flow	T input	T output	ρ	Cp	μ
	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kg/m ³]	[J/kg K]	[Pa s]
Shell side	8,05	99	40	1165	1340	4,88*10 ⁻⁴
Tube side	22	33	40	1000	4187	8*10 ⁻⁴

Table 4

Case 2		Literature values
D_s	[m]	0,4
B	[m]	0,08
d_o	[m]	0,019
L	[m]	6,096
P_t	[m]	0,02381
N_t		198
U	[W/m ² K]	581
S	[m ²]	72
$\Delta P_{tubeside}$	[bar]	0,033
$\Delta P_{shellside}$	[bar]	4,58
P	[W]	3300

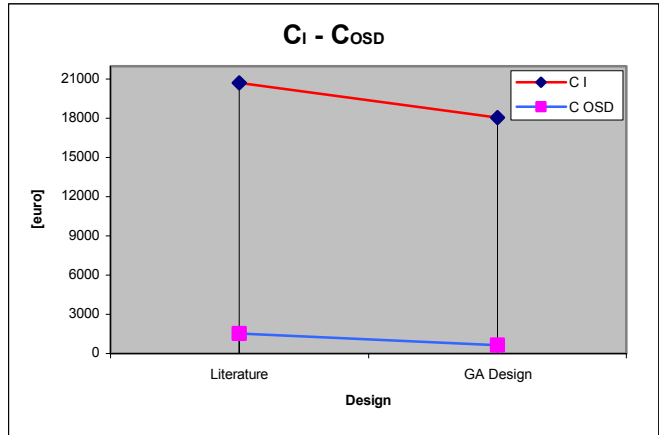


Figure 5

In this case a total cost reduction of about 15.76% is obtained from both reduction of capital cost (- 12.75%) and operating costs (-56.79%). Given the predominance of the capital investment, the total cost reduction was justified above all by the reduction of the exchanger surface, mainly through a reduction of the tubes number, which did not resulted into an increase of pumping power thanks to a significant reduction of shell side pressure drop respect the original design. However, in this case the pressure drop of the original design was not declared by the author and it was estimated resorting to the formula utilized by the GA and the exchanger geometry.

Case 3: distilled water – raw water exchanger. This case study was taken from Kern (1950, page 155). The design specifications are shown in Table 5. The exchanger structure is characterized by two passages tube side and one passage shell side.

Table 5

Case 3	Mass flow	T input	T output	ρ	C_p	μ
	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kg/m ³]	[J/kg K]	[Pa s]
Shell side	22	34	24	995	4178	$9,65 \cdot 10^{-4}$
Tube side	37	29	27	997	4178	$9,57 \cdot 10^{-4}$

Table 6

Case 3		Literature values
D_s	[m]	0,38
B	[m]	0,305
d_o	[m]	0,019
L	[m]	4,88
P_t	[m]	0,0237
N_t		160
U	[W/m ² K]	1470
S	[m ²]	46,7
$\Delta P_{tubeside}$	[bar]	0,51
$\Delta P_{shellside}$	[bar]	0,52
P	[W]	3000

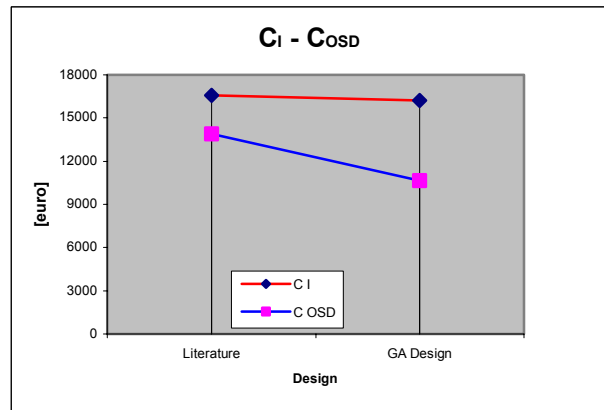


Figure 6

In this case too a reduction of both capital investment (i.e. surface area) and operating costs was obtained but, respect the case #2 the reduction of operating costs was much higher in absolute terms. Thanks to a significant decrease of shell side pressure drop the sum of discounted annual costs lowered by 23.36% which, paired to a of 2.12% reduction in capital cost led to a total costs decrease of 11.8%.

Case 4: distilled water-water exchanger. This is a two passages tube side and one passage shell side taken from Selbas and coworkers (Selbas et al., 2006). Table 7 shows design specifications and Table 8 compares the design data.

Table 7

Case 4	Mass flow	T input	T output	r	Cp	m
	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kg/m ³]	[J/kg K]	[Pa s]
Shell side	33	20	35	995	4178	3*10 ⁻⁴
Tube side	20	75	50	995	4178	3*10 ⁻⁴

Table 8

Case 4		Literature values
S	[m ²]	57
$\Delta P_{\text{tubeshide}}$	[bar]	0,037
$\Delta P_{\text{shellside}}$	[bar]	0,019
P	[W]	166

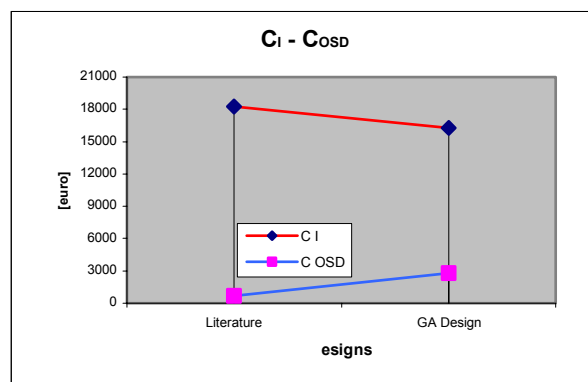


Figure 7

In this case an increase of the total cost, although very small (about 0.7 %), resulted from the GA application even if a significant reduction of the capital investment was instead obtained (-12 %). This was caused by a marked increase of the operating costs (+76 %). However, the pressure drops obtained by the GA algorithm appear more reasonable than those declared by the original design authors.

Obtained results confirm the effectiveness of the proposed optimisation method. In fact, significant percentage reductions in capital investment and/or the operating costs were obtained leading in most of the examined cases to a significant total cost decrease. The variation of capital investment ranged between - 12.75% and +4.4%. As far as operating costs were concerned, instead, the percentage decrease ranged from -23.36% to - 56.79% except the case #4. Finally, the saving in total cost ranged between -2.52% to -15.76%. This kind of results indicate that in many cases an optimisation of heat exchanger costs can be searched by acting on the pressure drops, through a proper choice of fluids velocity, rather than acting on the surface area. In fact, the capital investment is dictated by the heat exchange area which is strictly linked to the overall heat transfer coefficient which, in turn, is scarcely sensible to variation in flow velocity (it depends approximately from $Re^{0.6}$) and can be only slightly improved by changing the design parameters. On the contrary, pumping losses are highly responsive to changes in flow velocity being dependent on $Re^{1.8}$. Even if the absolute saving from size reduction can sometime overweight the pumping loss reduction, the percent reduction of the latter term is usually more significant. This means that in relative terms the impact of the optimisation process on the pumping losses is higher. Therefore, the analysed case studies indicate that utilization of heat exchanger design optimisation procedures besides allowing significant reduction in total cost, enable drastic reduction of energy related operating costs, thus supporting efforts in resource conservation and energy saving which are a main concern of plant owners.

7. Conclusions

In this paper a formulation of the shell and tube heat exchanger design optimisation problem has been proposed based on the utilization of a genetic algorithm. Resorting to the analysis of a number of significant case studies, the paper demonstrates that this optimisation algorithm can effectively be utilized to improve the design process and significantly reduce the total discounted cost of heat exchange equipment respect traditional sizing procedures. While reduction in capital investment can surely be obtained, the best results are obtained through the reduction of operating costs related to pumping losses. Therefore, this method can be exploited to pursue also goals of energy saving in industrial plants. Referring to literature test cases reduction of capital investment up to 12% and savings in operating costs up to 57% have been obtained, with overall decrease of total discounted cost up to 16%. This shows the improvement potential coming from applying the proposed method. Nevertheless, while in some cases the cost improvement may seem small, it should be pointed out that in practice this can lead to significant overall savings when a large number of heat exchanging units exist in the same plant as is the case in most process plant applications. Furthermore, the genetic algorithm allows for rapid solution of the design problem and enables to examine a number of alternative solutions of good quality through the evolution of a population of individuals which improve their characteristics over a number of generations through a selection process. This gives the designer more degrees of freedom in the final choice respect traditional methods. As a final remark it should be pointed out that a distinct feature

of the GA is the capability of rearranging the design parameters values in order to seek the optimal balance between capital investment and operating expenses.

8. References

- Afimiwala, K.A., 1976, Interactive computer methods for design optimisation, Ph.D. Thesis, Mechanical Engineering department, State university of New York at Buffalo.
- Babu, B.V., Mohiddin, S.B., 1999, Automated design of heat exchangers using artificial intelligence based optimization, Proc. Of International Symposium & 52nd Annual Session of IChE (CHEMCON-99), Panjab University, Chandigarh, December 20-23.
- Babu, B.V., Munawar, S.A., 2000, Differential evolution for the optimal design of heat exchangers, Proc. of All Indian Seminal on “Chemical Engineering Progress on Resource Development: A vision 2010 and beyond”, Orissa, State Centre Bhuvaneshwar, March 13.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1995, Thermal Design and Optimization, Wiley Interscience.
- Bignardi, L., Moscati, P., Pelagage, P.M., 1990, Economic optimization of heat exchangers operating with organic fluids, *La Termotecnica*, February, pp. 61-65 (in Italian).
- Buzek, J., Podkanski, J., 1996, Minimization of total costs of application of heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 35, pp. 181-186.
- Chauduri, P.D., Diwekar, U., Logsdon, J., 1997, An automated approach for the optimal design of heat exchangers, *Industrial Engineering Chemical research*, Vol. 36, pp. 3685-3693.
- Eryener, D., 2006, Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers, *Energy Conversion & Management*, Vol. 47, No. 11-12, pp. 1478-1489.
- Fax, D.H., Mills, R.R., 1957, Generalized optimal heat exchanger design, *ASME Trans.*, Vol. 79, pp. 653-661.
- Fontein, H.J., Wassink, J.G., 1978, The economically optimal design of heat exchangers, *Engineering and Process Economics*, Vol. 3, pp. 141-149.
- Goldberg, D.E., 1989, Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning, Addison-Wesley.
- Hedderich, C.P., Kelleher, M.D., Vanderplaats, G.N., 1982, Design and optimization of air-cooled heat exchangers, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 14, November, pp. 683-690.
- Hewitt, G.F. (Ed.), 1998, Heat exchanger design handbook, Begell House, New York.
- Jenssen, S.K., 1969, Heat exchanger optimization, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 65, No. 7, pp. 59-65.
- Johannessen, E., Nummedal, L., Kjelstrup, S., 2002, Minimizing the entropy production in heat exchange, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2649-2654.
- Kern, D.Q., 1950, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill.
- Khalifeh Soltan, B., Saffar-Avval, M., Damangir, E., 2004, Minimizing capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 2801-2810.
- Kovarik, M., 1989, Optimal heat exchangers, *Journal of Heat transfer*, Vol. 111, pp. 287-293.
- Ludwig, E.E., 2001, *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, Vol. 3, Gulf Professional Publishing.
- Mott, J.E., Pearson, J.T., Brock, W.R., 1972, Computerized design of a minimum cost heat exchanger, *ASME Paper 72-HT-26*.
- Palen, J.W., Cham, T.P., Taborek, J., 1974, Optimization of shell-and-tube heat exchangers by case study method, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 70, No. 138, pp. 205-214.
- Paul, H., 1982, An application of geometric programming to heat exchanger design, *Computers and Industrial Engineering*, Vol. 6, No. 2, pp. 103-114.
- Poddar T.K., Polley, G., 2000, Optimize shell-and-tube heat exchanger design, *Chemical Engineering Progress*, September, pp. 41-46.
- Radhakrishnan, V. R., Gupta, B.R., Jaiaraman, V., 1980, Optimum design of shell and tube heat exchangers by geometric programming, *Indian Journal of Technology*, Vol. 18, No. 7, pp. 293-300.
- Ramananda Rao, K., Shrinivasa, U., Srinivasan, J., 1991, Synthesis of cost-optimal shell-and-tube heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 12, No. 3, pp. 47-55.
- Rardin, 1998, *Optimization in operation research*, Prentice Hall (New Jersey).
- Rosenhow, W.M., Hartnett, J.P., 1973, *Handbook of heat transfer*, McGraw Hill.
- Saffar-Avval, M., Damangir, E., 1995, A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 13, pp. 2501-2506.
- Selbas, R., Kizilkan, O., Reppich, M., 2006, A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 45, No. 4, pp. 268-275.
- Shah, R.K., Bell, K.J., 2000, *The CRC handbook of thermal engineering*, CRC Press.
- Sun, S., Lu, Y., Yan, C., 1993, Optimization in calculation of shell-and-tube heat exchanger, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 675-685.
- Taal, M., Bulatov, I., Klemes, J., Stehlik, P., 2003, Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 1819-1835.
- Tayal, M.C., Fu, Y., Diwekar, U.M., 1999, Optimal design of heat exchangers: A genetic algorithm framework, *Industrial Engineering Chemical research*, Vol. 38, pp. 456-467.

Unuvar, A., Kargici, S., 2004, An approach for optimum design of heat exchangers, International Journal of Energy Research, Vol. 28, pp. 1379-1392.
 Wang, L., Sunden, B., 2003, Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 295-311.

9. Appendix

Case 1		This work	$\Delta\%$
D_s	[m]	0,59	8,5
B	[m]	0,11	-15,5
d_o	[m]	0,0254	0,0
L	[m]	4,3	-13,5
P_t	[m]	0,0318	0,0
N_t		195	19,0
U	[W/m ² °C]	357	11,5
S	[m ²]	67	8,1
DP _{tubside}	[bar]	0,44	-42,0
DP _{shellside}	[bar]	0,28	15,0
P	[W]	1027	-31,7
C_I	[€]	19895	4,6
C_{OSD}	[€]	4750	-24,1
C_{TOT}	[€]	24645	-2,5

Case 2		This work	Δ
D_s	[m]	0,39	-2,5
B	[m]	0,11	37,5
d_o	[m]	0,019	0
L	[m]	5,7	-6,50
P_t	[m]	0,024	0,80
N_t		165	-16,67
U	[W/m ² °C]	518	-10,84
S	[m ²]	55,7	-22,64
DP _{tubside}	[bar]	0,043	30,30
DP _{shellside}	[bar]	1,89	-58,73
P	[W]	1420	-56,97
C_I	[€]	18062	-12,74
C_{OSD}	[€]	656	-56,79
C_{TOT}	[€]	18718	-15,76

Case 3		This work	$\Delta\%$
D_s	[m]	0,39	2,56
B	[m]	0,36	15,28
d_o	[m]	0,019	0
L	[m]	4,267	-14,37
P_t	[m]	0,0237	0
N_t		175	8,57
U	[W/m ² °C]	1845	20,33
S	[m ²]	44,6	-4,71
DP _{tubside}	[bar]	0,44	-15,91
DP _{shellside}	[bar]	0,32	-62,50
P	[W]	2300	-30,43
C_I	[€]	16214	-2,16
C_{OSD}	[€]	10645	-30,47
C_{TOT}	[€]	26859	-13,38

Case 4		This work	$\Delta\%$
S	[m ²]	45,25	-25,97
DP _{tubside}	[bar]	0,0663	44,19
DP _{shellside}	[bar]	0,1371	86,14
P	[W]	600	72,33
C_I	[€]	16281	-12,20
C_{OSD}	[€]	2775	76,36
C_{TOT}	[€]	19056	0,69

DESIGN OPTIMIZATION OF TWO-STAGE RADIATOR WITH VARIABLE EMITTANCE: ANALYSIS OF CONCEPT FEASIBILITY

Valeri V. Vlassov

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE/DMC – Av. dos Astronautas, 1758 – 12227-010 – S.J.Campos,SP - Brazil
 vlassov@dem.inpe.br

Ana Paula Curty Cuco

Instituto Politécnico, IPRJ, Univ. do Estado do Rio de Janeiro, UERJ, P.O. Box 97282, 28601-970, Nova Friburgo, RJ, Brazil.
 lema_ana@iprj.uerj.br

Fabiano Luis de Sousa

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE/DMC – Av. dos Astronautas, 1758 – 12227-010 – S.J.Campos,SP - Brazil
 fabiano@dem.inpe.br

Antônio José da Silva Neto

Instituto Politécnico, IPRJ, Univ. do Estado do Rio de Janeiro, UERJ, P.O. Box 97282, 28601-970, Nova Friburgo, RJ, Brazil.
 ajsneto@iprj.uerj.br

Abstract. A new concept of a Space radiator using variable emissivity coatings, for using in thermal control of satellites is proposed. Called VESPAR, this new space radiator has two stages: an internal stage receives heat dissipated from equipment, and an external stage rejects it to space. Heat exchange between the two stages is carried out through radiation between two finned surfaces covered with variable emittance coatings. Under cold conditions the radiative heat link between these surfaces is minimal, preventing the decrease of the equipment temperature to a level below the minimal required. On the other hand, during hot conditions, the thermal coupling is increased and the heat dissipated from equipment is transferred to the upper stage and rejected to Space. It is envisioned that the utilization of such radiators in micro-satellites will lead to considerable electric power savings for safe heaters and can contribute to a longer satellite life. To verify the feasibility of the proposed concept, a mathematical model describing the radiator operating in steady-state condition has been developed. This model is coupled to an optimization algorithm and a design optimization procedure performed. Two criteria of optimization are employed: minimize the radiator mass and the power consumption of heaters. The optimal design variables are the main dimensions of the radiator. The Generalized Extremal Optimization algorithm is used as the optimization tool.

Keywords. space radiator, variable emittance coating, optimal design, Generalized Extremal Optimization

Nomenclature

Symbol	Description
A	Area (m ²)
B	Width
G	Thermal conductance (W/K)
H	Height of radiator fins
k	Thermal conductivity (W/K/m) or rank
L	Length
M	Mass (kg)
N	Number of fins in radiator bottom plate
Q	Heat load (W)
q	Heat flux density (W/m ²)
T	Temperature (K)
w	Distance between fins of each plate (m)
	Greeks
α	Solar absorptivity
δ	Thickness
ε	Emissivity
η	Effectiveness
λ	Relative importance criteria factor

ρ	Density (kg/m ³)
σ	Stephan-Boltzmann constant (W/m ² /K ⁴)
χ(.)	Heaviside Step-function
	Subscripts
0	Convention radiator
1	Internal stage
12	Between two stages
2	External stage
A	Area
eff	Effective
eq	Equipment
f	fin
h	Heater
IR	Infra-red
m	Mass
r	Radiator
s	Solar
w	Wall
v	Of variable emittance

1. Introduction

From the point of view of energetic balance, a satellite is a thermodynamic system that stays in energetic balance with internal and external heat fluxes. The levels of temperatures of each element of the satellite are defined completely by the equilibrium of these fluxes. External incident heat fluxes can vary within a very wide range ($q_{max}/q_{min} \cong 20..100$), depending on the satellite attitude and orbit parameters. Internal heat fluxes dissipated by equipment and instruments usually also varied within a wide range depending on their operational modes (typically $Q_{max}/Q_{min} \cong 2..4$, or switched-on – switched off cycles). In such conditions the equilibrium temperature of a non-dissipating element in the external part of the satellite can vary within $\sim -150C$ to $+150$ °C. Adding variable heat dissipation to the element shifts this temperature range to higher temperatures and may increase the amplitude.

However the equipment and satellite structure temperatures must be maintained within a nominal range, typically from about -10 to $+40$ °C. Therefore, a common design approach in satellite thermal control is to thermally insulate most of its external surfaces, while allowing certain areas (radiate windows or radiators) to exchange heat with the external environment, so that excess heat generated inside the satellite can be rejected to space. Depending on the satellite size, and heat densities, the internal heat can be transferred to these radiators by conduction or through other special thermal transfer devices such as heat pipes.

The usual approach in designing a space radiator is to firstly size it to accommodate a combination of maximum internal heat loads and external fluxes, known as the hot case. Then it is verified if this design can also accommodate the cold case, when the satellite is subjected to the lowest external heat flux and equipment dissipation. If the radiator designed to the hot case leads to a temperature in the equipment below the minimum required by specification in the cold case, heaters are usually used to warm up the equipment in this condition. Although being a simple and efficient solution to overcome low temperatures in the cold case, heaters consume electrical power, a limited resource in any spacecraft. In fact, they can consume from 10 to 40 % of the total electrical power budget for maintain low-limit temperatures of equipment when the satellite is in cold case conditions.

Although using heaters to warm equipment in cold conditions means that part of the spacecraft power budget has to be dedicated to the thermal control subsystem, they are frequently used because they are simple-to-apply, very low-cost and low-mass devices. Nevertheless, in cases where the power budget is very limited, other types of thermal control devices can be used instead, such as thermal louvers (variable heat rejection ability), variable conductance heat pipes or thermal diodes (variable heat transport ability), as described, for example by Gilmore (1994). These devices would save power consumption but will add weight to the satellite. Hence, there is a trade-off between power consumption, mass and reliability, that must be taken into account when selecting a thermal control device for a given satellite.

One type of thermal control device used in order to avoid heaters is the thermal louver (Karam, 1998; Parisoto et al, 1996, Muraoka et al, 2001). It is a mechanical device that when opened exposes the radiator to space, allowing internal heat from the satellite to be rejected, while when closed reduces significantly the heat lost by the radiator and then protects the equipment during the cold case. The thermal louver makes the emittance and absorptance of the radiator effectively variable. Thermal louvers are effective devices and have been used in various satellite applications (Gilmore 1994), but the presence of moving parts on it makes it less reliable than heaters.

Recently, a new solid state technology device (Smart Radiation Device – SRD) that changes its surface emittance as a function of temperature was developed (Tachikawa, 2000). The prototype is a ceramic thin plate with 3×3 cm area, thickness between 70 to 200 μm and an specific mass in the range 0.5 to 1.2 kg/m². The principle of varying the emittance is based on the ferromagnetic metal-insulator transition effect. The published emittance characteristics of these devices are similar to the effective emittances obtained in radiators with thermal louvers, but it has the advantage of having no moving parts. On the other hand, they present a high absorptivity (over 0.80), what is an undesirable characteristic for a radiator.

In this paper we propose a new concept for a space radiator we call VESPAR (Variable Emittance SPACe Radiator). It takes the advantage of the variable emissivity of the SRD, while keeping a low absorptance for the entire assembly. This is done by separating the radiator in two parts (stages): internal and external. The internal radiator part receives through conduction heat dissipated from equipment or payloads, and the external one rejects heat to space. While the external radiator part has its outer surface covered with a solar-reflective coating, as is usual to conventional space radiators (Gilmore, 1994), heat exchange between the internal and external parts is done through radiation between two surfaces covered with variable emissivity coatings. Therefore, under cold conditions the radiative heat link between these surfaces is minimal, preventing the temperature of equipment or payload decrease to a level below the minimal required. On the other hand, during hot conditions, the thermal coupling is increased between the variable emittance surfaces and the temperature of the equipment or payload is kept below their maximum value limit.

A solid-state radiator with variable emittance characteristics would be very suitable for applications in micro-satellites, where electric power consumption of heaters at contingency modes is a critical design item. It is envisioned that the utilization of such radiators will lead to considerable electric power savings and can contribute to a longer satellite life.

To verify the feasibility of the proposed concept, a mathematical model describing the radiator operating in steady-state condition has been developed. This model is coupled to an optimization algorithm and a design optimization

procedure performed. Two criteria of optimization are employed: minimize the radiator mass and the power consumption of heaters. The dimensions of the radiator are the design variables.

The Generalized Extremal Optimization (GEO) [Sousa et al., 2003] is used as the optimization algorithm. GEO is a recently proposed evolutionary algorithm devised to be applied to complex optimization problems and has been used successfully in aerospace applications.

The performance of the radiator concept proposed here is compared to a traditional design, for the same operational conditions.

2. Two-stage radiator design concept

The radiator consists of two similar finned plates made from Al alloy as shown in Figure 1. The upper plate is the external stage of the radiator, which has the outer surface covered with a coating commonly used in space radiators, which have a high emissivity and low solar absorptivity. The bottom plate is the internal stage of the radiator and receives heat dissipated from equipment by direct contact or through a structural panel. The finned surfaces of both stages are covered with the SRD.

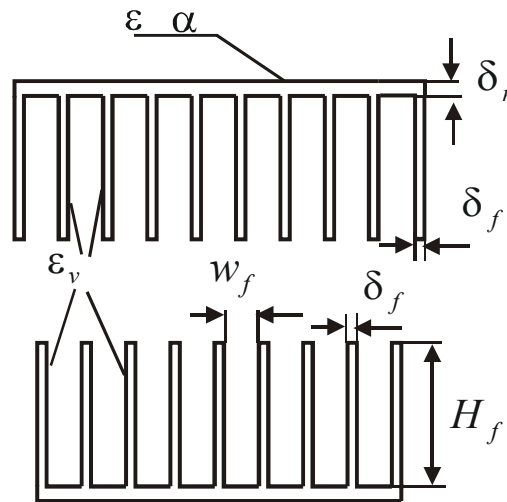


Figure 1. Parameters of radiator stages.

The stages are assembled in such a way that direct thermal contact by conduction is avoided or minimized (for example, by the use of insulation washers) and they exchange heat primarily by radiation..

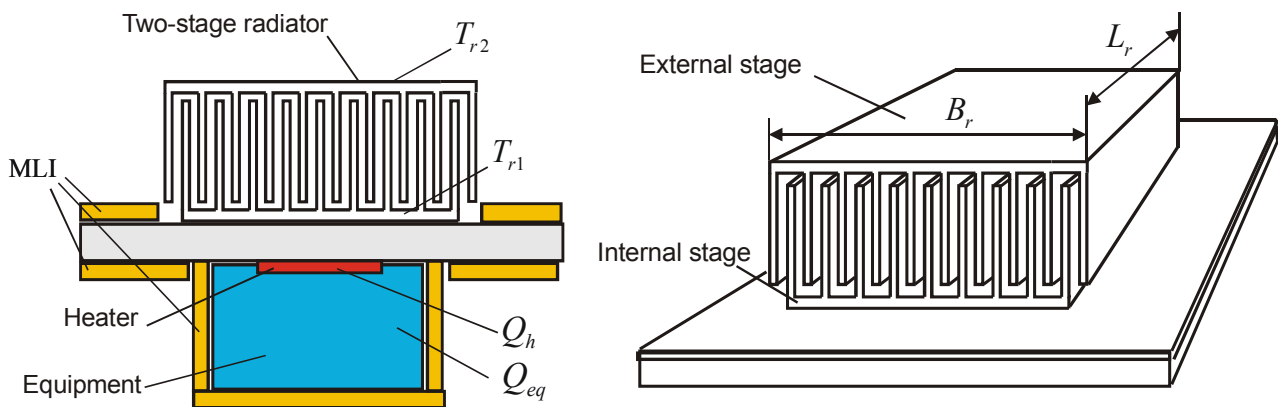


Figure 2. Two stage radiator assembly.

The SRD emittance varies non-linearly with the temperature of the radiator in a direct fashion, see Fig. (4). Hence, under cold conditions the radiative heat link between the inner surfaces of the stages is minimal, and during hot conditions, the thermal coupling is increased. With such a two-stage conception, the intrinsic high solar absorptivity of variable emittance coating is not a matter anymore: the external surface of the upper stage is a conventional solar reflector.

In order to verify the efficiency of the new radiator concept proposed here, it was considered an application where the radiator lies on the outer surface of a satellite panel, which has coupled to its inner surface on the same position an equipment, as shown in Figure 2. All surfaces but the radiator is covered with multilayer insulation blankets (MLI), and a heater is attached to the equipment. Such configuration is typical for 3-axis stabilized micro satellites, like the Brazilian Equars (<http://www.laser.inpe.br/equars/>) or SSR1 (Kono et al., 2003), and also similar to the one adopted for the thermal control of the battery compartment of the China-Brazil Earth Resources Satellite 1&2 (CBERS 1 and 2). For the purposes of the present conceptual analysis, heat conduction in the panel's XY plane is neglected. Hence, all heat dissipated by the equipment is transferred to the bottom plate of the radiator.

3. Thermal mathematical model

The main equations for the heat transfer through the path equipment/radiator/external environmental in steady state, under hot and cold conditions, are presented below.

For hot conditions:

Heat transfer from equipment to radiator internal stage:

$$Q_{eq,max} = G_{eq} (T_{eq,max} - T_{r1,max}) \quad (1)$$

Heat transfer from internal radiator stage to radiator external stage :

$$Q_{eq,max} = \varepsilon_{12} (T_{r1}, T_{r2}) A_{12} \sigma (T_{r1,max}^4 - T_{r2,max}^4) \quad (2)$$

We assume for this feasibility study, that the radiator base plate has a square shape, i.e. $L_r=B_r$. The heat exchange between the external radiator surface and the outer environment is given by equation 3.

$$Q_{eq,max} = (L^2 + 2\eta_{f2} LH_f) (\varepsilon \sigma T_{r2,max}^4 - \alpha q_{s,max} - \varepsilon q_{IR,max}) \quad (3)$$

Where η_f accounts for the fin efficiency, whose expression will be introduced later in the text.

For hot conditions, the equilibrium temperatures of the radiator and equipment $\{T_{eq,max}, T_{r1,max}, T_{r2,max}\}$ can be calculated solving sequentially equations (3), (2) and (1). Because of the dependency of ε_{12} with temperature, $T_{r1,max}$ was obtained from Equation (2) via an iterative procedure using the secant method.

For cold conditions, the heater dissipation is added to the equilibrium equations and the temperatures of the radiator and equipment calculated following the same procedure used for the hot case. The equilibrium equations for the cold case take the form:

$$Q_{eq,min} + Q_h = G_{eq} (T_{eq,min} - T_{r1,min}) \quad (4)$$

$$Q_{eq,min} + Q_h = \varepsilon_{12} (T_{r1}, T_{r2}) A_{12} \sigma (T_{r1,min}^4 - T_{r2,min}^4) \quad (5)$$

$$Q_{eq,min} + Q_h = (L^2 + 2\eta_{f2} LH_f) (\varepsilon \sigma T_{r2,min}^4 - \alpha q_{s,min} - \varepsilon q_{IR,min}) \quad (6)$$

Inside the radiator, the fins form $2N_f$ almost-closed enclosures; one of them is depicted in Figure 3.

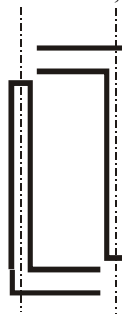


Figure 3. Closed envelope for consideration of radiative heat transfer between the radiator stages.

The total average effective area of radiative heat transfer between the upper and bottom parts of the radiator is given by :

$$A_{12} = (L - (2N_f + 1)\delta_f)L + N_f\eta_{f1}H_fL + N_f\eta_{f2}H_fL \quad (7)$$

For this preliminary study, it is assumed a simplified mode of radiative heat transfer between the parts of the radiator by using the concept of effective area with fin efficiency coefficient. Hence, the fin efficiency can be calculated from the analytical solutions of heat conduction problem for a fin with side radiative heat transfer (Isachenko, Sukomel, 2000).

$$\eta_{f1} = \frac{\tanh(r_1H_f)}{r_1H_f}; \quad r_1 = \sqrt{\frac{8\varepsilon_v(T_{r1})\sigma T_{r1}^3}{k\delta_f}} \quad (8)$$

$$\eta_{f2} = \frac{\tanh(r_2H_f)}{r_2H_f}; \quad r_2 = \sqrt{\frac{8\varepsilon_v(T_{r2})\sigma T_{r2}^3}{k\delta_f}} \quad (9)$$

The effective mutual emissivity inside each individual enclosure can be approximately evaluated by the relationship for radiative heat transfer between two gray plates of homogeneous temperature each (Isachenko, et al., 2000):

$$\varepsilon_{12}(T_{r1}, T_{r2}) = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_v(T_{r1})} + \frac{1}{\varepsilon_v(T_{r2})} - 1} \quad (10)$$

The mass of the radiator is obtained by:

$$M_t = \rho(L^2\delta_r + N_fLH_f\delta_f) + \rho(L^2\delta_r + 2LH_f\delta_f + (N_f - 1)\chi(N_f - 1)LH_f\delta_f) + \rho_A A_{12f} \quad (11)$$

Here N_f is the number of fins on the internal stage (bottom plate in Fig. 1). Note that on the upper plate two lateral fins are always presented. So, on the upper plate there are $2+N_f-1=N_f+1$ fins. If $N_f=0$ (no fins in internal stage), there are only two lateral fins on the upper plate. Analytically we can express the number of fins for the upper plate through the Heaviside step function: $2 + (N_f - 1)\chi(N_f - 1)$.

The last term in Equation (11) is the total mass of the variable emittance coating, which depends on the total surface area involved in internal radiative heat transfer, which is given by:

$$A_{12f} \cong 2 * (L - (2N_f + 1)\delta_f) + 2 * N_f H_f L + 2 * N_f H_f L \quad (12)$$

For comparison purposes, a conventional radiator is dimensioned for the same operation conditions imposed to the two-stage new radiator concept proposed here. The conventional radiator is a flat plate with the same thickness δ_r of the main base plate as for the new one. Its coating is the same as the outer surface of the two-stage radiator. The conventional radiator is sized to keep the equipment temperature within the same operational range of the equipment temperature. Hence, a heater is also turned on if the equipment temperature falls below the lower limit (T_{\min}) dissipating Q_{h0} .

The radiator length L_0 is defined by hot conditions:

$$Q_{eq,max} = G_{eq}(T_{\max} - T_{r0,max}) \quad (13)$$

$$Q_{eq,max} = L_0^2(\varepsilon\sigma T_{r0,max}^4 - \alpha q_{s,max} - \varepsilon q_{IR,max}) \quad (14)$$

After obtaining L_0 , the minimal equipment temperature ($T_{eq0,min}$) can be obtained:

$$Q_{eq,min} = G_{eq}(T_{eq0,min} - T_{r0,min}) \quad (15)$$

$$Q_{eq,min} = L_0^2 (\epsilon \sigma T_{r0,min}^4 - \alpha q_{s,min} - \epsilon q_{IR,min}) \quad (16)$$

If $T_{eq0,min} < T_{min}$, heater power must be applied to warm up the equipment. The minimum heater power necessary to drive the equipment temperature to a level above the minimum required can be obtained by solving the following equations:

$$Q_{eq,min} + Q_{h0} = G_{eq} (T_{min} - T_{r0,min}) \quad (17)$$

$$Q_{eq,min} + Q_{h0} = L_0^2 (\epsilon \sigma T_{r0,min}^4 - \alpha q_{s,min} - \epsilon q_{IR,min}) \quad (18)$$

The above system of equations can be easily solved with respect to $\{Q_{h0}, T_{r0,min}\}$ -

The total mass of the conventional radiator is given by:

$$M_{t0} = \rho (L_0^2 \delta_r) \quad (19)$$

The values Q_{h0} and M_{t0} are used in the definition of criteria of optimization.

4. Criteria of optimization, design variables and fixed parameters

The design of the radiator is formulated as an optimization problem as:

$$\text{Minimize: } f\{M_t, Q_h\} \quad (20)$$

Subject to:

$$x_{min} \leq x \leq x_{max}, \text{ and}$$

$$T_{min} \leq T_{eq} \leq T_{max} \quad (21)$$

Where \mathbf{x} is the vector of design variables and T_{eq} is the equipment temperature. The design variables, with the respective feasible ranges are presented in Table 1. The temperature of the equipment must lie in the range [-10, +45] °C, which is the temperature range usually used as requirement for operation of general electronic equipment in satellites.

For the present analysis the multi-objective problem (minimizing of heater power and radiator mass) was transformed in a mono-objective one by the weight penalty method (Vanderplaats, 1998), and the objective function defined as:

$$f_o = \lambda_m \frac{M_t}{M_{t0}} + \lambda_h \frac{Q_h}{Q_{h0}} \quad (22)$$

$$\lambda_m + \lambda_h = 1$$

The objective function was normalized by the mass and power of the conventional radiator. Ideally, the mass of the proposed radiator would match the mass of the conventional one, whereas its heater dissipation would come to zero, that is:

$$\frac{M_t}{M_{t0}} \rightarrow 1; \quad \frac{Q_h}{Q_{h0}} \rightarrow 0$$

The optimization variables are the dimensions of the base plate and the dimensions and number of fins.

The optimized variables are summarized in the following table.

Table 1. Design variables.

Name	feasible range	type	Description
L	[0.3, 0.5] m	Continuous	Length of radiator
H _f	[0.02, 0.16]m	Continuous	Height of fins
δ _f	[0.0001, 0.0015] m	Continuous	Thickness of fin
N _f	[1, 32]	Integer	Number of fins
Q _h	[0, 15] W	Continuous	Heater Power

The fixed parameters used in the design optimization is given in Tab. (2).

Table 2. Fixed parameters.

Name	Value	Description
α	0.2	Absortivity of optical coating of external surface
ε	0.85	Emissivity of optical coating of external surface
T _{min}	-10C	Minimum allowable temperature of equipment
T _{max}	+40C	Maximum allowable temperature of equipment
Q _{eq,min}	5W	Minimal dissipation of equipment
Q _{eq,max}	25W	Maximal dissipation of equipment
q _{s,max}	750 W/m ²	Solar maximal incidence heat flux (hot case)
q _{IR,max}	60 W/m ²	Earth infrared maximal heat flux (hot case)
q _{s,min}	40 W/m ²	Solar minimal incidence heat flux (cold case)
q _{IR,min}	30 W/m ²	Earth infrared minimal heat flux (cold case)
δ _r	2.0 mm	Thickness of base plate
w _{min}	1 mm	Limit on minimal space between fins
δ _ε	0.1mm	Thickness of variable emissivity coating
ρ _A	0.85 kg/m ²	Specific weight of the variable emissivity coating
G _{eq}	10 W/K	Thermal conductance of the equipment interface
k	120 W/K/m	Thermal conductivity of radiator material (Al)
ρ	2768 kg/m ³	Density of radiator material

We assume that the internal surfaces of radiator are covered with the coating of variable emissivity, having the temperature-dependent performance curve, as presented by Tachikawa et al (2000).

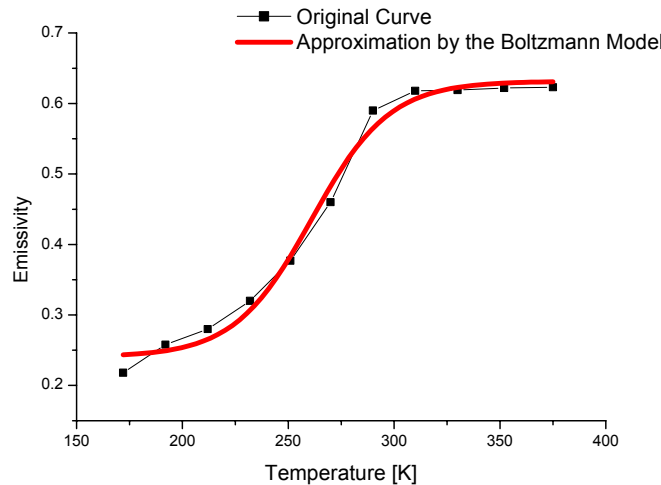


Figure 4. Approximation of experimental data for variable conductance coating.

The emissivity as a function of temperature has been approximated by the Boltzmann model in the temperature range 150-350 K:

$$\varepsilon_v(T) = \varepsilon_2 - \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{1 - e^{-\frac{T - T_0}{\Delta T}}} \tag{23}$$

The fitted parameters are ε₂=0.62165, ε₁=0.24052, T₀=261.10302, ΔT=18.29369

5. The Generalized Extremal Optimization algorithm

The Generalized Extremal Optimization (GEO) is a brand new evolutionary algorithm, devised to be applied in complex optimization problems. Based on the Bak-Sneppen simplified model of evolution (Bak and Sneppen, 1993), it has been applied successfully to design optimization problems (Souza et al., 2003 and Vlassov et al, 2006). GEO makes no use of derivatives and can be applied to multimodal or disjoint design spaces, that may have any combination of different types of design variables (continuous, integer and/or, discrete). This makes it very suitable to be used in the problem being tackle here, which has an objective function with implicitly design variables of different types. The main steps of GEO are depicted in Figure 5.

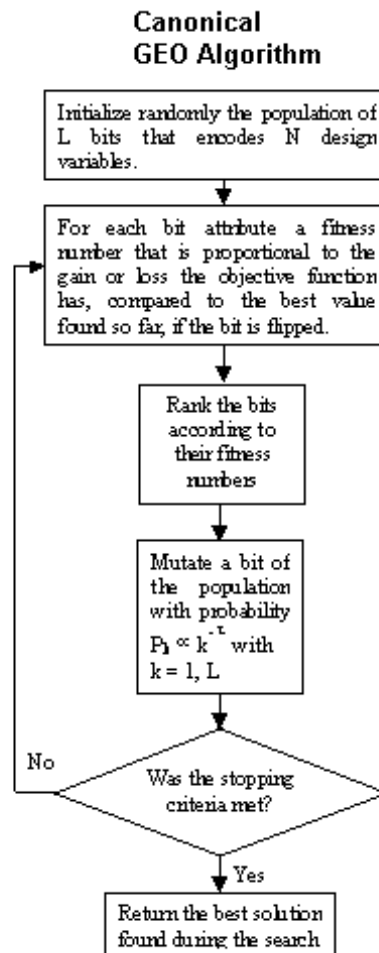


Figure 5. The canonical GEO algorithm.

In the canonical GEO equality and inequality constraints are taken into account by assigning to the bits that when flipped lead the search to an infeasible region a high fitness value. Bound constraints are taken into account directly by the binary encoding. A very attractive feature of GEO is that it has only one free parameter to adjust, τ . This makes it easier to be set to give its best performance in a given application than other popular metaheuristics, such as Simulated Annealing or Genetic Algorithms, that have each of them at least three free parameters to be set. In GEO a string of L bits is considered a population of species. That is, each bit is a species. The string encodes the N design variables. For each of them is associated a fitness number that is proportional to the gain (or loss) the objective function value has in mutating (flipping) the bit. All bits are then ranked from $k = 1$, for the least adapted bit, to $k = L$ for the best adapted. A bit is then mutated according to the probability distribution $P \propto k^{-\tau}$, where k is the rank of a selected bit candidate to mutate. Making $\tau \rightarrow 0$, all bits have the same probability to mutate, whereas for $\tau \rightarrow \infty$, only the least adapted bit will be mutated. In practice, it has been observed that the best value of τ , i.e., the one that yields the best performance of the algorithm for a given application generally lies within the range $[0.75, 3.0]$. Detailed descriptions of GEO, including another implementation where one bit per variable is flipped at each iteration, can be found in Sousa et al. (2003).

6 Results

In GEO the design variables are coded in a binary string. The number of bits used to encode each design variable was defined in function of its required precision. In Tab. (3) the number of bits and the associated resolution of each design variable are presented.

Table 3. Resolution and number of bits of the design variables.

Design Variable	Resolution	Number of bits
L	5 mm	6
H_f	0.5 mm	9
δ_f	0.025 mm	6
N_f	1	5
Q_h	0.1 W	8

Figures (6) through (9) show the sets of near-optimal solutions, plotted as a function of the best values found for all geometrical design variables.

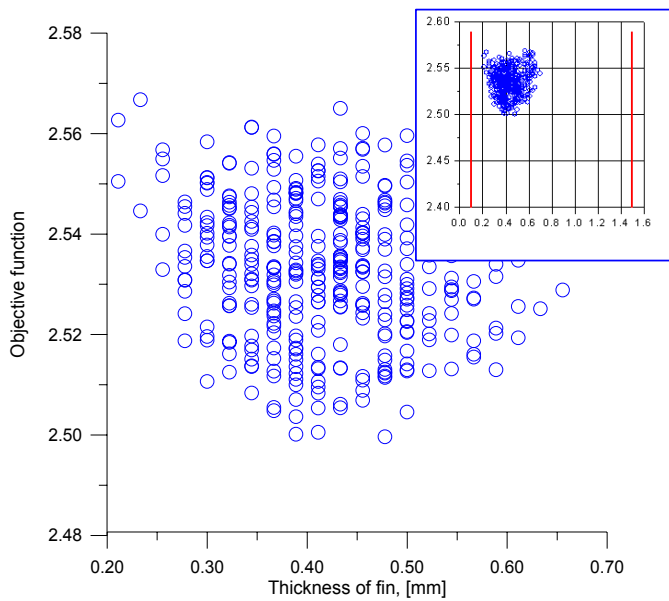


Figure 6. Mapping of near-optimal solutions, plotted as a function of fin thickness.

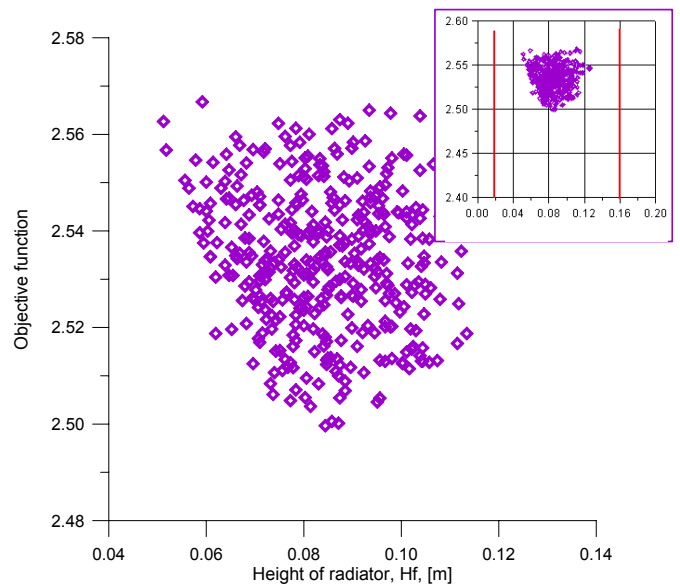


Figure 7. Mapping of near-optimal solutions, plotted as a function of the radiator fin height.

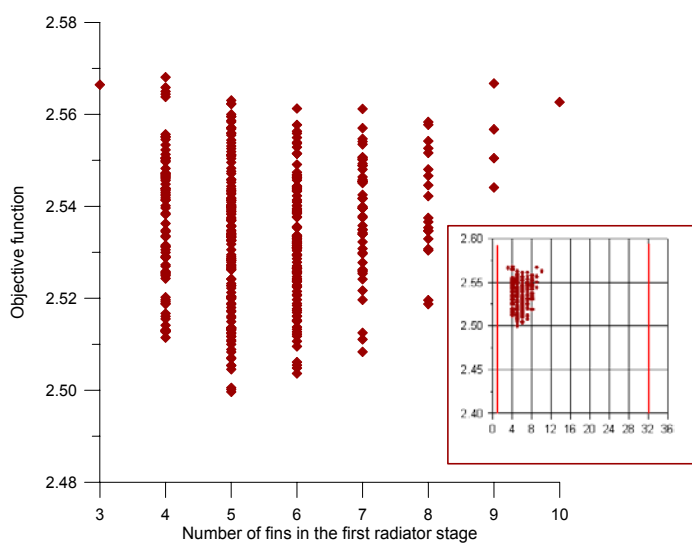


Figure 8. Mapping of near-optimal solutions, plotted as a function of fin number

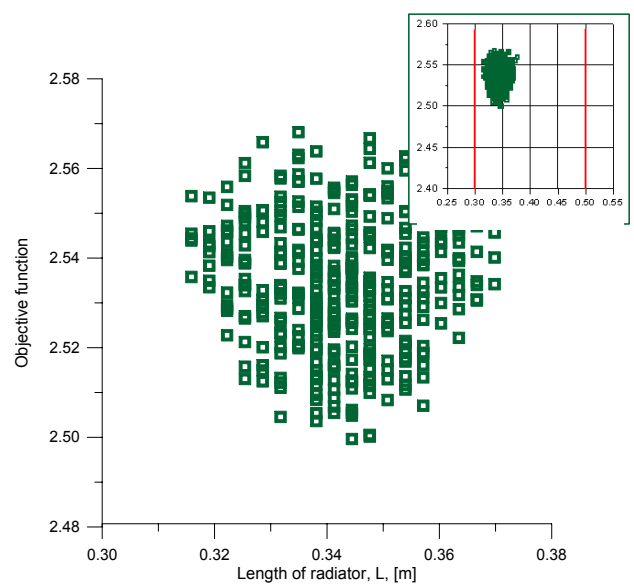


Figure 9. Mapping of near-optimal solutions, plotted as a function of the radiator length.

For the setting of the parameter τ , some preliminary numerical experiments were done running GEO for the radiator problem with different values of τ . They ranged from $\tau = 0.25$ to $\tau = 5.00$, in steps of 0.25. Fifty executions were done for each τ , and for each execution the algorithm stopped after 10000 function evaluations. In average, GEO performed better with $\tau = 2.0$. This value was then used in the searches performed to find the optimal parameters of VESPAR.

Each graph shows the best objective function values found in 400 independent runs of GEO. Each run was stopped after 10^6 function evaluations. In the small box inside each Figure, these sets are plotted in a scale that shows the bound constraints for the geometric design variables.

In Tab. (4) the four best solutions obtained from the set of results for VESPAR are presented, together with the design parameters calculated for the conventional radiator.

Table 4. Best Design parameters for VESPAR (4 best results) and the conventional radiator.

Type of Radiator	fo	Q _h [W]	M _t [kg]	L [m]	H _f [cm]	δ _f [mm]	N _f
VESPAR	2.499	7	2.551	0.344	8.438	0.478	5
	2.500	7.29	2.541	0.347	8.712	0.389	5
	2.500	7.17	2.546	0.347	8.575	0.411	5
	2.503	7.52	2.536	0.338	8.137	0.389	6
Conventional	-	15.00	0.560	0.320	-	-	-

From Tab. (4) it can be seen that a around half the heater power used in the conventional assembly is necessary for a design using VESPAR, operating in the same boundary conditions. The penalty in mass was around 2 kg. It can also be seen that the radiator area of VESPAR is almost the same as the area of the conventional one, so there will be no impact on the area of the satellite covered by the radiator, by using VESPAR. These results indicate that the VESPAR concept can be a very attractive option for satellites with limited availability of electrical power to be used by the thermal control subsystem, such as micro-satellites.

All results shown above were obtained using equal weighting factors ($\lambda_m=\lambda_h=0.5$) in the definition of the objective function. That is, was given the same importance for each optimization criterium. However, there is a trade-off between radiator mass and heater power. So it is important to have the complete set of possible trade-off solutions so that the chief design engineer can choose one that better fits the requirements at system level. This set is known as the Pareto frontier of non-dominated solutions (Messac, et al., 2000). A good approximation of the Pareto-optimal frontier can be obtaining by performing the optimization for different values of weighting factors. Figure 10 shows such an approximation (also including some dominated solutions), obtained from 3 sets of near-optimal solutions: i) the basic case ($\lambda_m=\lambda_h=0.5$), ii) one with greater importance to minimize heater power ($\lambda_m=0.1, \lambda_h=0.9$) and iii) other with greater importance to minimize the radiator mass ($\lambda_m=0.9, \lambda_h=0.1$).

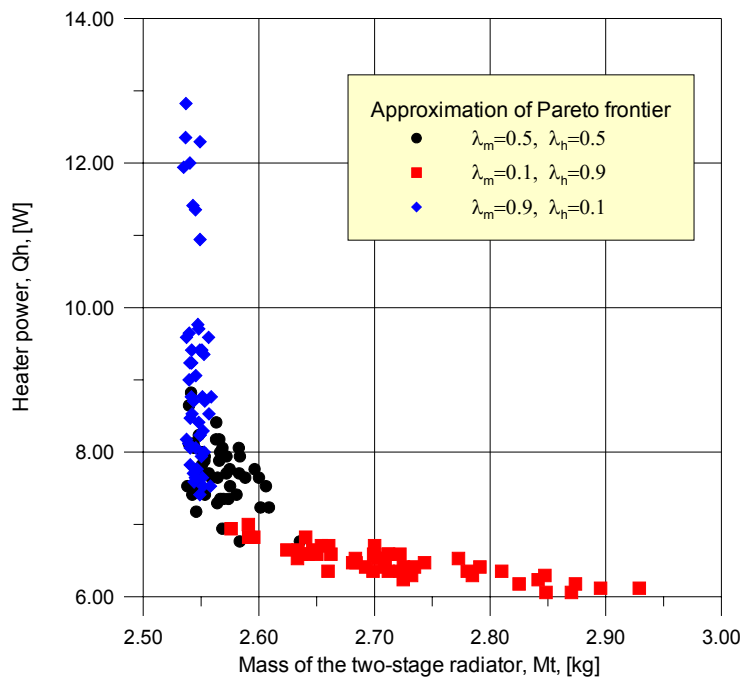


Figure 10. Plot of approximation of Pareto optimal solutions domain.

From Figure 10, it can be seen that minimizing both criterias simultaneously leads to optimal values at $Q_h \cong 7\text{W}$ and $M_s \cong 2.5\text{ kg}$. The power consumption in principle can be reduced down to about 6 W, however an extra mass penalty of about 0.5 kg is needed to achieve it.

Conclusions

A new concept of a space radiator with variable emittance was presented. Using a recently developed temperature dependent variable emissivity coating and an innovative geometry, it has no moving parts being in principle more reliable than the conventional thermal louvers. Named VESPAR, it had its concept feasibility verified numerically through a design optimization approach, and the results show that it has a great potential to be used in applications where the electrical power available to be used by the satellite thermal control subsystem is very limited.

It is envisioned that the utilization of such kind of radiator in micro-satellites would lead to considerable electric power savings and contribute to a longer satellite life.

5. Reference list

- Bak P. and Sneppen K., 1993, "Punctuated equilibrium and criticality in a simple model of evolution", *Physical Review Letters*, 71, pp. 4083-4086.
- Douglas D. et al., 2002, "Development of the Variable Emittance Thermal Suite for the Space Technology 5 Microsatellite", *Space Technology and Applications International Forum (STAIF)-2002*, CP 608, Ed. M. El-Genk, American Institute of Physics, pp. 204-210.
- Garrison Darrin, A.M., Osiander R., Champion J., Swanson T. and Douglas D., 2000, "Variable Emissivity Through MEMS Technology", *STAIF AIP Conference Proceeding 504 NY*, pp. 803-809.
- Gilmore D.G., 1994, "Satellite Thermal Control Handbook", The Aerospace Corporation Press, California, United States.
- Isachenko V.P. and Sukomel A.S. A., 2000, "Heat Transfer", ISBN: 089875027X, International Law & Taxation.
- Karan, R. D., 1998, "Satellite Thermal Control for Systems Engineers", Vol 181, *Progress in Astronautics and Aeronautics*, 286 p.
- Kono, J., Quintino, M., Rudorff, B. and Carvalho H., 2003, "The Amazon Rainforest Monitoring Satellite – SSR-1". *Acta Astronautica*, 52, pp. 701-708.
- Kruzelecky, R. V., Haddad E., Jamroz W., Soltani M., Chaker M. and Colangelo G., 2005, "Thin-film Smart Radiator Tiles With Dynamically Tuneable Thermal Emittance", *SAE Paper 2005-01-2936*, *Proceeding of International Conference on Environmental Systems (ICES)*, July 11-14, Hotel Villa Pamphili, Rome, Italy.
- Messac, A., Sundararaj, G. J., Tappeta, R. V. and Renaud, J. E., 2000, "Ability of Objective Functions to Generate Points on Nonconvex Pareto Frontiers", *AIAA Journal*, Vol. 38, No. 6, pp. 1084-1091.
- Muraoka, I., Sousa, F.L., Parisotto, W.R. and Ramos, F.M., 2001, "Numerical and Experimental Investigation of Thermal Louvers for Space Applications", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, Vol. XXIII, No. 2, pp. 147-153.
- Parisotto, W. R., Muraoka, I. and Ramos, F. M., 1996, "Analysis and Development of Thermal Louvers for the Brazilian Space Program", *20th International Symposium on Space Technology and Science*, Gifu, Japan, May 19-25.
- Shimakawa, Y., et al., 2002, "A variable-emittance radiator based on a metal-insulator transition of (La,Sr)MnO₃ thin films", *Applied Physics Letters*, 80, 4864-4866.
- Sousa, F. L., Ramos, F. M., Paglione P. and Girardi, R.M., 2003, "New Stochastic Algorithm for Design Optimization", *AIAA Journal*, Vol. 41, Number 9, pp. 1808-1818.
- Tachikawa S., et al., 2000, "Design and Ground test Results of a Variable Emittance Radiator", *Proceeding of the 30th ICES - International Conference on Environmental Systems*, Toulouse, France, July, Paper SAE 2000-01-2277.
- Tachikawa S., Ohnishi A., Shimakawa Y., Ochi A., Okamoto A. and Nakamura Y., 2003, "Development of Variable Emittance Radiator Based on a Perovskite Magnese Oxide", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 17, No 2, April-June 2003, pp. 264-268.
- Tachikawa S., Ohnishi A., Shimazaki K., Okamoto A., Nakamura Y., Shimakawa Y., Mori T. and Ochi A., 2001, "Smart Radiation Device: design of an Intelligent Material with Variable Emittance", *Proceeding of the 31th ICES - International Conference on Environmental Systems*, World Resort, Orlando, USA; July 9-12, Paper SAE 2001-01-2342, pp. 1-5
- Vanderplaats, G. N., 1998, "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design", *Vanderplaats Research & Development, Inc.*, Colorado Springs, United States, 417 p.
- Vlassov, V. V., Souza, F. L. and Takahashi, W. K., 2006, "Comprehensive Optimization of a Heat Pipe Radiator Assembly filled with Ammonia or Acetone", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 49, Issues 23-24, pp 4584-4595.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A SMALL SCALE COGENERATION PLANT BASED ON A THERMAL FLUID HEAT EXCHANGER CONNECTING AN ABSORPTION CHILLER TO A MICROTURBINE

Janilson Arcangelo Rossa.

Federal University of Santa Catarina – UFSC
Department of Mechanical Engineering
Laboratory of Combustion and Thermal System Engineering
Campus Universitary 88040 Florianópolis - SC
janilson@labcet.ufsc.br

Edson Bazzo

Federal University of Santa Catarina - UFSC
Department of Mechanical Engineering
Laboratory of Combustion and Thermal System Engineering
Campus Universitary 88040 Florianópolis - SC
ebazzo@emc.ufsc.br

Abstract.

A thermodynamic modeling is proposed to a small scale cogeneration system, consisting of a 3.5 RT water-ammonia absorption chiller connected to a 28 kWe natural gas microturbine. The proposed configuration changes the absorption chiller, replacing the prior natural gas burning system for thermal fluid as heat source. A computational algorithm is programmed for energetic and exergetic efficiency estimation, taking into account a thermal fluid heat exchanger connecting the absorption chiller to the microturbine. The coefficient of performance (COP) is also evaluated, particularly for different environmental temperatures and different chilled brine requirements. First results have shown the consistency of the proposed thermodynamic model and a good performance of the cogeneration system. The residual energy associated to the microturbine exhausting gases is already enough to supply the absorption chiller load, for electrical power output about 19 kWe, resulting in a highest heat recovery ratio. Otherwise, for electrical output above 19 kWe, a very little influence on the CHP efficiency was observed. The exergy efficiency decreases slightly for increasing environment temperature. In additional, the CHP efficiency and COP decrease strongly for environment temperature above 30 °C.

Keywords. Cogeneration, Natural gas microturbine, Ammonia-water absorption chiller, Second law analysis,

1. Introduction

The natural gas availability and continuous increasing on the energy cost have recommended new technologies or the use of high efficiency equipment in cogeneration systems, for both electrical power and thermal loads generation.

Among this scenario, small scale cogeneration plants based on absorption chillers connected to natural gas microturbines are here proposed for electrical power and chilled brine generation. Absorption refrigeration should become economically attractive when there is a source of inexpensive heat energy at temperatures above 100°C (Çengel & Boles, 2002). Recent results concerning a combination of a BrLi-water absorption machine 10 RT (35.2 kW_T) with a propane gas microturbine 24 kW_e have been reported by Ho *et. al.* (2003), showing favorable impacts, as an important conclusion, on the performance of the cogeneration system, when longer operating hours is observed. The real performance and behavior of ammonia-water absorption chiller was reported by Lazzarin *et al.* (1996). A thermodynamic modeling has been also proposed to a small scale cogeneration system, consisting of an absorption chiller 5 RT connected by a thermosyphon heat exchanger to a natural gas microturbine 28 kWe (Rossa & Bazzo, 2006). The proposed configuration changes the heat source of the absorption chiller, replacing the prior natural gas burning system. The exhausting gases from the microturbine are conducted through a proposed thermosyphon heat exchanger. The heat is directly transferred to the ammonia-water solution. No intermediate fluid was considered. The mass flow rate, the energy balance and the exergy destruction for the microturbine, heat exchanger and each component of the chiller were evaluated.

In this work, a thermodynamic modeling is presented for the small scale cogeneration plant to support simultaneous production of power output and chilled brine, this consisting of 45% of water and 55% of ethylene glycol. The small scale cogeneration plant consists of a 3.5 RT (12.3 kW_T) ammonia-water absorption chiller connected to a 28 kWe natural gas microturbine. The proposed configuration changes the heat source of the absorption chiller, replacing the direct natural gas burning system by a heat exchanger connected to the microturbine, which warms a thermal fluid as an intermediate fluid. The warmed thermal fluid is continuously pumped to the chiller generator, providing the required ammonia separation. The thermodynamic simulation takes into account environmental changes. A computational

implementation was carried out using the software EES, considering the ammonia-water properties calculation. First results show the reliability and a good performance of the proposed configuration. These values are used to analyze the influence of operation parameters on the absorption chiller performance coefficient, on the microturbine and especially on the combined heat power (CHP). The second law analysis was considered to determine the exergetic efficiency.

2. System Descriptions

The cogeneration system, consists of a 3.5 RT (12.2 kW_T) gas fired Robur Chiller connected through a cross flow heat exchanger to a 28 kW_e Capstone turbine model C30 LP. The residual energy of exhausting gases is recovered by a thermal fluid recovery system, for driving the absorption chiller. Thermal fluid consisting of an hydrotreated natural hydrocarbon is used for partially recovering the exhausting gases residual energy to take to the absorption chiller. Figure (1) shows the schematic cogeneration system in four subsystems, including the central natural gas supply, the microturbine, the heat recovery system and the absorption chiller.

The natural gas is supplied to the microturbine from central natural gas storage, at approximately 150 kPa. Electricity and hot exhausting gases at a temperature about 260°C are produced as energy output. The exhausting gases from the microturbine are directed into the heat exchanger, warming the thermal fluid used to transport energy to the absorption chiller, supplying the required heat load.

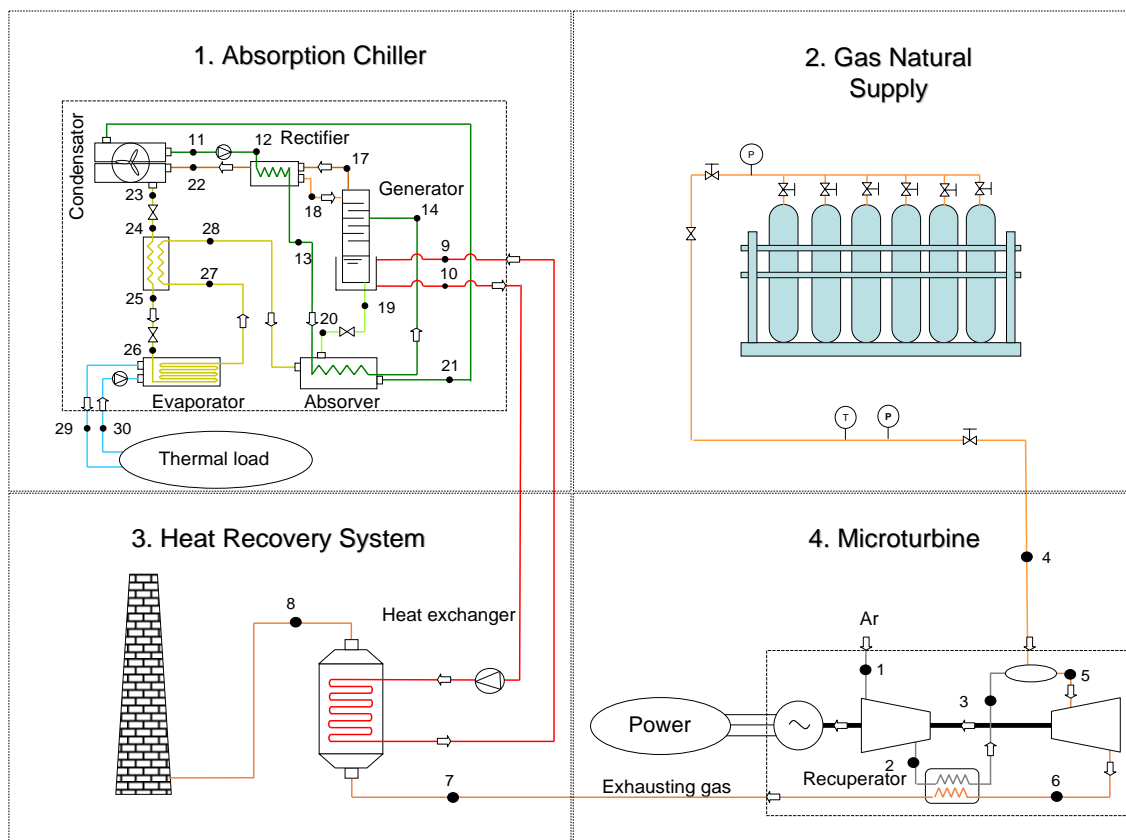


Figure 1. Diagram of the CHP configuration.

The thermal fluid coming from heat exchanger flows throughout a finned wall, transferring heat to the working fluid inside the chiller's generator. In the absorption chiller, a solution of ammonia and water is used as the working fluid, where ammonia is the refrigerant and water is the absorbent fluid. The ammonia-water solution in the generator is warmed, producing both vapor with a strong concentration of ammonia and a liquid solution with a low concentration of ammonia (weak solution).

The ammonia vapor flows into the rectifier, for purification. The hot and pressurized ammonia vapor exiting the rectifier enters the condenser where it is cooled and condensed by rejecting heat to the surroundings.

The liquid ammonia is then throttled to a lower pressure section by means of a first expansion valve and further it is previously cooled in a precooler. In the following, the liquid ammonia pressure is again reduced from 436 kPa to 262 kPa at temperatures about -12 °C by a second expansion valve, flowing to the evaporator, picking up heat from the cold

refrigerated space, where a solution of water-ethylene glycol (brine) is chilled for attending the thermal power demand. The low pressure ammonia vapor then leaves the evaporator and enters the absorber, after cooling the liquid ammonia coming from the condenser (precooler).

The ammonia vapor enters the absorber, where it dissolves and reacts with water, in direct contact with the weak solution coming from the generator and through a restrictor. The absorption of ammonia vapor is an exothermic process. Heat is released during this process. The solution flows from the absorber to a portion of the condenser for cooling and complete absorption. The lower is the temperature, the higher the concentration.

At this point, now the liquid solution with high concentration of ammonia (strong solution) is pumped through a coil inside the rectifier and also another coil inside the absorber (GAX system), where it is preheated before entering in the generator. A hydraulically driven diaphragm pump is used to displace the strong solution to the high pressure level inside the generator.

3. Thermodynamic analysis

The mass conservation principle, the first and the second law of thermodynamics were applied to each component of the system. All components of the CHP were considered as a control volume with inlet and outlet streams heat transfer and work interactions. Concerning the mass conservation and the first law of thermodynamics, the governing equations are:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i z_i - \sum \dot{m}_o z_o = 0 \quad (2)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_o h_o - \sum \dot{m}_i h_i \quad (3)$$

where \dot{m} is the mass flow rate [kg/s], z is the mass fraction of ammonia in the solution, h is the specific enthalpy [kJ/kg], \dot{Q} is the heat transfer [kW] and \dot{W} is the power output [kW], subjected to the following assumptions:

- Dead state of $T_0 = 25^\circ\text{C}$ and $P_0 = 101.025 \text{ kPa}$;
- Steady state operation;
- Equilibrium thermodynamic at all points;
- Equal pressure in heat exchange and generator;
- Neglected pressure drop inside the tubes and components;
- Refrigerant vapor concentration leaving the rectifier fixed to be 0.98 (point 22);
- Difference between inlet and outlet cool water fixed to be 5°C .

The COP of the absorption system is defined as the desired output in the evaporator (\dot{Q}_{cool}) per required input in the generator (\dot{Q}_{HR}) and it can be calculated by:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cool}}{\dot{Q}_{HR}} \quad (4)$$

The heat recovery system ratio (R_{HR}) is obtained from the heat energy recovered and the thermal load (\dot{Q}_{fuel}) from the microturbine. Therefore, it is expressed as:

$$R_{HR} = \frac{\dot{Q}_{HR}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (5)$$

Defining the CHP efficiency [η_{CHP}] as the ratio of the cooling load plus electrical load to the input fuel energy to the CHP. Therefore, it is expressed as:

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{cool}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (6)$$

The second law was used to calculate the CHP efficiency based on exergy. Ignoring magnetic, electrical, nuclear, and surface tension effect the total exergy of system becomes the summation of physical (ψ^{ph}) and chemical (ψ^{ch}) exergies:

$$\psi = \psi^{ch} + \psi^{ph} \quad (7)$$

where the physical exergy is defined as:

$$\psi^{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (8)$$

where T_0 is temperature [°C], s is the specific entropy [kJ/kg K] and the subscript 0 means that the properties are evaluated at the dead state condition.

For the water-ammonia solution considered here, the chemical exergy is roughly calculated using the same equation presented by Misra et al. (2006):

$$\psi^{ch} = \frac{z}{M_{NH_3}} e_{ch,NH_3}^0 + \frac{(1-z)}{M_{H_2O}} e_{ch,H_2O}^0 \quad (9)$$

where M_{NH_3} and M_{H_2O} are the molar mass of ammonia and water, respectively, and e_{ch,NH_3}^0 and e_{ch,H_2O}^0 are the standard chemical exergy of ammonia and water, respectively, as given by Ahrendts (1980). The calculation procedure of the chemical exergy of various substances based on standard chemical exergy values of respective species has been discussed by Bejan et al. (1996), Szargut et al. (1988) and Ahrendts (1980).

The second law efficiency of the CHP (ε_{CHP}) is defined as the ratio of the useful exergy to exergy supplied to the CHP. Therefore, the exergetic efficiency of the CHP is the ratio of sum the electricity energy (\dot{W}_e) generated by microturbine and the required chilled brine exergy at the evaporator to the exergy of the heat source.

$$\varepsilon_{CHP} = \frac{\dot{W}_e + \dot{m}_{29} (\psi_{29} - \psi_{30})}{\dot{m}_{fuel} \psi_{fuel}} \quad (10)$$

where the \dot{m}_{fuel} and ψ_{fuel} are the mass flow rate and the exergy of the fuel, respectively.

4. Validation of computational code

The input data include the environmental conditions, electrical power, natural gas lower heating value, heat exchanger effectiveness, chilled brine flow rate, inlet and outlet temperatures. The values of pressure, temperature, enthalpy, entropy, mass concentration, mass flow rate, and exergy of the solution are calculated. The COP, exergetic efficiency of the chiller and CHP efficiency were also estimated.

The heat exchangers were computed on the basis of a given effectiveness or setting a temperature difference, taking into account the effects of flow rates and propriety variations of brine and ammonia-water solutions. Table (1) reports the characterization of the heat transfer devices in the CHP.

Table 1 - Characterization of the heat transfer devices in the CHP.

Device	Type	Effectiveness [%]	ΔT [°C]
<i>Microturbine</i>			
Recuperator	air/air	0.70	
<i>Absorption chiller</i>			
Evaporator	brine/vapor	--	$T_{30}-T_{29} = 5$
Absorber	solution-solution	0.85	
Generator	thermal fluid /solution	--	$T_{10}-T_{19} = 10$
Condenser	air cooled	0.50	
Solution cooled absorber	air cooled	0.50	
Rectifier	vapor/solution	0.15	
Precooler	vapor/liquid	--	$T_{24}-T_{27} = 32$
<i>Thermal recovery system</i>			
Heat exchanger	thermal fluid/exhaust gas	0.75	

The exhaust gas flow rate were supplied by manufacturer and the turbine and compressor isentropic efficiency value were set to achieve the same electric power and efficiency values supplied by manufacturer Capstone – System Manual. Table (2) compares data predicted by program and experimental values supplied by the manufacturer as function of temperature environment. The errors obtained show the program is well set to predict the real microturbine operation.

Table 2 - Comparison of the manufacturer and the predicted internal conditions of microturbine (environment temperature at 35°C).

Parameters	Manufacturer value	Predicted data	Error [%]
Power load [kW _e]	24	24.4	1.67
Exhausting gas flow rate [kgs ⁻¹]	0.267	0.274	2.62
Exhausting gas temperature [°C]	250	244	2.40
Microturbine efficiency [%]	24	23.3	2.92

In the absorption chiller, the mass flow rate and temperature were set for brine. Tentative values were assumed for the temperatures at the evaporator, the condenser, the generator and the absorber as well as for the concentration of the developed ammonia vapor. Condensation and evaporation temperatures with vapor concentration give high and low pressures. The strong and weak concentrations were evaluated with once the generator and absorber temperatures given. The code validation was done comparing the heat exchanged on each component predicted by program and the experimental values showed by Lazzarin *et al.* (1996). Table (3) shows experimental and predicted cooling capacity as a function of cooled brine outlet temperature at -10 °C.

Table 3 - Comparison of the experimental and the predicted internal parameters of the chiller for brine outlet temperature equal of -10 °C (Environment temperature at 35°C).

Parameters	Experimental results	Predicted data	Error [%]
Brine (water-ethylene glycol) [% / %]	45/55	45/55	-
Strong solution concentration [%]	29.8	35.3	18.46
Weak solution concentration [%]	5.7	6.6	15.79
Condensation pressure [kPa]	1517	1521	0.26
Evaporation pressure [kPa]	208	262	25.96
Strong solution flow rate [kg s ⁻¹]	0.03	0.032	6.60
Weak solution flow rate [kg s ⁻¹]	0.022	0.023	6.15
Vapor mass flow rate [kg s ⁻¹]	0.008	0.0109	2.37
Generator heat flow rate [kW]	20.8	20.8	0.00
Absorber heat flow rate [kW]	19.9	19.6	- 1.51
Evaporator heat flow rate [kW]	9.3	9.3	0.00
Condenser heat flow rate [kW]	10.2	10.5	2.94
COP [-]	0.44	0.45	2.22

5. Result and discussion

In this section, performance data for the system will be presented for steady state conditions. The first two analyzes were done setting environment temperature at 25°C and brine temperature at -6°C, being analyzed the influence of microturbine electrical output in the CHP parameter. The third analyze shows the comportment of the CHP and the absorption chiller with brine temperature change. In the last one, the electrical output and brine temperature were set at 26.5 kW_e and -6 °C respectively, being showed the influence of environment temperature in the CHP and the absorption chiller parameters.

Comparing the results shows in Fig. (2), can be observed that both exhaust gas and thermal fluid temperature rise until microturbine electrical output achieve 19 kW_e, resulting in an increase in the heat transferred to thermal fluid and consequently to generator. As of 19 kW_e the higher absorption chiller cooling capacity is achieved, and heat flux transferred to thermal fluid become constant. As result, exhaust gas temperature increase strongly while thermal fluid temperature is established.

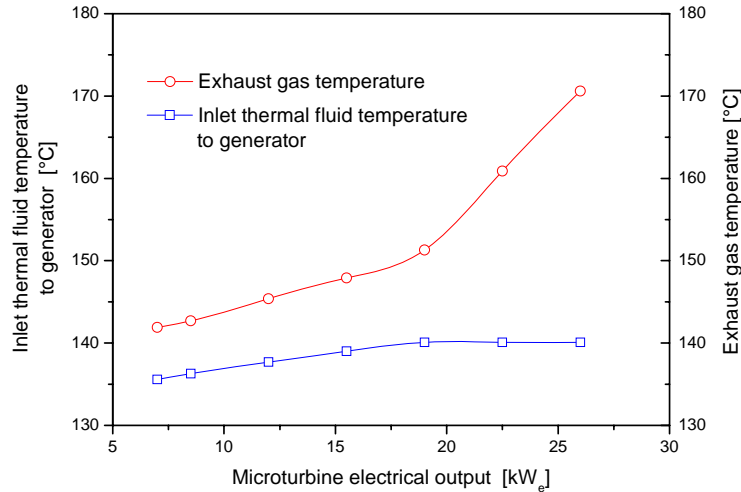


Figure 2 - Changing on the exhaust gas and thermal fluid temperature for microturbine electrical output variation.

The corresponding impact on the heat recovery system ratio and the CHP and exergetic efficiency can be seen from Fig. (3). The highest heat recovery system ratio occurs at 19 kW_e electrical output when the nominal thermal load of generator is established, after this point the heat flux recovery keeps constant and the heat recovery system ratio begins decrease. The CHP efficiency increase strongly until 19 kW_e, where heat recovered is the maximum and as of this value has a slight increase as result of the rise in the electrical output. A raise in the exergetic system efficiency was seen as the microturbine electric output increases.

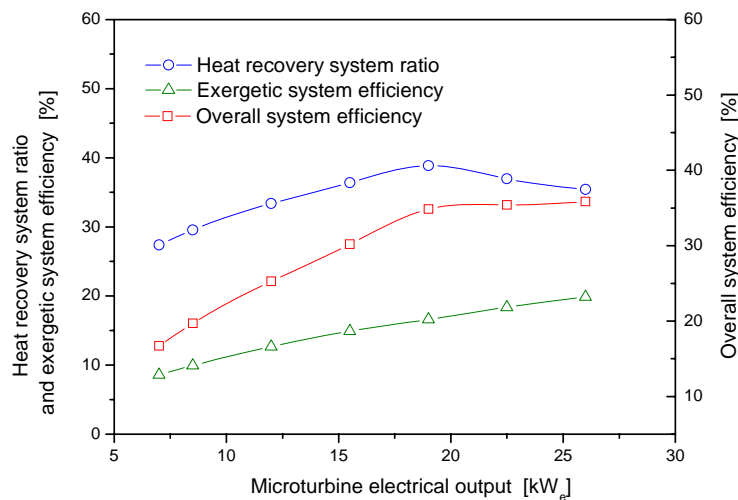


Figure 3 – Changing on the heat recovery system ratio, CHP and exergetic efficiency for microturbine electrical output variation.

Figure (4) shows the COP, CHP and exergetic efficiency variations for different chilled brine outlet temperatures. The COP and CHP increase slightly for chilled brine outlet temperature increasing. On your side, as expected, the exergetic efficiency is almost constant.

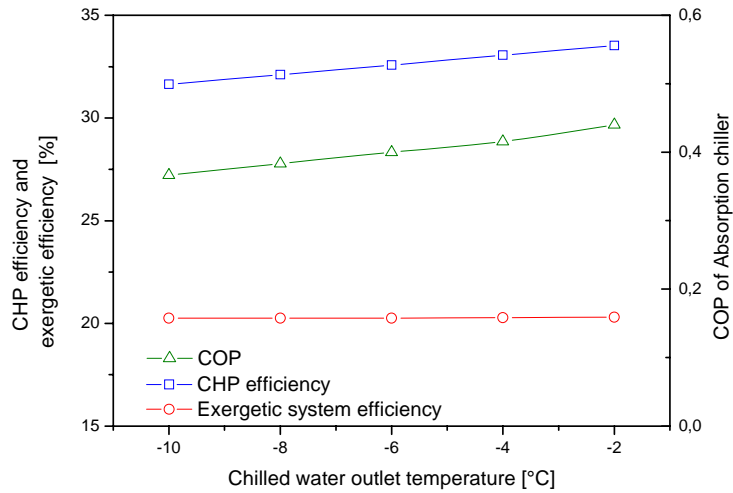


Figure 4 - Variation on the CHP and exergetic efficiency for chilled water outlet temperature changing.

Figure (5) shows the influence of the environment temperature on the CHP, microturbine and exergetic efficiencies, as well as on the COP of the absorption chiller. The higher is the environment temperature, the lower the values for all efficiencies and COP of the absorption chiller. Above 30 °C, it is clear a strongly reduction on the COP and CHP efficiency.

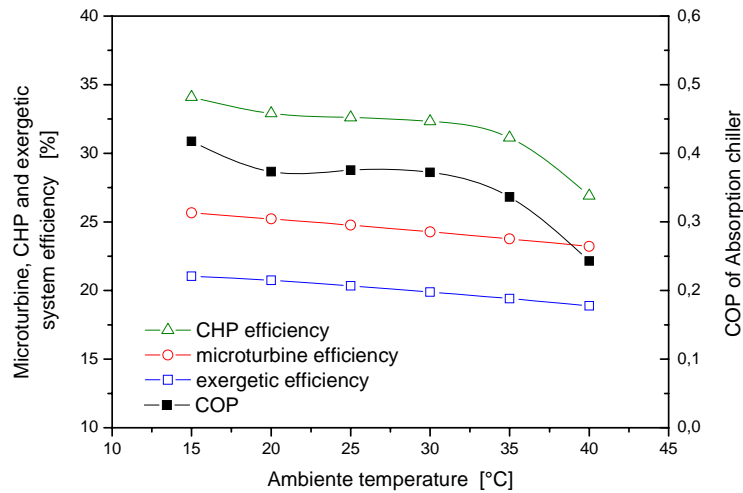


Figure 5 - Variation on the COP, CHP, microturbine and exergetic efficiency for environment temperature.

6. Conclusions

An absorption chiller connected by heat recovery system to a microturbine was analyzed as a promising alternative for cooling water and power generation. The predicted values of microturbine and absorption chiller codes shown low errors as compared with microturbine manufacture (Capstone – System Manual) and experimental results reported by Lazzarin *et al.* (1996). First results have shown the consistency and a potential tool of the proposed thermodynamic model for thermal system analysis, as well as a good performance of the proposed cogeneration system. It was clear that when microturbine electrical output achieves 19 kW_e, the residual energy in the microturbine exhausting is already

enough to supply the absorption chiller load, and for this power the heat recovery system ratio is the highest. Concerning the changing in the electrical load until 19 kW_e, a high influence on the CHP efficiency was observed, while for electrical output up to 19 kW_e, the influence on the CHP efficiency was very little. A slightly increase in the COP and the CHP efficiency as the brine outlet temperature raise was observed, when the exergetic efficiency become keep constant. In the analyze influence of environment temperature in the CHP, was observed that to environment temperatures up at 30 °C the COP and CHP efficiency is strongly prejudiced. Also, for changing on the environment temperature, a same trend for both the COP of the absorption chiller and the CHP efficiency was observed.

5. References

- Ahrendts, J., 1980, "Reference States", *Energy*; Vol. 5, pp. 667-677.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996, "Thermal Design and Optimization", Ed. John Wiley & Sons, NY, USA, 542 p.
- Capstone, "Capstone Micro Turbine Model 330 - System Manual", Part number 512364-001, Chatsworth, CA, USA.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., 2002, "Thermodynamics an Engineering Approach", 4th edition, Ed. McGraw-Hill, NY, USA, 930 p.
- Ho, J. C., Chua, K. J., Chou, S. K., 2004, "Performance Study of a microturbine System for cogeneration Application", *Renewable Energy*, Vol. 29, pp. 1121-1133.
- Klein, S. A., Álvaro, F. L., 2003, "EES-Engineering Equation Solver", Version 7.413-3D, F-Chart Software, Madison, WI.
- Kotas, T. J., 1995, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Ed. Krieger Publishing Company, Malabar.
- Lazzarin, R. M., Gasparella, A., Longo, G. A., 1996, "Ammonia-Water Absorption Machines for Refrigeration: Theoretical and Real Performance", *Int J. Refrigeration*, V. 19, No. 4, pp. 239-246.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta, A., 2006, "Thermoeconomic Evaluation and Optimization of an Aqua-Ammonia Vapour-Absorption Refrigeration System", *Int J. Refrigeration*, V. 29, pp. 47-59.
- Paratherm, 2001, "Heat Transfer Fluid Technical Data", Conshohocken, PA, USA.
- Rossa, J. A., Bazzo, E., 2006, "Thermodynamic Modeling and Second Law Analysis for an Ammonia-Water Absorption System Associated to a Microturbine", *Proceedings of the 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Crete, Greece.
- Szargut, J., Morris, F. R., Steward, F. R., 1988, "Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes", Ed. Hemisphere Publishing Corporation New York, USA.

ANÁLISE TÉRMICA NUMÉRICA DE UM FORNO TÚNEL PARA CERÂMICA

Alessandro Pedro Dadam

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
Florianópolis - SC
alessandro@labcet.ufsc.br

Vicente de Paulo Nicolau

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
Florianópolis - SC
vicente@emc.ufsc.br

Resumo. A tecnologia existente para o projeto de fornos túneis é praticamente toda empírica, não havendo estudos relevantes que estabeleça diretrizes básicas na concepção de um forno novo ou na modificação de um já existente. Partindo desta premissa, vêm-se desenvolvendo ferramentas que permitem simular o funcionamento térmico de fornos e secadores, de forma a auxiliar no projeto de equipamentos mais eficientes e de menor custo. Assim, este trabalho consiste em desenvolver e aplicar uma ferramenta de simulação no auxílio ao projeto e à construção de fornos túneis. O forno estudado é um forno túnel, destinado à queima de produtos de cerâmica diversos, que permite a utilização simultânea de dois combustíveis, o gás natural e a serragem. Ao baixo custo desta última, será associada a facilidade de regulagem e a qualidade da queima do gás natural. Os resultados das análises térmicas desenvolvidas neste trabalho foram utilizados no projeto e na construção de um forno túnel. Estes dados, gerados pelas simulações, abrangem os perfis de temperatura das paredes, gases e carga ao longo do forno e todo o balanço energético envolvido.

Palavras Chave: Forno túnel, eficiência energética, simulação numérica, cerâmica.

1. Introdução:

As exigências do mercado mundial para a economia de energia e controle ambiental vêm crescendo nos últimos anos, e em consequência a indústria enfrenta novos desafios para se adequar à nova realidade deste mercado. Esta adequação passa por um completo rearranjo dos processos produtivos das empresas, desde a preparação da obtenção da matéria prima até a expedição e entrega do produto, com a adoção de novas tecnologias e atualização dos equipamentos existentes.

No caso particular das cerâmicas os fornos, elementos de essencial importância no processo produtivo, são em geral projetados, implantados e regulados de forma empírica, sem que se conheça a priori o seu comportamento e os efeitos de possíveis alterações nas suas regulagens.

No caso específico dos fornos tipo túnel, aparentemente uma tecnologia já dominada pela indústria cerâmica mundial, muito ainda tem-se a desenvolver com relação a controle, regulagem e adequação de novos projetos. A tendência dos fornos túneis mais modernos é que estes sejam projetados e construídos com melhor isolamento térmico nas paredes, e também privilegiando um revestimento da base cerâmica das vagonetas, diminuindo a inércia térmica do conjunto. Desta maneira, podem-se obter ciclos de queima mais rápidos, respeitando sempre os limites impostos pelas características de queima de cada material da carga.

Desta forma este trabalho trata do desenvolvimento de uma ferramenta numérica para auxílio no projeto térmico e também nas regulagens de fornos túneis. Outros autores também desenvolveram trabalhos de modelagem de fornos completos, os quais são citados na seqüência.

Abbakumov e Mociu (1981) propuseram um modelo que considera as equações do balanço de energia e balanço de massa dos gases e da carga, somente na zona de queima do forno. Yu (1994) apresentou um modelo que descreve os processos dinâmicos de um forno túnel. O modelo é baseado nas equações do balanço de energia e do balanço de massa, e considera a condução transiente de calor ocorrendo na carga e nas vagonetas, nas três zonas do forno. Segundo Yu (1994), os processos dinâmicos de um forno túnel são controlados justamente pela condução transiente bidimensional na carga e nas vagonetas. O modelo considera uma taxa de entrada de carga, calculado pelo intervalo de tempo no qual uma vagoneta, carregada de produtos ainda não queimados, é empurrada para o interior do forno e, simultaneamente, outra vagoneta, carregada de produtos queimados, é empurrada para fora do forno. Os perfis de temperatura dos gases e de concentração de oxigênio na zona de queima são conhecidos de acordo com os produtos a serem fabricados e de acordo o tipo e dimensões do forno, similarmente ao modelo de Abbakumov e Mociu (1981).

Santos (2001), realizou um estudo em que simula um forno contínuo tipo túnel. Seu trabalho foi baseado em um único modelo de forno, onde construiu um programa específico para o mesmo. Seus resultados numéricos foram comparados com dados experimentais, apresentando boa concordância. Ainda em seu trabalho, Santos (2001),

diferentemente de Yu (1994), usou como entrada do programa a quantidade de combustível e de ar de combustão, para obtenção da curva de temperatura dos gases e da carga, mantendo o aquecimento da estrutura do forno. A partir das simulações foram propostas e implantadas várias alterações no forno, como mais isolamento e alongamento da zona de resfriamento, obtendo resultados satisfatórios de economia e produtividade, relativos ao equipamento da empresa onde realizou as medições.

2. Forno Túnel

Estes são fornos em que a queima se faz de forma contínua, sem interrupção para descarga ou carregamento das peças. Ou seja, enquanto um lote de peças está chegando ao final da queima, outro lote está iniciando, sem descontinuidade do processo.

Nestes fornos as perdas de energia direcionadas ao aquecimento da estrutura tornam-se negligenciáveis, uma vez que o forno opera praticamente em regime permanente. Assim torna-se importante para a economia de energia, a observação dos fluxos de calor pelas paredes e a taxa de energia transportada através do conjunto carga-vagoneta para o exterior do forno, após o resfriamento.

A Fig. 1 apresenta um esquema de um forno túnel, dividido em três regiões, conforme as fases do tratamento térmico sofrido pela carga: pré-aquecimento, queima e resfriamento. Além da movimentação da carga, o esquema mostra os fluxos de gases de combustão e do ar de resfriamento, bem como um diagrama esquemático da distribuição de temperatura ao longo do forno.

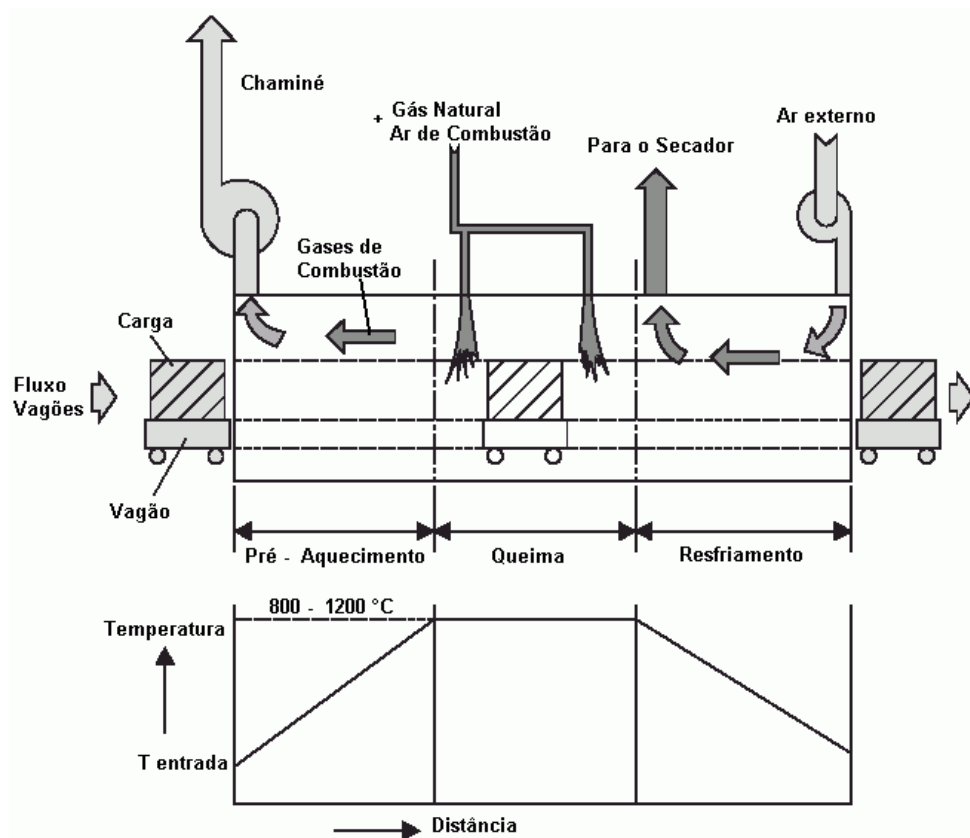


Figura 1: Esquema de um forno túnel (Caddet, 1993).

A Tab. 1 apresenta as dimensões características do forno utilizado como exemplo para a obtenção dos resultados deste trabalho. Estas são as dimensões de um forno projetado e construído em uma indústria cerâmica do sul de Santa Catarina. A simulação também poderia ter sido realizada com outros dados ou em um forno de tamanho diferente, sem nenhum problema, face à generalidade das equações.

Tabela 1: Dimensões características do forno estudado.

Item	Dimensão [m]
Largura útil carga	0,68
Altura útil carga	0,85
Comprimento do forno	63,30
Comprimento da zona de pré-aquecimento	14,70
Comprimento da zona de queima	21,85
Comprimento da zona de resfriamento rápido	3,55
Comprimento da zona de resfriamento	23,20
Espessura da parede do pré-aquecimento	0,65
Espessura da parede da zona de queima	0,85
Espessura da parede das zonas de resfriamento	0,50

3. O Programa Computacional

O programa computacional construído em linguagem *Fortran*, baseado em balanços de massa e energia segundo a técnica de volumes finitos (Maliska, 1995). Nesta análise é possível variar todos os parâmetros do forno como isolamento das paredes, fluxo de massa da carga, dimensões do forno e seus componentes, injeções de ar e retiradas de gases, entre outros parâmetros. Assim, se pode adequar o programa ao forno que se deseja estudar, seja para a simulação para casos de regulação ou na simulação para o projeto de um novo forno. Com os dados do forno já estabelecidos, escolhe-se o volume de combustível, o qual vai sendo variado até atingir a curva de queima desejada.

Portanto trata-se de uma ferramenta que permite realizar a previsão do comportamento do forno incluindo o consumo energético, a curva de queima, que é a distribuição longitudinal de temperatura da carga, a distribuição de temperatura dos gases do forno, as taxas de resfriamento e aquecimento dos gases e da carga, as perdas de energia de todos os componentes estruturais do forno e as taxas de energia transportadas pelo escoamento.

Um grande avanço desta ferramenta é a possibilidade de obtenção dos gradientes transversais de temperatura no interior do pacote da carga, e a implementação das reações termoquímicas sofridas pela carga durante o processo de queima.

A partir da realização dos balanços foi constatado que a energia fornecida pela queima de combustível é consumida basicamente em cinco destinos principais:

- Produtos: energia carregada na saída do forno pelo material queimado, vagonetas e suportes das peças, incluindo-se energia consumida na evaporação da umidade residual e nas reações endotérmicas no interior da argila.
- Chaminé: é a energia presente nos gases de exaustão;
- Perdas de calor: perdas por convecção e radiação para o ambiente através das paredes e por condução pelo piso;
- Secagem: energia reaproveitada para o processo de secagem;
- Aquecimento da estrutura: aquecimento do teto, piso e paredes. Esta parcela é mais significativa apenas quando ocorre mudança no regime de funcionamento do forno.

- Fisicamente o modelo pode ser representado segundo a Fig. 2 e considera as seguintes trocas de calor na execução dos balanços térmicos em cada elemento:

Troca de calor entre elementos da carga: Condução e radiação.

- Troca de calor entre elementos da carga – elementos da vagoneta: Condução e radiação.
- Troca de calor entre elementos da carga – parede interna: Radiação.
- Troca de calor entre elementos da carga – gases do forno: Convecção interna e lateral (somente nos elementos periféricos).
- Troca de calor entre elementos da vagoneta: Condução.
- Troca de calor entre elementos inferiores da vagoneta – base do forno: Radiação.
- Troca de calor entre elementos inferiores da vagoneta – gases circulantes na base do forno: Convecção.
- Troca de calor entre elementos internos – elementos externos da parede: Condução.
- Troca de calor entre elementos da parede interna – gases do forno: Convecção.
- Troca de calor entre elementos da parede externa – ambiente: Convecção e radiação.

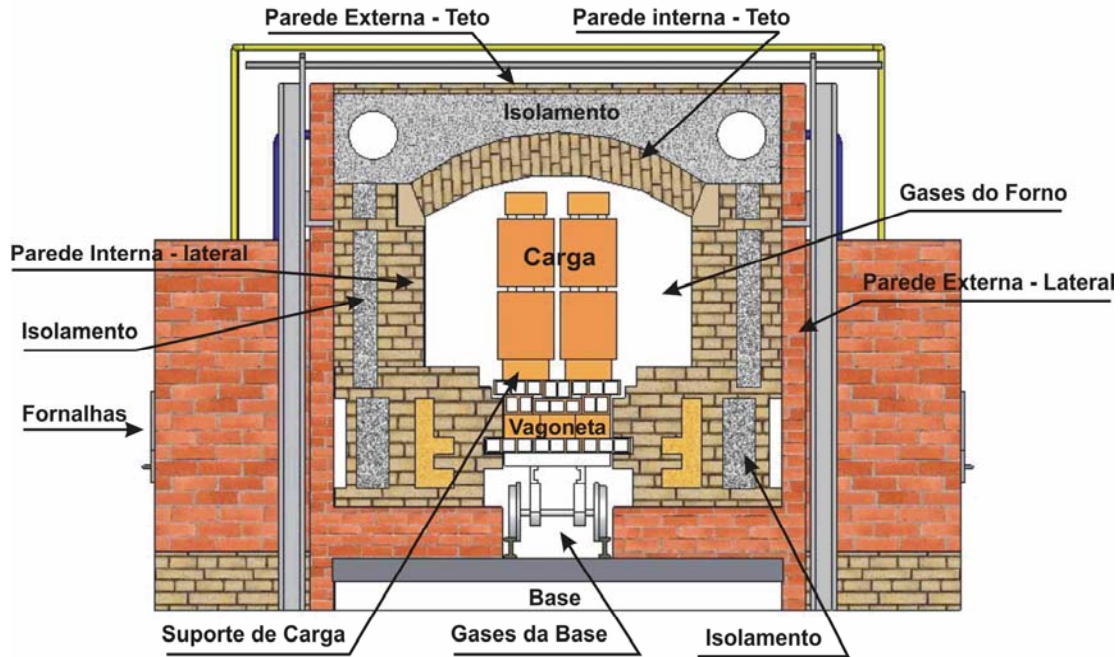


Figura 2: Representação da seção transversal do forno e da carga.

As equações foram escritas para cada elemento do forno, baseadas em balanços semelhantes ao apresentado pela Eq. (1), que representa, de forma genérica, o somatório de todas as trocas mencionadas anteriormente (Incropera e De Witt, 2003).

$$q_k'' \cdot A_k + q_c'' \cdot A_c + q_r'' \cdot A_r + \dot{E}_g + \dot{E}_t = 0 \quad (1)$$

Onde:

q_k'' representa o fluxo de calor condutivo, que atravessa cada uma das fronteiras do elemento, conforme a sua posição no interior do forno, dado em $[W/m^2]$;

q_c'' representa o fluxo de calor convectivo, que atravessa uma ou mais fronteiras do elemento, dado em $[W/m^2]$;

q_r'' representa o fluxo de calor radiativo trocado com superfície vizinha, conforme a posição do elemento, dado em $[W/m^2]$;

A_k , A_c , A_r são, respectivamente, as áreas de troca por condução, convecção e radiação, definidas conforme cada caso, dadas em $[m^2]$;

\dot{E}_g representa a taxa de energia, por unidade de volume, gerada ou consumida por um elemento, conforme as reações sofridas pela massa, dada em $[W]$;

\dot{E}_t Representa a taxa de energia transportada pela massa que entra e que sai do volume de controle, $[W]$.

Com base na formulação matemática originada a partir da equação apresentada acima, o programa computacional foi redigido. A Eq. (2) apresenta, como exemplo, a forma como os elementos do forno foram discretizados, segundo a técnica de volumes finitos (Maliska, 1995). Esta equação apresenta a discretização de um elemento de carga da vagoneta do forno.

$$\begin{aligned}
 0 &= k_{ec} \cdot (A_{sec} / Y_{ec}) \cdot (T_{ec}(ix, iy - 1, iz) - T_{ec}(ix, iy, iz)) & 1^\circ \\
 &+ k_{ec} \cdot (A_{sec} / Y_{ec}) \cdot (T_{ec}(ix, iy + 1, iz) - T_{ec}(ix, iy, iz)) & 2^\circ \\
 &+ k_{ec} \cdot (A_{iec} / X_{ec}) \cdot (T_{ec}(ix - 1, iy, iz) - T_{ec}(ix, iy, iz)) & 3^\circ \\
 &+ k_{ec} \cdot (A_{iec} / X_{ec}) \cdot (T_{ec}(ix + 1, iy, iz) - T_{ec}(ix, iy, iz)) & 4^\circ \\
 &+ h_{iec}(ix, iy, iz) \cdot A_{iec} \cdot (T_{gf}(iz) - T_{ec}(ix, iy, iz)) & 5^\circ \\
 &+ h_{eec}(ix, iy, iz) \cdot A_{eec} \cdot (T_{gf}(iz) - T_{ec}(ix, iy, iz)) & 6^\circ \\
 &+ \sigma \cdot (A_{rsec} / ((1/\epsilon_{ec}) + (1/\epsilon_{ec}) - 1)) \cdot (T_{ec}^4(ix, iy - 1, iz) - T_{ec}^4(ix, iy, iz)) & 7^\circ \\
 &+ \sigma \cdot (A_{rsec} / ((1/\epsilon_{ec}) + (1/\epsilon_{ec}) - 1)) \cdot (T_{ec}^4(ix, iy + 1, iz) - T_{ec}^4(ix, iy, iz)) & 8^\circ \\
 &+ \sigma \cdot (A_{riec} / ((1/\epsilon_{ec}) + (1/\epsilon_{ec}) - 1)) \cdot (T_{ec}^4(ix - 1, iy, iz) + T_{ec}^4(ix, iy, iz)) & 9^\circ \quad (2) \\
 &+ \sigma \cdot (A_{riec} / ((1/\epsilon_{ec}) + (1/\epsilon_{ec}) - 1)) \cdot (T_{ec}^4(ix + 1, iy, iz) - T_{ec}^4(ix, iy, iz)) & 10^\circ \\
 &+ \sigma \cdot (A_{rtec} / ((1/\epsilon_{ec}) + (1/\epsilon_{ec}) - 1)) \cdot (T_{ec}^4(ix, iy, iz - 1) - T_{ec}^4(ix, iy, iz)) & 11^\circ \\
 &+ \sigma \cdot (A_{rtec} / ((1/\epsilon_{ec}) + (1/\epsilon_{ec}) - 1)) \cdot (T_{ec}^4(ix, iy, iz + 1) - T_{ec}^4(ix, iy, iz)) & 12^\circ \\
 &+ \dot{m}_{ecin}(ix, iy, iz) \cdot c_{pec} \cdot (T_{ec}(ix, iy, iz - 1) - T_{ref}) & 13^\circ \\
 &- \dot{m}_{ecout}(ix, iy, iz) \cdot c_{pec} \cdot (T_{ec}(ix, iy, iz) - T_{ref}) & 14^\circ \\
 &+ \dot{m}_{Reações}(ix, iy, iz) Q_{Reações}(ix, iy, iz); & 15^\circ
 \end{aligned}$$

Na Eq. (2) os quatro primeiros termos correspondem às trocas de calor por condução com os elementos vizinhos; o 5º e o 6º termos representam o aquecimento da carga pelos gases circulantes, através da troca por convecção interna e externa; do 7º ao 12º termos tem-se as parcelas de troca de calor com as superfícies vizinhas por radiação; o 13º e o 14º termos correspondem, respectivamente, à entrada e à saída de energia transportada com a massa da carga; o último termo refere-se às taxas de energia envolvidas nas reações inerentes às transformações sofridas pelas massas cerâmicas. Os termos referentes a Eq. (2) encontram-se descritos na Tab. 2.

Tabela 2: Nomenclatura referente aos termos da Eq. (2).

Alfabeto Latino		
A	Área	[m ²]
c _p	Calor específico	[J/kg·K]
h	Coefficiente de troca convectiva	[W/m ² ·K]
k	Condutividade térmica	[W/m·K]
\dot{m}	Fluxo de massa	[kg/s]
Q	Energia referente às reações da argila	[J/kg]
T	Temperatura	[K]
X	Dimensão na direção x	[m]
Y	Dimensão na direção y	[m]
a _{iec}	Área interna dos elementos de carga	[m ²]
Z	Dimensão na direção z	[m]
Alfabeto Grego		
ε	Emissividade	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² ·K ⁴]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
δ	Espessura da base do forno	[m]
Índices		
(iz)	Número de um elemento qualquer da malha do forno, na direção z	
(ix, iy, iz)	Número de um elemento qualquer na malha da carga	
ixL	Número máximo de elementos na direção x	

iyL	Número máximo de elementos na direção y
izL	Número máximo de elementos na direção z
Subscritos	
ec	Elemento da carga
ecin	Elemento da carga que entra no volume de controle
ecout	Elemento da carga que sai do volume de controle
fec	Frontal do elemento da carga
gf	Gases do forno
iec	Interna do elemento de carga
lec	Lateral do elemento de carga
Reações	Reações da argila com a temperatura
ref	Referência
sec	Superior do elemento de carga

A Fig. 3 apresenta o fluxograma relativo a este programa, o qual permite observar o fluxo de informações e a interação das subrotinas com o programa principal.

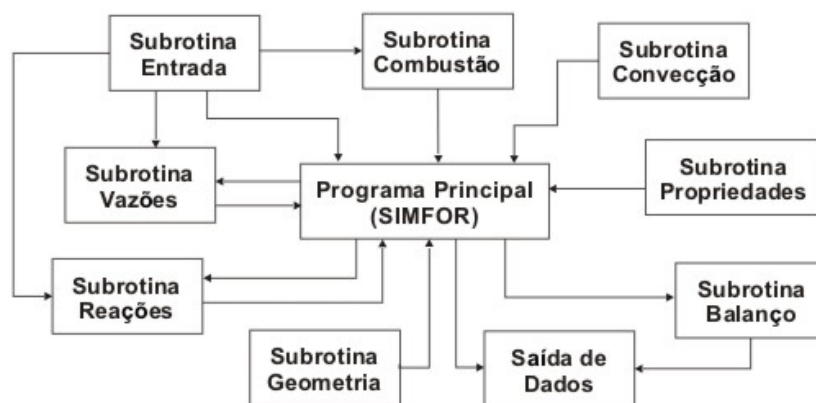


Figura 3: Fluxograma do programa computacional.

Na Tab. 3 encontram-se valores referentes ao tempo computacional relativo a cada malha e o equipamento utilizado para a simulação. Estes são tempos médios para as curvas mostradas na Fig. 4, com dedicação total do computador à execução do programa. Pode-se observar que mesmo com um computador mais robusto, o tempo computacional foi ainda de 12,2 horas. Com computadores mais robustos existentes atualmente no mercado, a discretização poderia ser ampliada para a área da parede e teto, para utilizar modelos de radiação mais detalhados.

Tabela 3: Tempo computacional utilizado nas simulações para diferentes tamanhos de malha para a carga.

Malha da carga	Tempo Médio [horas]	Processador [Mhz]	Memória RAM [Gb]
500x65x65	12,2	AMD 2.200+	1,5
500x50x50	6,0	AMD 2.000+	1,0
500x40x40	3,2	AMD 2.000+	1,0
500x25x25	1,3	AMD 2.000+	1,0
500x5x5	0,1	AMD 2.000+	1,0

4. Análise térmica do forno:

Com o programa computacional fez-se a simulação de um forno que foi construído para a produção de revestimentos cerâmicos extrudados, constituindo elementos de cerâmica vermelha. Com esta simulação se pode estudar diferentes condições operacionais para o forno, sendo que alguns dos valores das grandezas utilizadas como entrada nas simulações encontram-se na Tab. 4. Uma particularidade do forno estudado é a utilização simultânea de dois combustíveis, a serragem e o gás natural. A Tab. 4 apresenta dados das simulações para cinco níveis de produção diária do forno, dada em termos de área de revestimento cerâmico extrudado ou em termos de massa cerâmica

produzida. O consumo de cada combustível, bem como os relativos percentuais em termos de energia produzida, também estão indicados na Tab. 4.

Tabela 4: Simulações de diversas condições operacionais do forno.

Produção	[m ² /dia]	500	750	1000	1250	1500
Produção	[kg/s]	0,13	0,19	0,25	0,31	0,38
Gás Natural - GN	[m ³ /s]	0,00190	0,00195	0,00195	0,00195	0,00210
Excesso de ar - GN		1,65	1,65	1,65	1,65	1,65
Serragem	[kg/s]	0,065	0,070	0,110	0,130	0,155
Excesso de ar - serragem		1,65	1,65	1,65	1,65	1,65
Percentual de GN	[%]	12,1	11,6	7,7	6,6	6,0

A Fig. 4 apresenta as curvas de temperatura simuladas para o elemento central da carga, para os diversos níveis diários de produção (a produção está indicada em tamanho de área coberta pelo piso por dia). Nela pode-se observar que a curva para o nível de produção de 500 m²/dia, em função do escoamento do fluxo de gases e do baixo fluxo de massa de carga, tem-se uma taxa de aquecimento e resfriamento acentuada, ao contrário do nível de 1.500 m²/dia, que tem uma taxa de aquecimento e resfriamento mais lentos. Este comportamento das curvas da Fig. 4 se deve ao fato de que as trocas térmicas no sentido longitudinal em um forno túnel são em sua essência convectivas. Estes fortes gradientes longitudinais, ou rampas, de temperatura imposta sobre a carga podem acarretar danos ao material, indicando que para o forno utilizado os valores extremos se aproximam dos limites máximo e mínimo de produção.

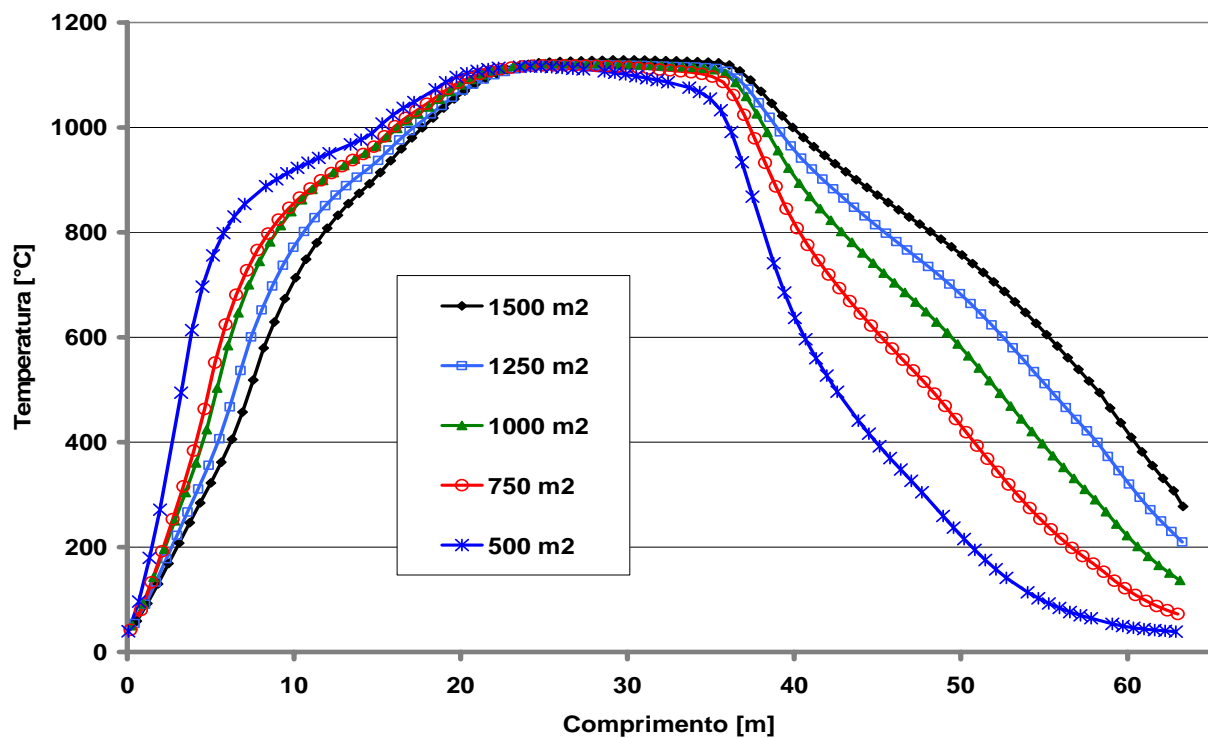


Figura 4: Temperaturas simuladas da carga para diversos níveis de produção diária do forno.

Além de se avaliar os gradientes de temperatura no interior da carga ao longo de todo o forno, deve-se ter cuidado especial com a região de resfriamento em torno da temperatura crítica de transformação do quartzo, 573°C, importante etapa causadora de trincas e rachaduras por dilatação nos produtos.

A Fig. 5 mostra um corte transversal da carga realizado a 60 metros da entrada do forno, no final da zona de resfriamento, com a região central tendo uma temperatura levemente elevada de 130°C e a periferia com 60°C.

Para o processo, o ideal seria a carga sair à temperatura ambiente ao final do forno, com o calor residual sendo recuperado para o processo de secagem. As simulações permitem avaliar se o resfriamento está adequado, ou se há necessidade de novas regulagens ou implementações de novos pontos de injeção de ar de resfriamento ou retirada de gases do interior do forno.

Os gradientes mostrados nas Fig. 4 e 5 podem ser quantificados e avaliados se estão ou não acentuados de acordo com testes realizados em laboratório para determinação dos limites toleráveis que podem ser suportados pelo material da carga.

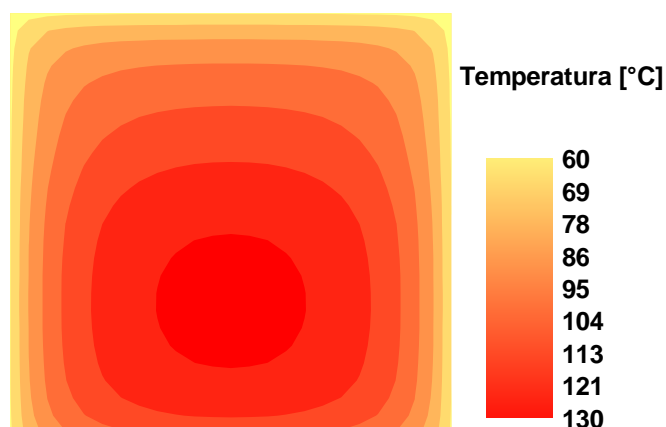


Figura 5: Perfil de temperatura transversal da carga, na região de resfriamento.

Por sua vez, a Tab. 5 apresenta os valores relativos ao tempo de queima e taxas de resfriamento do material no interior do forno para diferentes valores de produção. Para se triplicar o valor da produção diária deve-se triplicar a velocidade da carga, passando-se de 30 para 90 vagonetas/dia. A duração do ciclo de queima é afetada da mesma forma. A temperatura máxima da carga sofre pouca alteração. O tempo de permanência da carga em temperaturas acima de 1.100°C varia de 3,30 para 6,43 horas. O gradiente de temperatura no resfriamento da carga por volta de 573°C sofre uma duplicação com a triplicação da produção. No resfriamento rápido, região vizinha à zona de queima, onde se injeta um volume de ar frio para baixar rapidamente a temperatura até um valor próximo aos 573°C, os gradientes são maiores, mas a relação entre os valores já não se aproxima da duplicação quando se consideram as produções extremas. Esta análise mostra que o comportamento do conjunto é bastante complexo, não havendo uma relação linear entre tempo de permanência ou valores de gradientes com a produção, sendo a análise de grande valia para a determinação dos vários fatores que influem na regulação do forno e para a obtenção de uma curva de queima adequada.

Tabela 5: Valores de velocidades e taxas de resfriamento, referentes aos níveis de produções simulados.

Produção	Vagonetas	Velocidade da Carga	Ciclo Total	Temperatura Máxima da Carga	Tempo para T>1.100 °C	dT/dt médio para T=573 °C	dT/dt médio Resfriamento Rápido
[m ² /dia]	[diária]	[m/s]	[hora]	[°C]	[hora]	[°C/s]	[°C/s]
500	30	0,00042	42,9	1.116	6,43	-0,024	-0,038
750	45	0,00063	28,6	1.118	5,98	-0,022	-0,043
1000	60	0,00083	21,4	1.122	4,87	-0,028	-0,044
1250	75	0,00104	17,2	1.120	3,75	-0,040	-0,044
1500	90	0,00125	14,3	1.129	3,30	-0,048	-0,050

Adicionalmente, sabe-se que a velocidade limite de operação do forno é imposta pelas peças que estiverem mais frias, no interior do empilhamento. A uniformização de temperatura da carga é necessária para evitar que uma parte da mesma fique queimada demais, enquanto outra ainda reste crua. Além disso, a vagoneta deve ser composta por materiais isolantes e de baixa inércia térmica, evitando assim o consumo excessivo de combustível para o aquecimento desta.

A massa cerâmica sofre diversas transformações durante seu processo de queima, tanto endotérmicas quanto exotérmicas, e algumas são de grande importância no cálculo do consumo energético do forno e no controle de qualidade dos produtos. Assim, uma avaliação criteriosa do tipo de peça a ser queimada e do empilhamento desta deve ser realizada para determinar a curva de queima e resfriamento a ser utilizada no forno.

O empilhamento da carga exerce uma importante influência sobre o gradiente de temperatura no interior desta. Empilhamentos muito compactos dificultam o escoamento dos gases pelo interior da carga, e conseqüentemente, as trocas térmicas, retardando assim tanto o seu aquecimento, quanto seu resfriamento. Curvas simuladas de temperatura do interior da carga para diversos empilhamentos são apresentadas na Fig. 6, onde se percebe que os empilhamentos menos compactos, ou seja, aqueles com mais canais internos para passagem dos gases do forno, respondem rapidamente ao aquecimento na seção inicial do forno e ao resfriamento na seção final deste. Isto é muito desejável,

pois permite uma maior homogeneização da temperatura da carga, além de um maior aproveitamento do calor residual desta para o secador.

Este estudo foi realizado utilizando-se uma variável referente à área interna da carga (*aiec*), que representa a forma do carregamento para certo tipo de produto. O cálculo de *aiec* é então realizado a partir do produto que se deseja queimar, sendo que para o caso estudado utilizou-se a simulação com tijolos. Assim conhecendo-se o volume de um tijolo e o volume total do carregamento, pode-se determinar o número de peças que compõem o carregamento do forno. Em seguida, pode-se determinar a área interna total do carregamento através da área interna de cada peça, multiplicando esta última pelo número de peças. Para se saber o valor da área interna de cada volume da malha, basta dividir a área interna total do carregamento pelo número de volumes da malha, evitando-se erros no caso de um refino maior ou menor da malha relativa à carga. Os valores de *aiec* apresentados na Fig. 6, representam a porção da área interna da carga que efetivamente fica exposta ao escoamento.

Para *aiec* assumindo o valor de 0,01 tem-se uma baixa difusão de calor para o interior da carga. Este valor indica que apenas 1% da área interna da pilha de material transportada sobre a vagoneta fica exposta ao escoamento. É um valor baixo, mas não muito raro na prática, onde, em nome da estabilidade do conjunto, as peças são montadas de forma a resultar em uma boa amarração para a pilha. Assim, poucos canais restam abertos na pilha para permitir o livre escoamento dos gases e neste caso a transferência de calor deve ocorrer praticamente por condução. Já no caso de um valor superior a 0,5 passa-se a ter forte influência da convecção e a curva se distancia bastante da primeira. Estas últimas curvas são muito semelhantes à curva obtida para os gases circulantes no forno, indicando que os vários pontos da carga respondem rapidamente, pois têm um maior contato com estes gases. Uma área interna elevada não significa apenas uma carga porosa, mas uma carga bastante permeável, com diversos canais que permitam que os gases circulem facilmente. Furos como os existentes nos tijolos ou blocos só serão benéficos se forem alinhados nas várias peças no sentido transversal ou no sentido longitudinal. Furos bloqueados pelos tijolos vizinhos, colocados de forma transversal aos primeiros, serão resistências ao fluxo de calor, implicando em maiores resistências térmicas e retardo nos processos de aquecimento e de resfriamento.

Na Fig. 6 as curvas relativas à carga com maior área interna apresentam, no início do forno, uma maior troca com os gases e, portanto, rapidamente têm suas temperaturas elevadas, tendendo às temperaturas dos gases do forno. Em conseqüência, quanto maior a área interna da carga, mais eficiente será a troca de calor entre esta e os gases circulantes, alterando bastante o formato em relação às curvas relativas às cargas com menores áreas internas. Este fato também é observado nas outras regiões do forno como no resfriamento, onde as curvas de carga com menor área interna, portanto mais compactas, retêm mais energia em seu interior, saindo do forno com temperaturas mais elevadas. Este fato é indesejado, pois provoca uma retenção de energia na carga, energia esta que poderia ser aproveitada para o secador.

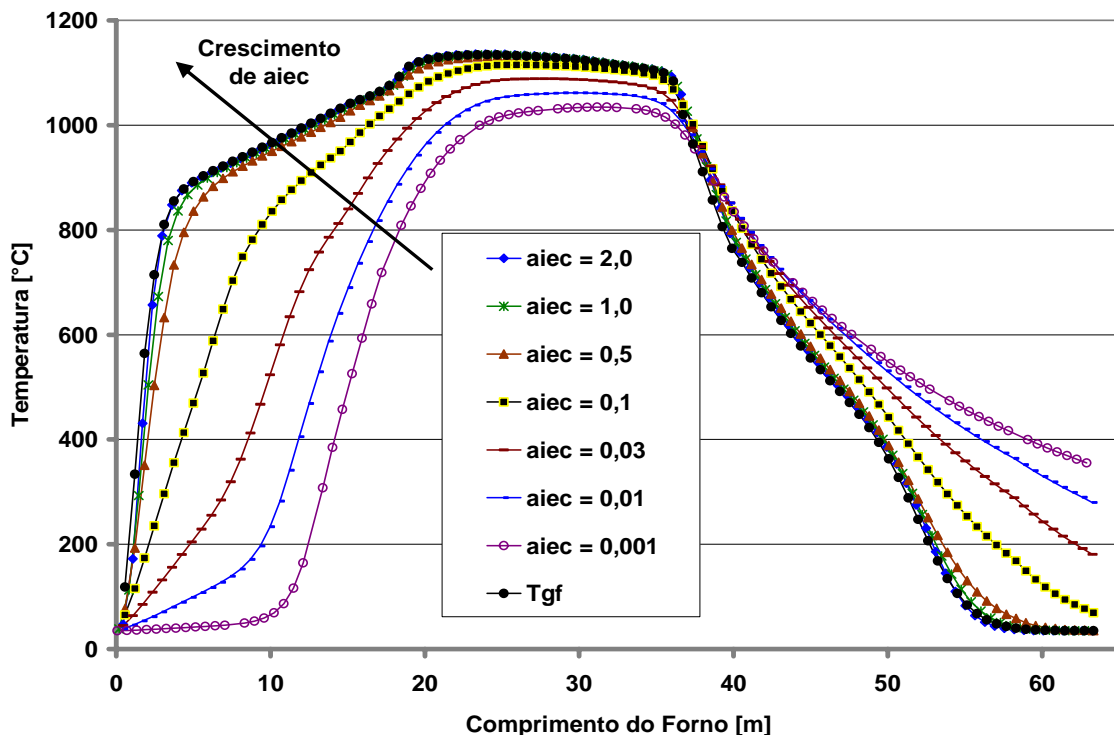


Figura 6: Curvas de temperatura do interior da carga para diversos empilhamentos.

Deste modo uma avaliação da forma do carregamento, associada ao tipo de peça a ser queimada, bem como uma avaliação da curva de queima e resfriamento, considerando o tipo de massa a ser usada, deve ser realizada para determinar qual valor a ser utilizado para a simulação do forno. Conforme os resultados das simulações, alterações podem ser feitas na forma de carregamento para alteração do valor da área interna da carga, e, em consequência, alteração da curva de queima simulada.

Nestas simulações a taxa de produção e o consumo de combustível foram mantidos constantes, segundo a Tab. 4, para um nível de produção de 750m² de pisos/dia, de forma a se poder avaliar a questão da recuperação de energia para o secador, na forma de ar quente e as perdas referentes à carga, registradas na Tab. 6.

Tabela 6: Comparação da recuperação de energia para o secador (*Fluxo rec secador*), perdas com a saída da carga do forno (*Fluxo carga out*), e saída da vagoneta (*Fluxo carro out*), em relação à energia total introduzida no forno, para diferentes valores da área interna da carga (*aiec*).

Área interna carga (aiec)		0,001	0,01	0,03	0,1	0,5	1,0	2,0
Fluxo carga out	[%]	6,23	4,80	2,91	0,84	0,03	0,00	0,00
Fluxo carro out	[%]	0,04	0,04	0,03	0,02	0,01	0,00	0,00
Fluxo rec secador	[%]	7,42	8,42	9,67	11,10	11,50	11,51	11,51

Na Tab. 6 nota-se que à medida que a área interna do elemento aumenta, as perdas pela vagoneta, *Fluxo carro out*, e pela carga, *Fluxo carga out*, vão diminuindo e a recuperação para o secador, *Fluxo rec secador*, aumentando, como seria de se esperar. Quando a área interna do elemento atinge a relação igual a 0,1, as perdas pela carga e pela vagoneta já são inferiores a 1%. Este fato ocorre em função do escoamento de ar frio, que é injetado no interior do forno, trocar mais calor com a carga, pois quanto maior a área interna do elemento de carga, menor resistência é encontrada pelo escoamento e maior a área de contato, melhorando a troca térmica por convecção.

Pela Tab. 6 pode-se observar ainda a existência de um ponto limite, ao redor de *aiec* igual a 0,1, além do qual áreas internas maiores, resultam apenas em pequenos ganhos na recuperação de energia para o secador, não justificando o seu uso.

5. Balanço térmico e efeito do isolamento térmico

O balanço térmico permite mapear a destinação da energia introduzida no forno através da queima do combustível e, assim, oferece subsídios para a atuação tanto no projeto, para a introdução de obras de melhorias, quanto na regulagem, buscando a racionalização do uso desta energia térmica.

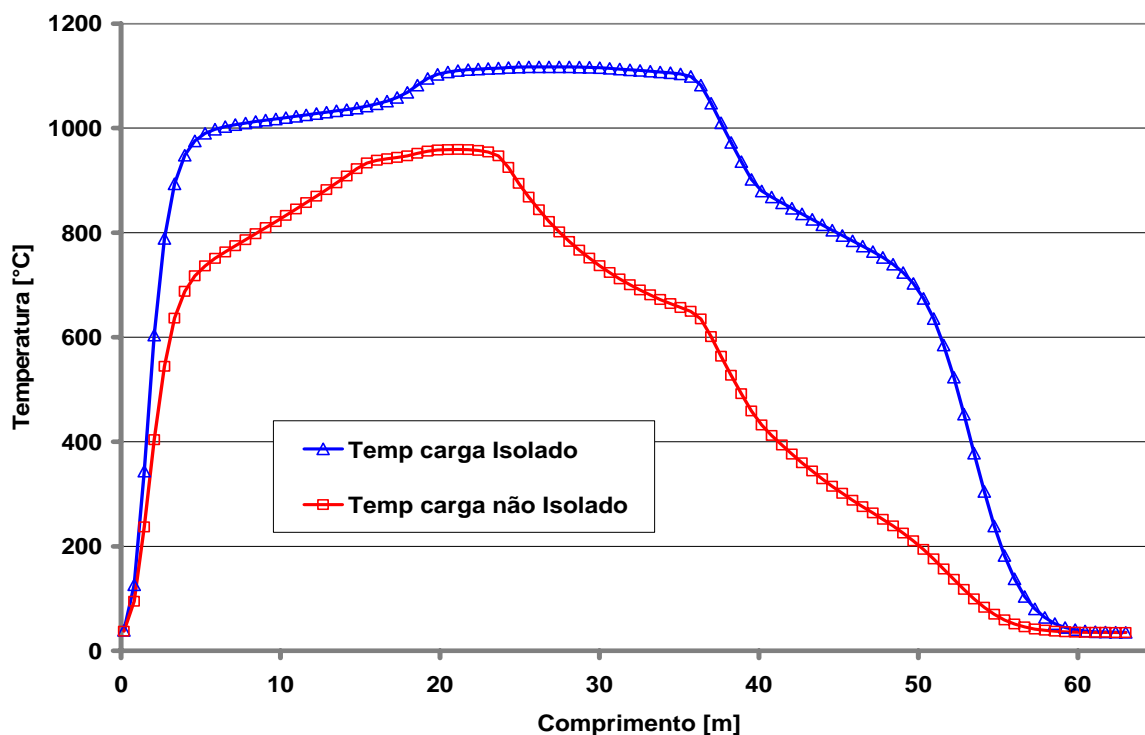


Figura 7: Temperatura do elemento central da carga, para as paredes do forno isoladas e não isoladas, produção de 750m² de pisos/dia.

A Tab. 7 mostra as taxas de distribuição de energia no forno obtidas através de um balanço térmico feito no programa de simulação, para um nível de produção de 750m² de pisos/dia. As propriedades dos materiais das paredes foram modificadas, ou seja, para o caso com isolamento toda parede foi construída com isolamento, enquanto que para o caso sem isolamento, toda a parede foi construída apenas com material refratário. Para estas simulações foi mantido o mesmo consumo de combustível e parâmetros dimensionais do forno, conforme Tab. 4. As distribuições de temperatura ao longo do forno são apresentadas na Fig. 7.

Como o consumo de combustível foi mantido constante nos dois casos, o forno não isolado, com as paredes de refratário, não atingiu a mesma temperatura de queima alcançada pelo forno com paredes o isoladas. A diferença entre as curvas mostra o efeito positivo da economia de energia que pode ser conseguido através do isolamento. Para se conseguir a mesma curva de queima com paredes não isoladas, mais combustível deve ser adicionado ao forno.

Na Tab. 7, a saída de energia associada aos gases de combustão ocorre após cada volume de gás avançar em contra-corrente com a carga, até a entrada do forno. A mesma não significa diretamente uma perda de energia, pois estes gases podem ser usados em um secador secundário, para secagem final e/ou pré-aquecer a carga. A parcela de recuperação para o secador provém do resfriamento da carga, feito com ar externo, sendo este ar enviado ao secador primário.

A taxa de energia residual presente na vagoneta e na carga, quando estas deixam o forno, é bastante baixa, fruto de um resfriamento eficiente, com boa ventilação. Este bom aproveitamento está demonstrado na Fig. 7 em que a temperatura final da carga é de cerca de 35°C, bem próxima da temperatura ambiente.

Tabela 7: Comparação das taxas de energia entre os casos com o forno isolado e sem isolamento.

	Isolado		Sem Isolamento	
	[kW]	[%]	[kW]	[%]
Perda pela abóbada	14,22	2,4	113,90	18,8
Perda pelas paredes laterais	53,06	8,8	164,38	27,2
Perda pela base do forno	27,81	4,6	18,50	3,1
Perda através da carga	0,05	0,0	8	0,0
Perda através das vagonetas	0,008	0,0	1	0,0
Gases de combustão	388,19	64,2	266,76	44,1
Recuperação para o secador	114,70	19,0	34,84	5,8
Gasto com reações	2,69	0,4	2,69	0,4
Energia proveniente do combustível	604,83	100,0	604,83	100,0

Analisando a Tab. 7 pode-se comprovar a grande perda pelas paredes e pela abóbada do forno, para o caso sem isolamento, resultando em uma baixa quantidade de energia que pode ser recuperada para o secador.

Outra constatação da Tab. 7, são os elevados valores de energia associada aos gases de combustão, principalmente no caso do forno isolado, onde se tem um valor correspondente a 64,2 % de toda a energia introduzida no forno através da queima do combustível. Esta energia está disponível, mas envolve uma grande quantidade de vapor d'água proveniente da combustão, da umidade residual das peças e ainda, como resultado da eliminação da água de constituição durante a reação da caulinita. Esta composição torna o aproveitamento destes gases mais difícil, pois a combinação de vapor d'água e gases da queima gera ácidos (na presença de enxofre), que podem corroer as partes metálicas de outros equipamentos e das vagonetas. Portanto, o aproveitamento destes gases pode ser feito, com o cuidado de que não sejam atingidas as condições para a condensação do vapor d'água contido nos mesmos.

Também a partir do balanço térmico, simulações foram realizadas para avaliar a influência de outras importantes variáveis de projeto e regulação do forno, como por exemplo, a influência das temperaturas do ar de combustão e de entrada da carga sobre o consumo de combustível. Os resultados apontam para uma economia de 9,6% de combustível, no caso do ar de combustão ser injetado a uma temperatura de 150°C, como mostra a Tab. 8. Com o aquecimento da carga na entrada a 150°C, a economia de combustível chega a 3,6%, conforme a Tab. 9.

Tabela 8: Economia de energia com o aumento da temperatura de entrada do ar de combustão.

Temperatura de entrada do ar de combustão	[°C]	100	150	200
Economia	[%]	5,4	9,6	13,8

Tabela 9 Economia de energia com o aumento da temperatura de entrada da carga.

Temperatura de entrada da carga	[°C]	100	150	200
Economia	[%]	2,1	3,6	5,3

6. Conclusão

Este trabalho mostra a eficiência de uma ferramenta numérica, tanto na regulagem, quanto no projeto de fornos túneis. Com esta se pode estudar a influência de variáveis isoladas sobre o comportamento do forno, mantendo-se as demais variáveis como constantes. Deste modo pode-se verificar qual o efeito de determinada regulagem a ser adotada no forno, sem que o mesmo esteja ainda operando, ou sem a necessidade de alterações de suas características, quando já estiver em operação. Portanto, o uso de modelos de simulação alia as características de facilidade de utilização e baixo custo operacional, além de representar um bom instrumento didático e de pesquisa, embora nem sempre acessível aos construtores e aos operadores dos fornos. Como exemplos têm-se os estudos da influência da temperatura de entrada do ar de combustão e da temperatura de entrada da carga na curva de temperatura do forno e a conseqüente economia de combustível.

Outro ponto estudado refere-se à influência do valor da área interna da carga na troca de calor com os gases circulantes do forno. Apesar da utilização de modelos simplificados, a partir de uma certa relação entre a área interna da carga e a sua área externa, pode-se perceber que as trocas térmicas se tornam bastante eficientes, reduzindo os gradientes de temperatura na carga. Estes resultados estão sendo seguidamente levados aos ceramistas e comentados com os mesmos, indicando a necessidade de abrir canais nas partes inferior e intermediária da pilha de material, facilitando o escoamento de gases e a troca de calor.

Através da realização dos balanços térmicos no programa de simulação, pode-se determinar a destinação de toda a energia térmica fornecida ao forno, incluindo a taxa de energia disponível para a utilização em outras etapas do processo, como a secagem ou diretamente no próprio forno, para o aquecimento do ar de combustão. No processo de secagem pode-se estimar se a taxa de energia originária do forno e disponível no processo é suficiente, ou se há ainda a necessidade da introdução de outras fontes auxiliares de energia.

Especificamente em relação ao programa de simulação devido ao seu grande comprimento e às próprias dimensões da seção transversal, a discretização do forno como um todo requer um grande número de elementos, aumentando o tempo de computação. Programas mais complexos, disponíveis no mercado, não conseguem simular todo o conjunto do forno com a precisão de detalhes, como o escoamento de gases no interior das peças cerâmicas.

7. Agradecimentos

O presente artigo foi realizado com recursos do Projeto Finep CTPetro P027, aprovado no âmbito da RedegásEnergia – Rede de Excelência do Gás Natural, envolvendo as empresas parceiras: Petrobrás S.A., Transportadora do Gasoduto Bolívia-Brasil (TBG) e a Companhia de Gás de Santa Catarina (SCGÁS).

Os autores agradecem também o consultor Walmir Bortolotto, bem como o proprietário e funcionários da Cerâmica Forgiarini, Criciúma-SC, onde o forno descrito foi construído.

8. Referências

- Abbakumov, V. G.; Mociu, E. F. *Mathematical model, computation method and insurance of the temperature distributions in the firing zone of a tunnel kiln*. Refractories, n. 2, p. 19-25, 1981.
- Caddet. Insulated carts for tunnel kilns in brick manufacture, 1993. Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies.
- Dadam, A. P., Análise Térmica de um forno túnel utilizado na indústria cerâmica vermelha. 2005. Dissertação de mestrado (Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - UFSC, Florianópolis, SC, Brasil, 125p.
- Incropera, F.P. e De Witt, D.P., 2003, “Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa”, LTC Editora, 5ª Ed. Rio de Janeiro, Brasil, 700p.
- Maliska, C. R., 1995. Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional: fundamentos e coordenadas generalizadas. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 424 p.
- Santos, G. M., *Estudo do comportamento térmico de um forno túnel aplicado à indústria de cerâmica vermelha*. 2001. Dissertação de mestrado (Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - UFSC, Florianópolis, Brasil.
- Yu, B.. *Dynamic modeling of a tunnel kiln*. Heat Transfer Engineering, v. 15, n. 2, p. 39-52, 1994.

NUMERICAL THERMAL ANALYSIS OF A TUNNEL KILN USED IN CLAY CERAMICS.

Alessandro Pedro Dadam

Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
Florianopolis – SC - Brazil
alessandro@labcet.ufsc.br

Vicente de Paulo Nicolau

Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
Florianopolis – SC - Brazil
vicente@emc.ufsc.br

Abstract

The existing technology used in a tunnel kiln project is practically empirical, and have no studies that propose a basic line for the new kiln conception or a kiln modification. For this reason numerical tools were developed to simulate the thermal behavior of kilns and dryers in order to obtain more efficient equipments and with low cost. So, this work consists in a development and to apply numerical tools in the conception and in the operation of tunnel kilns. The kiln is a specific one used to burning some type of ceramics, and allows the use of two fuels simultaneously, natural gas and wood sawdust. To the low cost of the wood sawdust, will be associated the easy adjusting and the burning quality of the natural gas. The thermal analysis results were used in the project and in the building of a tunnel kiln. The results of the simulation include the temperature field through the walls, gas and load temperature profile along de kiln and a complete balance including all energy fluxes involved in the process.

Keywords: Tunnel kiln, Energy efficient, Numeric simulation, Ceramic.

THERMAL DESIGN SOLUTION OF THE DNR EXPERIMENT FOR OPERATING ON BOARD THE INTERNATIONAL SPACE STATION

Valeri V. Vlassov

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE/DMC – Av. dos Astronautas, 1758 – 12227-010 – S.J.Campos,SP - Brazil
vlassov@dem.inpe.br

Marcelo Sampaio

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE/DGE – Av. dos Astronautas, 1758 – 12227-010 – S.J.Campos,SP - Brazil
marcelo.sampaio@dge.inpe.br

Abstract. The paper describes the thermal solutions implemented during the design of the DRM experiment that was operated on board the International Space Station in 2006, during the 13th Centenary Mission. The thermal design of the experiment included the analysis of input requirements, choosing the thermal control concept, thermal modeling, implementation and validation by tests. To fit the rigorous time schedule, fast evaluation techniques and simplified mathematical models were used. The success of the modeling results validated by tests proves the correctness of the thermal design solutions applied for the experiment.

Keywords. *International Space Station, thermal control, thermal design, scientific experiment, anodizing.*

1. Introduction

The experiment described here is called DRM from **DNA Repair under Microgravity**. It was operated on board the International Space Station in 2006, during the 13th “Centenário” mission. The purpose of this experiment is to study the effect of ultraviolet in the DNA repair of the *Escherichia coli* bacterium in micro-gravity. The DRM experiment used ultra-violet UV-A 375 nm as irradiation source. For this purpose, UV-A Light Emitting Diode (LEDs) has been used in a hermetically closed cavity. After the irradiation on board the ISS, the biological material and the Memory Module were returned back to Earth where they were analyzed under laboratory conditions in Brazil. The experiment was developed in the State University of Rio de Janeiro (UERJ), in cooperation and with the engineering support provided by National Institute for Space Research (INPE), Brazil.

The DRM experiment consists of two different modules, the UV Irradiation Module and the Electronic Module. The maximal temperature in the sample wells of the biological material must not exceed 39 °C according to the survival requirements of the bacterium. Besides the particular specification, any experiment on board of the International Space Station should meet a set of general design requirements. The requirements for the equipment that will be transported, stored, accommodated and operated on the Russian Segment (RS) of the International Space Station (ISS) should be in line with SSP 41163 (ISS RS Specification) and the requirements of SSP 50094 (Consolidated RSA/NASA ISS RS Specifications and Standards Document). One of the most rigorous sets of requirements is about safety, mainly stated in SSP 50146, Bilateral RSA/NASA ISS Safety Assurance and Mission Requirements. All experiments and related documentation should go through a series of revisions before being allowed on board.

Especially, as mentioned in the thermal section of the safety requirements, the maximal temperature of external surfaces of experiment parts must not exceed the limit of 40°C in any ISS atmosphere condition. The specified parameters of ISS atmosphere were used as the input data for thermal design. By the specification, the temperature of gas atmosphere in the habitation area shall be from 18°C to 28°C; relative humidity shall be from 30% to 70%, and up to 95% for short duration (up to three hours per day); the dew point temperature shall be between 4.4°C and 15.6°C. Overall nominal pressure on the ISS shall be maintained in the range from 734 mm Hg to 770 mm Hg, minimum pressure shall be at least 700 mm Hg. The effective atmosphere velocity in the Russian Segment (RS) cabin aisle ways shall be maintained within the range of 0.05 to 0.20 meter per second.

In additional, the experiment should meet, as much as possible the general recommendations for the space equipment, particularly be limited for mass, volume and power consumption.

2. Experiment set up

The experiment consists of two different modules, the UV Irradiation Module and the Electronic Module. The flight configuration of the experiment, as it was installed on board the ISS RS, is shown in Fig. (1).

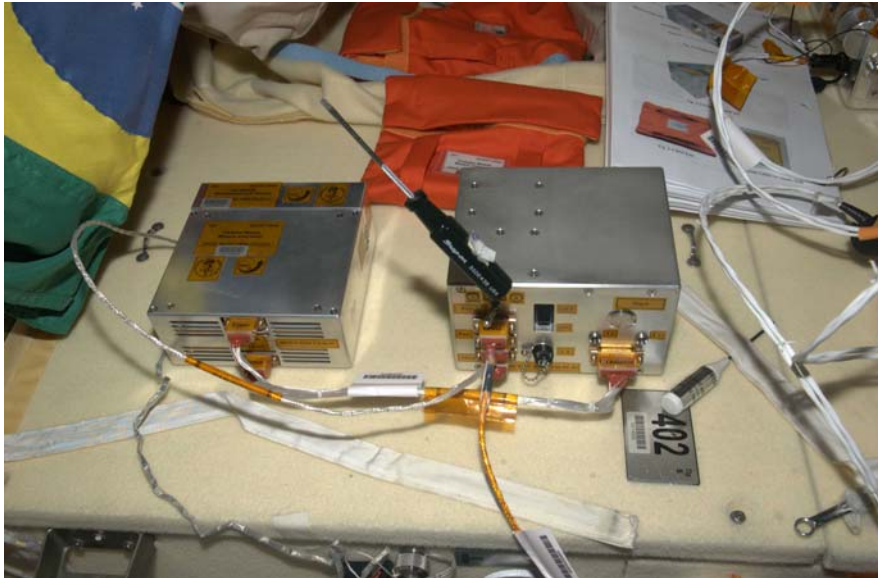


Figure 1. DRM experiment on board the ISS.

The Electronic Module (EM) is shown on the right side of Fig. (1), and the Irradiation Module (IM) is shown on the left side. The biological material is contained in the IM, whereas the EM provides the control and power supply to the IM. The base block of the IM is a solid plastic containing 4 one-milliliter sample wells, where the irradiation of biological material takes place, and four 25 micro-liters control wells, where no irradiation occurs. The near electronics consist of two circuit boards on top and bottom sides of the plastic block.

2. Thermal design solution for Irradiation Module

2.1. Development of the thermal test

For the Irradiation Module, the convective cooling using two fans (one redundant) was adopted.



Figure 2. Evaluation of the fan cooling efficiency for the IM main block.

Such a solution allows effective cooling of the irradiation cavity, near the electronics and the external box surfaces. This thermal design concept was chosen to meet the specific requirement of the maximal temperature limit of 39 °C for the survival of the bacteria. A simple experiment was performed to approve the adopted conception. The set-up is shown in Fig. (2). In the first phase of the test, the temperature curve was obtained for the conditions of natural convection to confirm the necessity of fan application. The test results for natural convection cooling are shown in Fig. (3). The T1 and T2 temperature sensors are positioned at the inner part of the IM, near the irradiated sample wells.

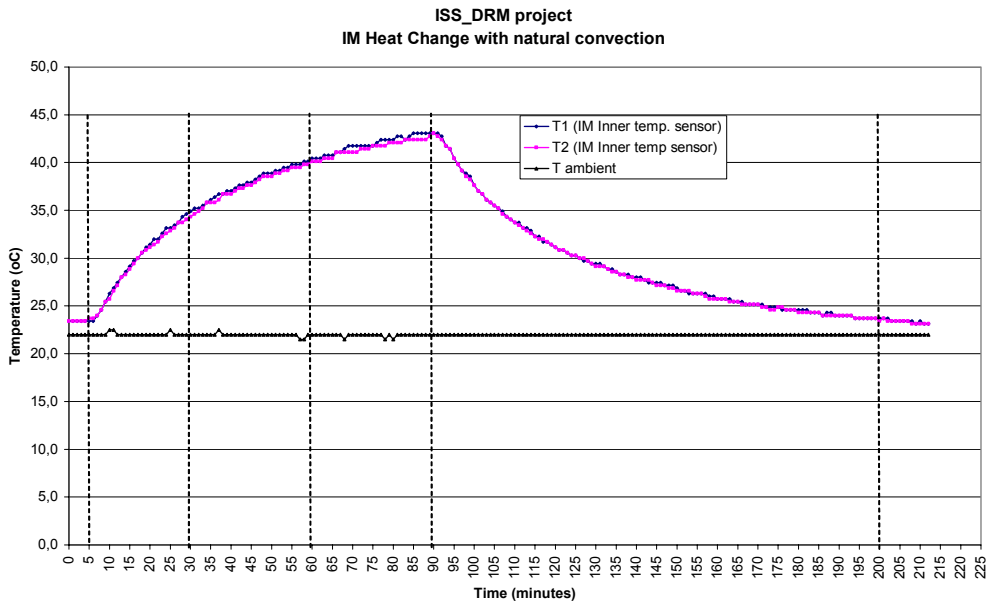


Figure 3. Natural convection cooling of the IM main block.

It is seen that about 50 minutes after switching on, the bacteria survival limit exceeded the temperature limit of 39 °C, even at comfortable ambient temperature level of about 22 °C.

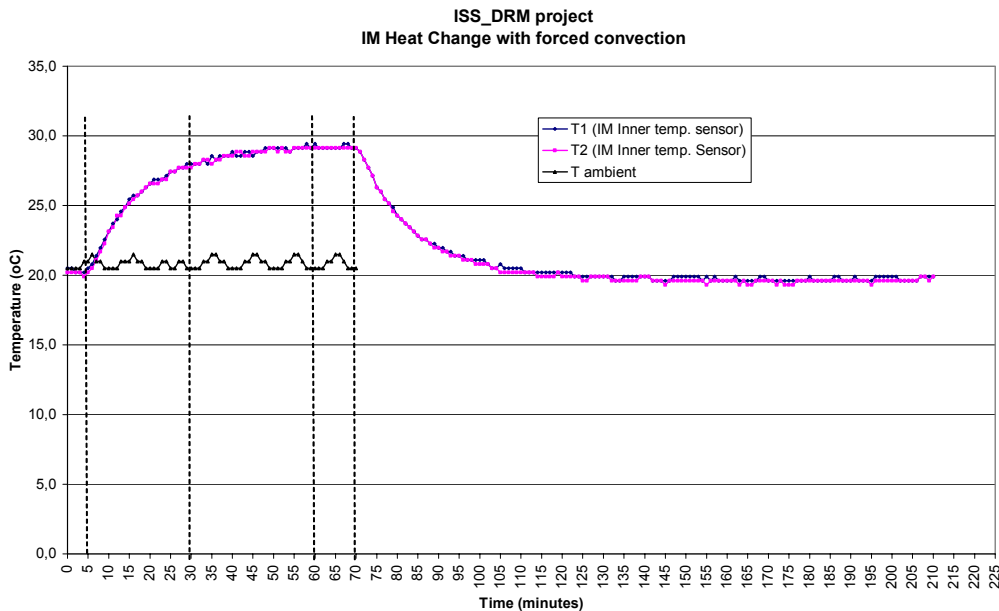


Figure 4. Forced convection cooling of the IM main block.

In the second phase of the test, the fan was switched-on. Figure (4) shows the temperature curve of the cooling improved by the fan using.

The first phase of test shows that under conditions of natural convection the temperature of the UV Irradiator Module may reach 19 °C above the ambient room temperature and keeps rising. Therefore, when the ISS indoor temperature is 28 °C, the IM temperature may reach the level of 47 °C which is quite unacceptable.

The second phase of the test demonstrates that, if fan cooling is applied, the temperature of the IM raises only 8 °C above the ambient temperature and then stabilizes. In this case, the maximum temperature in the vicinity of the sample wells may not exceed 36 °C, that is less than the limit of 39 °C, even when ISS atmosphere temperature is on its maximal allowable level of 28 °C. Therefore, the fan cooling must be used to provide required thermal control for the IM and the proper survival of the biological material.

2.2. Ambient test of flight model of the IM

In the final design of the IM, the cooling block, containing two equal fans were attached to the IM box; the assembling is shown in Fig. (5). The fans are of 60 mm ball bearing type, having 0.58 m³/min (20.7 CFM) of the nominal air volume flow rate and 1.92 W of the electric power consumption.

The IM flight model was submitted to ambient thermal test to evaluate maximal temperatures of the IM. The tests were executed in the laboratory ambient chamber with chamber ventilation switched-off. The position of the thermocouples for the measurement of the surface temperature is indicated in Fig. (5).

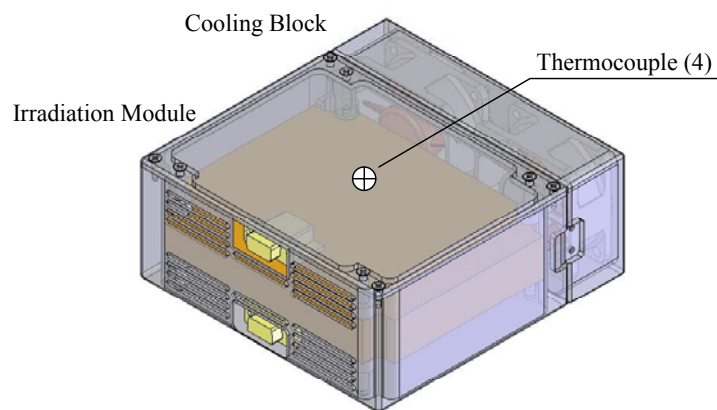


Figure 5. IM final design, and location of the thermocouples during the ground ambient test.

The test took about 5 hours to be performed. The measured temperatures are shown in Fig. (6).

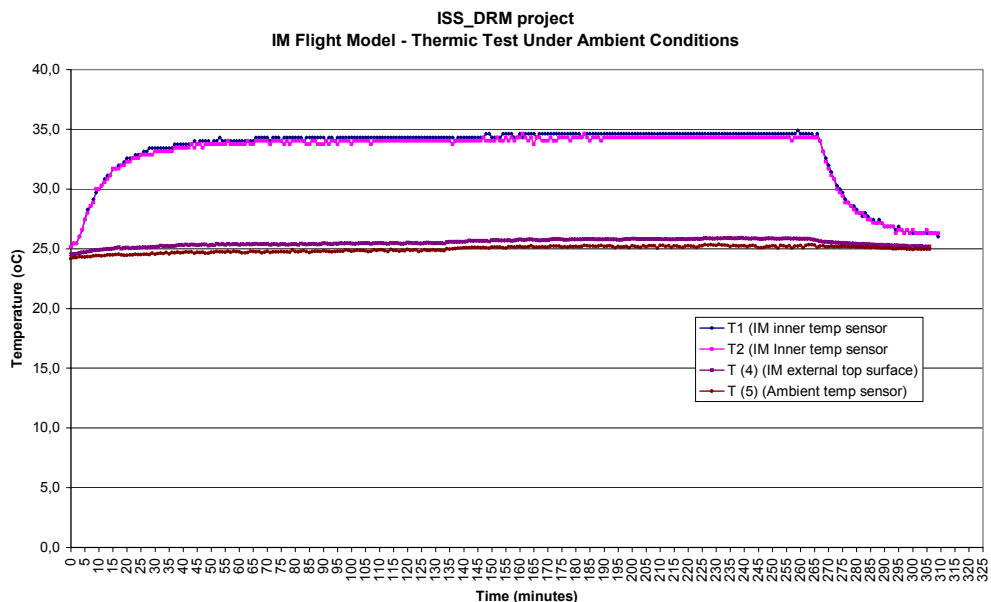


Figure 6. Results of ambient thermal test of the IM in its final configuration.

During the 4th hour of the experiment operating, when the steady condition was certainly reached, the following average values of temperature have been recorded, see Tab. (1).

Table 1. Measured and evaluated temperatures of the Irradiator Module

Description	Sensor	Test data	Predicted, under ISS cond-s
Internal temperature, oC	Internal thermistor T1	34.6	37.4
Internal temperature, oC	Internal thermistor T2	34.3	37.1
Surface temperature, oC	T-type thermocouple (4)	25.8	28.6
Ambient temperature, oC	T-type thermocouple (5)	25.2	28.0

The results above were obtained under ambient temperature of 25.2 °C with two working fans in the cooling block. The evaluation of on-board temperatures of the IM can be performed by shifting all temperatures to adjust the worst-hot ambient temperature of 28.0 C. The predicted temperatures are shown in the last column of the table 1. The difference between the internal IM temperature and the ambient one is 9.3 °C that is a little higher than for the case of fan cooling of single IM main block (8 °C). Thus, the assembling of the fan block into the IM and consequently narrowing of air flow passages gave only 9.3-8.0=1.3 °C increasing of the temperature difference above the ambient temperature. The maximal predicted internal temperature of IM, calculated as 37.4 C, is less that the established limit of 39 C. The maximal surface temperature of 28.6 C is well below the safety requirement of 40 C. Therefore, the conducted ambient test confirmed the IM design meets all thermal requirements.

3. Design thermal solution for the Electronic Module

3.1. No-fan thermal conception for the Electronic Module

For the Electronic Module, no-fan conception of thermal control has been chosen to simplify the design and reduce the electric power used. The aluminum case of the EM, anodized for high emissivity, was used as an in-cabin-radiator, relayed on the combined convective-radiative cooling. Most dissipated internal electronic components were mounted on the case wall from the internal side, having good thermal contact with the case wall surface. The EM design with opened top part of the case is given in Fig. (7), where the front panel (1), the base with electronic board (2) and the top case (3) are shown. The low-dissipated electronics were placed on the bottom-front panels, while the top “radiator” was loaded by the 5 most dissipated components: two DC/DC converters, two Voltage Regulators and one EMI Filter.

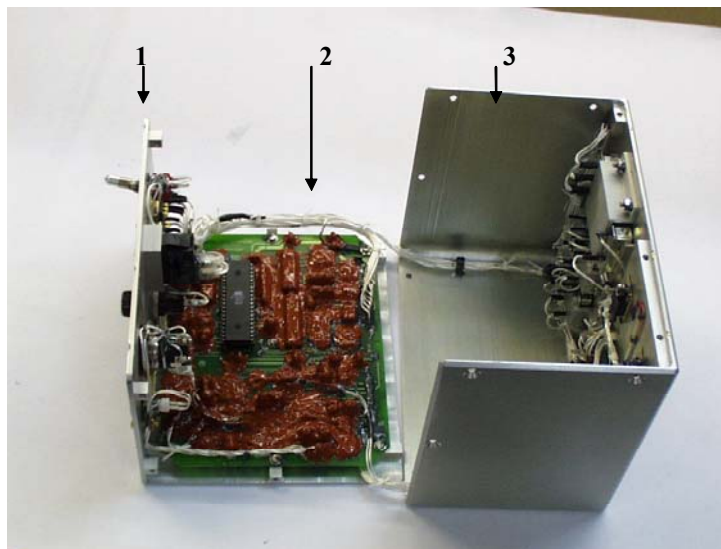


Figure 7. The EM final design with opened top plate.

To prove this conception of cooling, associated with thermal mathematical models for rapid thermal analysis were developed; they will be presented in the next section.

3.2. Transient thermal analysis

The simplified transient analysis is based on the transient energy balance, expressed by

$$Cm \frac{d\bar{T}_w}{dt} = Q(t) - (\bar{T}_w - T_{amb}) \sum_{i=1}^5 h_i A_i - \epsilon \sigma (\bar{T}_w^4 - T_{w,amb}^4) \sum_{i=1}^5 A_i \quad (1)$$

Where \bar{T}_w – is the volume-average temperature of the EM, ϵ_f – is the emissivity of the box external surface, h_i – is the convective heat transfer coefficients for each box side, involved in heat transfer, and A_i – is area of I-th surface.

The following input data was used for the analysis: the ISS atmosphere temperature is 28 °C (hot case); velocity of air flow is 0.05 m/s (worst case); the ISS in-cabin wall temperature is 23 °C (average case).

The heat transfer coefficient for low-Reynolds forced convection flow was calculated by the relationship for the average Nusselt number over the surface area of heat transfer,

$$Nu_L = \frac{2}{9} \sqrt{Re_L} Pr^{1/3} \quad (2)$$

The temperatures in each 30 min after start-up from 28 °C (hot case) are demonstrated in Tab. (2), and the result temperature curve is shown in Fig. (8). The equation was solved using the Mathematical package (Wolfram, 1991).

Table 2. Simulated temperatures of the EM each 30 min after switch-on

t=	0	30 min	60 min	90 min	120 min
T_w =	28.0 C	36.3	37.7 C	38.0 C	38.4

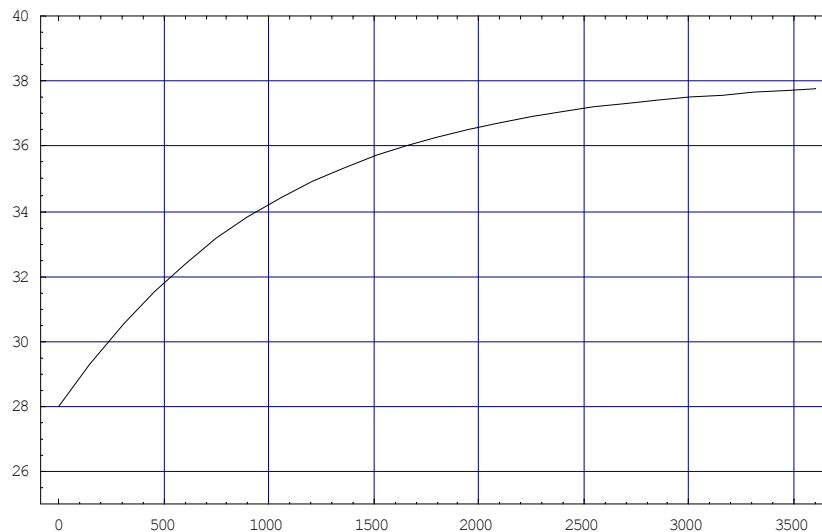


Figure 8. Simulation of the EM average temperature rise started from 28 °C (hot case, °C vs. sec).

The simulation shows the EM achieves its steady-state temperature of 38.4 °C after 115 min of operation under the predicted dissipating power of $Q=7.1$ W.

3.3. Analysis of temperature homogeneity

The evaluation of the temperature homogeneity is performed on the base of the analysis of temperature distribution over an equivalent rectangular plate having the same area, area-average thickness and area-average conductivity as the top part of the EM box (see Fig. (7), item 3). The plate is exposed to the combined radiative and convective heat transfer to ambient with the same parameters used for previous analysis.

The analysis is based on the solution of the 2D energy steady-state conservation, Eq. (3). To obtain the temperature map, the integral transform technique realized in a special tool was used (Vlassov, 1995).

$$k\delta \frac{\partial^2 T_w(x,y)}{\partial x^2} + k\delta \frac{\partial^2 T_w(x,y)}{\partial y^2} + q(x,y) - h_z(T_w(x,y) - T_{amb}) - \varepsilon\sigma(T_w^4(x,y) - \bar{T}_{w,amb}^4) = 0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial T_w(x,y)}{\partial n} \rightarrow 0 \quad \text{at edges}$$

The equivalent calculated dimensions of the equivalent plate are 292.2 x 268.6 mm; the equivalent thickness is 3.51 mm and equivalent thermal conductivity is 202 W/m/K. The dissipated elements for the present analysis, their heat rates and coordinates of the components corners are presented in Tab. (3).

Table 3. Characteristics of the most dissipating EM components

Component	Package	Q _{max} [W]	x1 [mm] (left)	x2 (right)	y1 (bottom)	y2 (top)	T _{av brd} °C
DCDC1	MLWS612	2.61	84.6	121.6	110.3	139.3	39.0
DCDC2	MLWS612	0.95	84.6	121.6	79.3	108.3	38.7
Filter	MLWF200	0.09	84.6	138.6	156.3	185.3	38.9
Regul_5V	Reg 1	0.35	161.6	171.6	177.3	192.3	38.7
Regul_8V	Reg 2	2.88	197.6	217.6	167.3	192.3	39.3

The right column contains the predicted temperatures in the locals where the most dissipating components are placed. The predicted temperature distribution over the equivalent plate is shown in Fig. (9). The results were adjusted to keep the level of 38.4 °C, obtained from the previous analysis, as the average temperature of the equivalent plate.

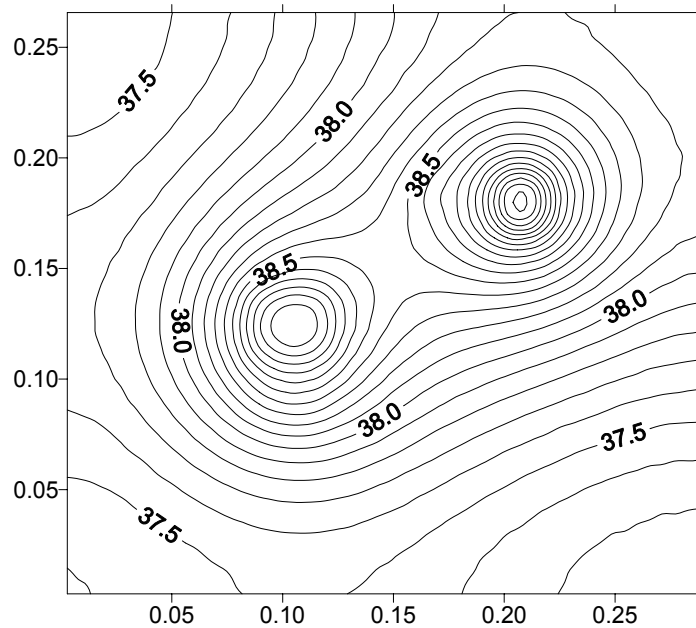


Figure 9. Temperature distribution over the equivalent plate

The results show that the maximal temperature in the hottest spot is T_{wmax}=39.7 °C . Therefore, the maximal temperature, taking into account the in-homogeneity, at worst hot case at steady-state conditions can reach T_{wmax}=39.7 °C, that is slight less than the limit of 40 °C. The temperature rising above the average plate temperature is ΔT=39.7-38.4=1.3 °C. The given temperatures were obtained under the supposition, that the external surfaces of the EM box is cured to reach the emissivity of at least ε = 0.82.

3.4. Result recommendations for Electronic Module design

On the base of present thermal analysis, the following thermal requirements to the EM thermal design have been elaborated

- Anodizing of all surfaces of the box wall to achieve the emissivity better than 0.82.
- As much as possible, the EM box wall should be machined from the solid piece of Al alloy having thermal conductivity not less than 167 W/m/C: such as Al 6063 T6; Al 6061 T6; -T8; -T9.

- Provide good thermal contact between box walls.
 - Thickness of wall should be not less than 2.5...3 mm
 - Increase thickness of wall under most dissipated components up to 5 mm.
 - If total heat dissipation in the EM will exceed 8 W, the fan cooling is needed.
- These recommendations have been accepted and implemented for the EM design.

3.5. Emissivity measurement of anodizing surfaces

To select the best type of the surface processing for the EM box, several exemplars of small plates (25.4x30mm) made from two aluminum alloys have been submitted to the technology tests. Different types of anodizing were applied, see Tab. (4). The anodizing process used here, follow the military standard MIL-C-81706, (1970) and European standard ESA PSS-01-703, (1982). The emissivity was measured for each plate with IR reflectometer DB 100.

Table 4. Characteristics of different types of anodizing

Al alloy	Photo	Technology process	Emissivity, average	Variations
6061 T651		Hard sulfuric anodizing without sealing (Sulfúrica DURA sem selagem)	0.84	±0.03
6061 T651		Conventional sulfuric anodizing with aniline sealing (Sulfúrica Convencional selado com Anelina)	0.84	±0.03
6061 T651		Chrome anodizing (Crômica)	0.72	±0.05
2024 T351		Conventional sulfuric anodizing with Nickel acetate sealing (Sulfúrica Convencional selado com Acetato de Níquel)	0.89	±0.01
2024 T351		Conventional sulfuric anodizing with aniline sealing. (Sulfúrica Convencional selado com Anelina)	0.89	±0.01
2024 T351		Chrome anodizing (Crômica)	0.73	±0.07

By the IR measurement results, the best anodizing process for Al 2024 alloy, selected as the EM box material, is conventional sulfuric anodizing with Nickel acetate sealing; it provides the 0.89 emissivity. The other convincing

reason to choose this anodizing technique is that it uses an inorganic dye as sealing, eliminating therefore any undesirable gas emission (off-gassing) for the confined ISS environment.

After the treatment, the EM box was submitted again to the IR test. Surprisingly, the test showed much lower average emissivity $\epsilon = 0.83 \pm 0.01$. Nevertheless, the EM box surface anodizing treatment was accepted because the emissivity obtained still met the thermal design requirement.

3.6. Ambient test of flight model of IR

Ambient thermal test was performed to evaluate maximal temperature on the surface of the electronic module under conditions of the natural convection cooling. The natural convection represents more closely the conditions of ISS atmosphere when airflow velocity is minimal (0.05 m/s, worst case). The obtained results are using also to validate the thermal mathematical model of the EM. The positions of three T-type thermocouples on the EM are shown in Fig. (10).

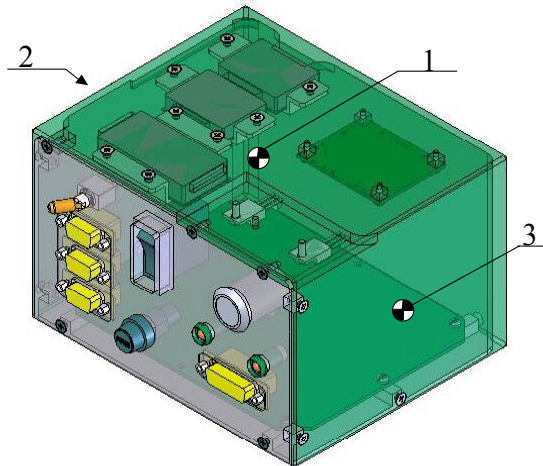


Figure 10. Positions of thermocouples on the EM ambient test.

The test was performed in 5 hours; the result temperature curves are displayed in Fig. (11).

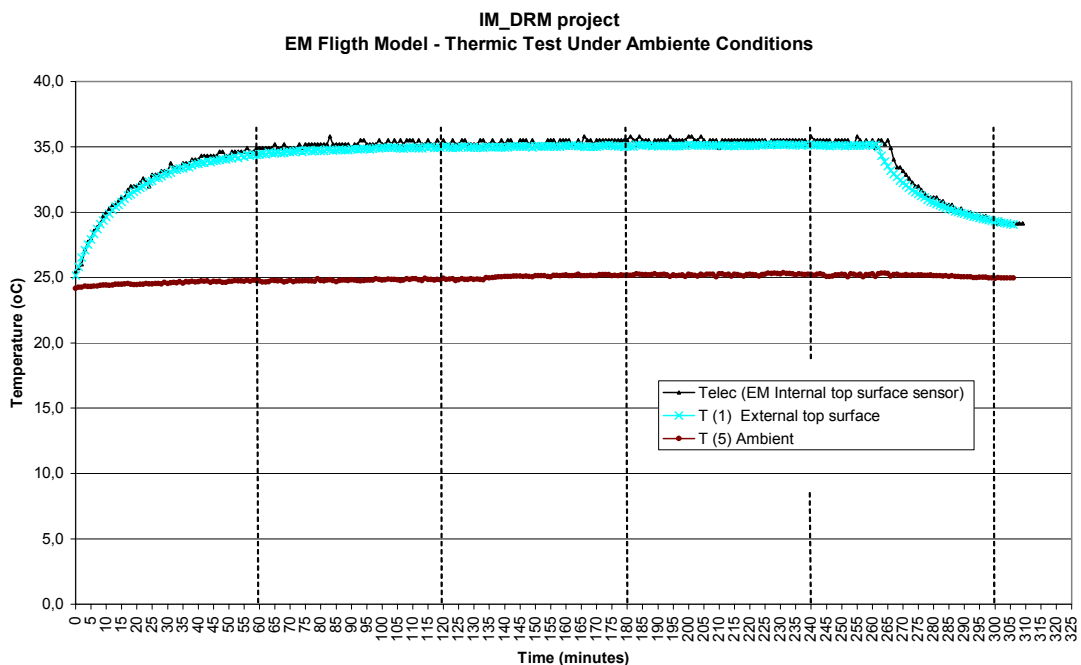


Figure 11. Results of ambient thermal test of the EM in its flight configuration.

During the 4th hour of the experiment running, when the steady condition was surely reached, the following average values were recorded, see Tab. (5).

Table 5. Measured temperatures of Electronic Module

Surface temperature, °C	T1	35.1
Surface temperature, °C	T2	33.9
Surface temperature, °C	T3	33.9
Average temperature, °C	$T_{av}=(T_{min}+T_{max})/2$	34.5
In-homogeneity, °C	$\Delta T=T_{max}-T_{min}$	1.2
Ambient temperature, °C	T_{amb}	25.2

3.7. Validation of the mathematical model and formerly obtained results

The conditions of the actual ambient tests, where natural convection is essential, are different of those in ISS habitual compartment. To validate the mathematical model, used for the design thermal analysis, the ground test conditions should be inserted in the model.

Heat transfer coefficient for natural convection is defined through known criteria relationship. In the case of the rectangular plate, cooling from above (this is the top surface of the EM), for laminar natural convection ($10^4 < Gr < 10^9$), the Nusselt number is expressed through the following relationship (Isachenko et. al., 2000)

$$Nu_L = 0.54(Gr Pr)^{0.25} \tag{4}$$

For vertical lateral surfaces, where the heat transfer is more intensive, the factor changes from 0.54 to 0.59. Expected value of the Rayleigh number (Ra) is $0.6 \dots 1.3 \cdot 10^6$, thus the flow is laminar. The Grashoff number is defined keeping the length as a characteristic dimension

$$Gr = \frac{\rho_{ar}^2 g (T_w - T_{amb}) L^3}{T_w \mu_{ar}^2} \tag{5}$$

Using these correlations, the simulation was performed for the ambient test conditions. The result temperature curves are shown in Fig. 12.

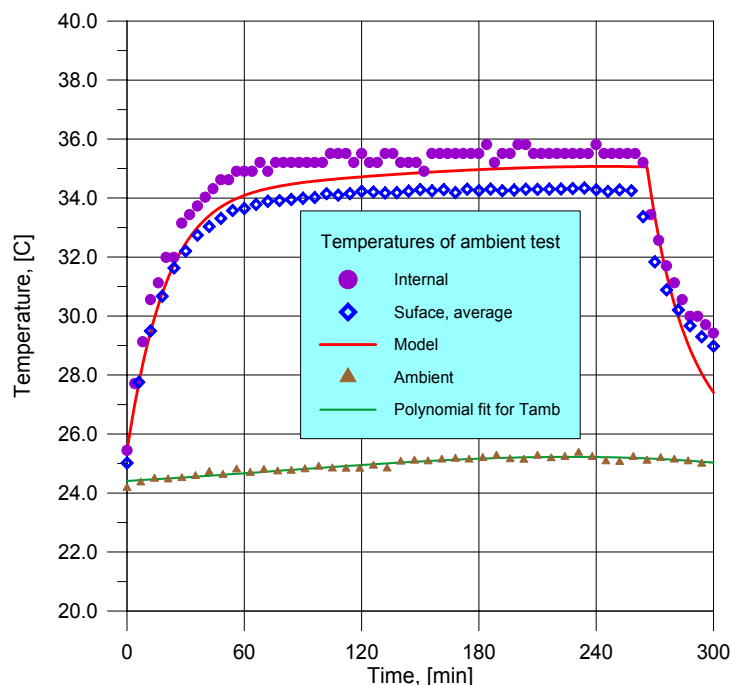


Figure 12. Measured and predicted temperatures of EM during ambient test

After achieving of steady state, the average surface temperature was obtained $T_{av}=35.07 \text{ }^\circ\text{C}$ by the model, whereas the test gave $34.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Therefore, the difference for average temperature between test and the model is $\sim 0.6 \text{ }^\circ\text{C}$. This magnitude has been accepted as a precision of the thermal mathematical model of the EM. The mathematical model

yields a conservative evaluation of average surface temperature, because the cooling effect through the bottom was not considered in the model.

To evaluate the precision of temperature field in-homogeneity prediction, the model of temperature distribution was run again with adjustment of the average temperature to measured value of 34.5 °C. The results of modeling and temperatures measured in the same points are summarized in Tab. (6).

Table 6. Measured and predicted temperature over the surface

Description	Denomination	Test data	By the model
Surface temperature, °C	T1	35.1	35.0
Surface temperature, °C	T2	33.9	34.3
Surface temperature, °C	T3	33.9	34.5
Temperature difference	$T_{max}-T_{min}$	1.2	0.7

As it seen from Tab. (6), the model gives more optimistic values in the term of homogeneity. Therefore, the difference of $1.2/2-0.7/2 \approx 0.3^{\circ}\text{C}$ should be added to the predicted theoretical values of increasing over surface average temperature. Therefore, considering the test result, the temperature increasing of $\Delta T = 1.3 + 0.3 = 1.6^{\circ}\text{C}$ should be added over the average surface temperature to evaluate the maximum temperature.

From another hand, the model gives 0.6 °C of conservatism to the average surface temperature, as it stated before. Therefore, to evaluate correctly the maximal temperature of the EM surface, the difference of the $1.6 - 0.6 = 1.0^{\circ}\text{C}$ should be added to the average temperature, predicted by the model. In our case this is $38.4 + 1.0 = 39.4^{\circ}\text{C}$.

Therefore, the predicted maximal temperature of the EM surfaces considering area-inhomogeneity by the model adjusted by the ambient test is 39.4 °C that is less than the limit of 40 °C for the hot-case condition.

4. In flight temperature measurement and comparison with model

During the experiment conducted on board the International Space Station, the temperatures of both DRM modules were measured. The final curves are shown in Fig. (13).

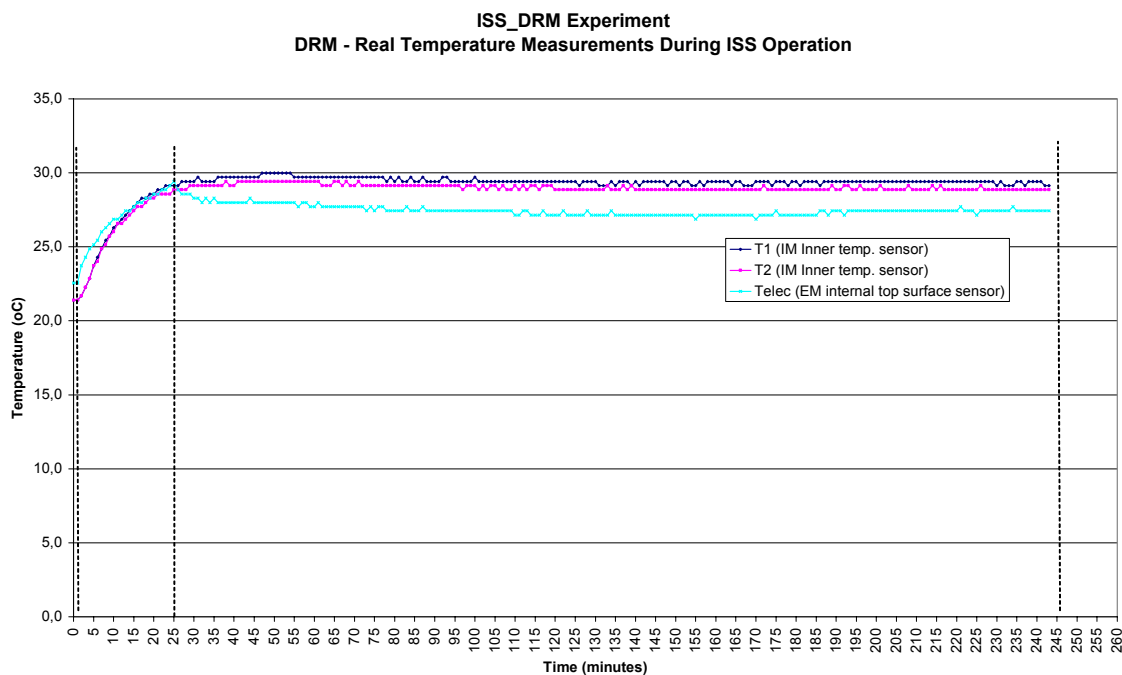


Figure 13. Temperatures of the DRM experiment, measured during operation on ISS

The experiment was operated in continuing mode during ~4 hours. It can be seen from the graph in Fig. (13), the IM temperature, after reaching the thermal steady state mode, was kept on level 29.7 °C with the initial temperature 21.4 °C, which is accepted as ISS atmosphere temperature in the experiment zone. Therefore the measured temperature difference above the ambient ISS air temperature was 8.3 °C, while the by the ground test the predicted value was 9.3 °C. The difference of about 1 °C may be explained by the contribution on the IM cooling of the external forced convection from ISS in-cabin ventilation, that was not included in the ground test.

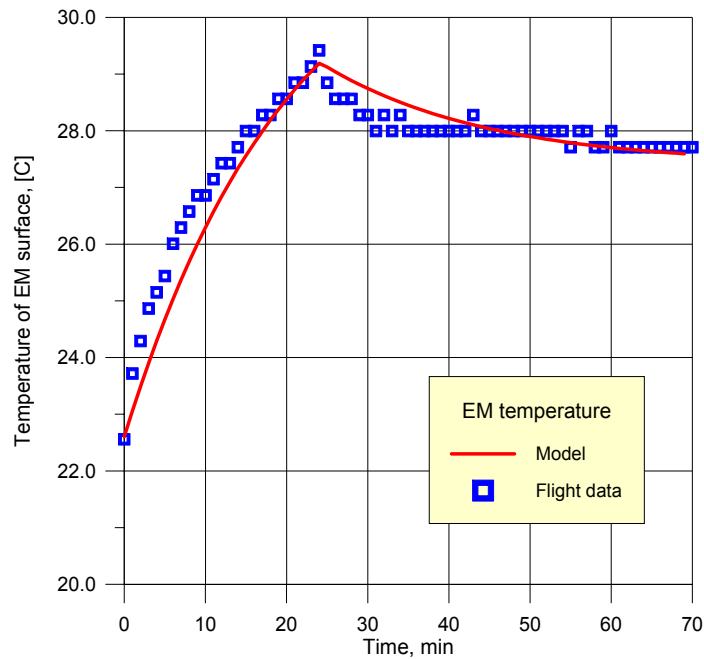


Figure 14. Temperatures of the EM during first 70 minutes of operating on ISS, measured and simulated

For EM, after first 25 minute of experiment, an event occurred: the power of 2 from 4 sets of irradiation leds failed. The reason is still under disclosing, but probably some electric impulse entered through the on-board power supply line and burned-out 2 transistors simultaneously. Thus, the EM dissipated power reduced from 7.6 W to 4.0 W. At $t=25$ min, the measured temperature of the EM reached 29.4 °C.

These conditions of the initial normal operating and subsequent partial failure and sudden dissipation change were reproduced in the thermal mathematical model. The real EM dissipated power also higher than predicted, 7.6 W instead 7.1 W; this new value was also inserted into the model. The results of modeling are shown in Fig. (14), plotted together with measured values. The heat transfer coefficient was adjusted to fits the experimental curve. Its value was 4.6 W/K/m², which can correspond the airflow velocity of about 1.1 m/s. Indeed, the DRM experiment was placed in a well-cooled place near the outlet of air-condition duct, where the conditions were far from worst case with its ventilation velocity of 0.05 m/s.

Finally, for the EM thermal model, the dis-accordance with experimental varies within -0.7 to $+1.0$ °C, that is considered as a very good achievement for the present thermal design.

5. Acknowledgement

Authors acknowledge the team of the DRM experiment and Russian colleagues, whom we have an opportunity to work with, particularly: Heitor Evangelista da Silva (UERJ, Brazil), Nasser Ribeiro Asad (UERJ, Brazil), Agnaldo Eras (INPE, Brazil), Vladimir Kuznetsov (Energia, Russia). It really was a time of hard work, but unforgettable.

6. Conclusion

The paper confirms that even simple thermal mathematical models developed and applied correctly can serve as a useful tool along the ISS experiment design process to support the thermal design solutions. For the DRM experiment, development thermal models helped on the choosing the thermal control conception for the EM and IM, the prediction of maximal temperatures for operational and failure modes, proving the maximal surface temperature for rigorous safety review process. The model for the EM was validated by ambient tests by reproduction in the model the conditions of natural convection. The evaluated precision was within 0.6 °C of that is considered as a very good achievement. Flight measurement shows that with fitted coefficient of convective heat transfer, the dis-accordance between experimental and theoretical data varies within -0.7 to $+1.0$ °C that is also a very good result. Based on the modeling, a different thermal conception has been proved for the EM module, yielding simplified mechanical and more reliable design. Instead the traditional fan cooling, the anodized case was used as extended surface for mixed convection and radiation heat transfer.

7. References

- Cotta, R.M., 1993, "Integral transforms in Computational Heat and Fluid Flow", CRC Press, USA.
- ESA PSS-01-703, 1982, "The Black-Anodising of aluminium with inorganic dyes", Issue 1 –October 1982
- Gilmore, D.G., 1994, "Satellite Thermal Control Handbook", The Aerospace Corporation Press.
- Isachenko, V.P., Sukomel, A.S., 2000, "A Heat Transfer", ISBN: 089875027X, International Law & Taxation.
- MIL-C-81706, 1970, "Chemical Conversion Materials for coating Aluminum and Aluminum Alloys", Military Standard, 30-Jun-1970, 22 pp.
- NSTS 1700.7B, 1989, "Safety Policy and Requirements for Payloads Using the Space Transportation System", 58 pp.
- Ozisik, M.N., 1980, "Heat Conduction", John Wiley, NY.
- Sampaio, M., Vlassov, V.V., 2005, "DRM: Irradiator Module: Thermal Design Definition and Analysis Report", Doc. INPE: MCENT-DRM-207-A4 (13th ISS Mission Experiment), 20/12-2005, pp 1-13.
- Shukla, K.N., 2001, "Thermal Mathematical Modeling and Analysis of an Electronic Assembly", Journal of Electronic Packaging, Vol.123, pp. 372-378.
- SSP 50146, "NASA/RSA Bilateral Safety and Mission Assurance Process Requirements".
- SSP41163, 1999, "International Space Station Program: Russian Segment Specification", Revision G 9 October 1999. National Aeronautics and Space Administration & Russian Space Agency, Houston, Texas, USA & Moscow, Russia, 452 pp.
- SSP50094, 2000, "NASA/RSA JOINT SPECIFICATIONS: Standards Document for the ISS: Russian Segment",. March 10, 2000. Revision A. National Aeronautics and Space Administration & Russian Space Agency, Houston, Texas, USA & Moscow, Russia. 532 pp.
- Vlassov, V.V., 2005, "A Tool for Thermal Analysis of Electronic Boards with Multiple Heat Sources and Sinks", SAE Paper 2005-01-3058, International Conference on Environmental Systems (ICES), 11-14 July 2005, Hotel Villa Pamphili, Rome, Italy.
- Vlassov, V.V., 2006, "DRM: Electronic Module: Thermal Design Definition and Analysis Report", Doc. INPE: MCENT-DRM-207-A3 (13th ISS Mission Experiment), 12/01/2006, pp 1-16.
- Vlassov, V.V., Sampaio, M, 2006. "DRM: Ambient Thermal Tests", Doc. INPE: MCENT-DRM-207-A5 (13th ISS Mission Experiment), 20/02/2006, pp 1-13.
- Wolfram, S., 1991, "Mathematica", Addison Wesley.

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA MICROTURBINA A GÁS

Giuliano Gardolinski Venson

Universidade Federal de Minas Gerais. Depto. de Eng. Mecânica. Avenida Antônio Carlos 6627, Campus Universitário
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. CEP 31270-901
venson@ufmg.br

José Eduardo Mautone Barros

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Depto. de Ensino Superior. Avenida Amazonas 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. CEP 30510-000
mautone@des.cefetmg.br

Josemar Figueiredo Pereira

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Depto. de Eng. Elétrica. Avenida Amazonas 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. CEP 30510-000
josemar_cefet@yahoo.com.br

Resumo. Neste trabalho é apresentada a modelagem de sistema de geração de energia do tipo microturbina a gás. Uma microturbina consiste de uma pequena central termoelétrica, empregada para geração combinada de eletricidade e calor. A unidade é composta de um gerador elétrico ligado coaxialmente a um turbocompressor, o qual é acionado por um queimador de combustível. O sistema incorpora ainda um regenerador de ar, usado para pré-aquecer o ar de combustão, e um trocador de calor, para aquecimento de água. O objetivo da modelagem é a obtenção da curva de desempenho elétrico e dos limites operacionais da microturbina em função das condições de operação dos seus subsistemas. A modelagem é baseada na primeira lei da termodinâmica, com modelos específicos para cada componente. Na câmara de combustão é empregado um modelo que leva em consideração as propriedades de injeção do combustível, como pressão e temperatura. No turbocompressor utiliza-se um modelo semi-empírico baseado na equação de Euler modificada. No regenerador de ar e no trocador de calor são utilizados os métodos da diferença de temperatura média logarítmica. Para alguns componentes foram utilizados valores de referência obtidos através da modelagem do desempenho de uma microturbina comercial. Os resultados para uma nova microturbina em desenvolvimento, baseada em turbocompressores automotivos, indicam uma potência elétrica nominal de 38 kW, com eficiência elétrica de 33% e eficiência global de 73%.

Palavras chave: microturbina a gás, modelagem termodinâmica, mapas de desempenho, turbocompressores.

1. INTRODUÇÃO

Os principais sistemas geradores de energia elétrica empregados atualmente no Brasil são motores de combustão interna do tipo Diesel. Estes sistemas geralmente são empregados somente em casos de falta de energia da rede, atuando como um sistema “no-break”, visto que o custo de operação destes é muito elevado.

Novas tecnologias vêm sendo apresentadas no mercado, como por exemplo, as microturbinas a gás. As microturbinas possuem a vantagem de operarem com uma grande variedade de combustíveis gasosos, entre eles o gás liquefeito de petróleo, o gás natural e o biogás, e com pequenas modificações, operarem com combustíveis líquidos, como a gasolina, o álcool e o próprio óleo diesel. A grande vantagem das microturbinas a gás, quando comparadas a outros tipos de geradores de mesma potência, é que estas apresentam custo de operação inferior, podendo chegar a metade do preço.

Neste contexto, surgiu a idéia de se desenvolver uma microturbina com tecnologia nacional, baseada em turbocompressores automotivos, tendo como finalidade a redução do custo de comercialização, tornando este equipamento competitivo com os outros tipos de geradores.

Uma microturbina consiste de uma pequena central termelétrica, destinada à produção de eletricidade e calor. O sistema é composto de um gerador elétrico ligado coaxialmente a um conjunto turbocompressor, o qual é acionado por queimador de combustível. A energia química proveniente do combustível é transformada em energia térmica no queimador, ou câmara de combustão. Uma parcela da energia térmica é transformada em energia mecânica no turbocompressor. O gerador elétrico acoplado ao turbocompressor transforma a energia mecânica em energia elétrica.

A energia térmica remanescente é aproveitada na forma de calor, para pré-aquecimento do ar de combustão através de um regenerador de ar, e para aquecimento de água em um trocador de calor. A presença do trocador de calor é necessária afim de que a microturbina atenda a critérios de eficiência energética estabelecidos pela Agência Nacional de Energia Elétrica, ANEEL, através da Resolução 21, de 21 de janeiro de 2000. Deste modo, uma microturbina a gás é considerada um equipamento de cogeração de energia.

Com a modelagem termodinâmica de um sistema baseado em turbinas a gás automotivas será possível obter a curva de desempenho elétrico e os limites operacionais da microturbina, em função das condições de operação dos seus subsistemas.

A Figura 1 apresenta as principais partes constituintes do sistema e o esquema de funcionamento. A Figura 2 apresenta os principais modelos comerciais de microturbinas, as quais utilizam o gás natural como combustível, com suas principais características operacionais.

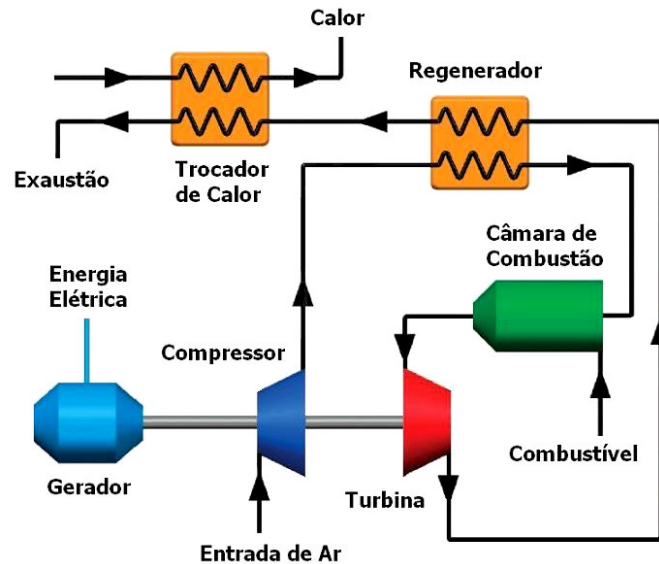


Figura 1. Esquema de Funcionamento de uma Microturbina a Gás

Tabela 1. Microturbinas Comerciais

marca e modelo	potência elétrica (kW)	capacidade térmica líquida (kW)	consumo de combustível (m ³ /h)
Capstone C330	30	N/D	10,72
Capstone C65	65	112	22,63
Turbec T100	100	167	35,49
Elliott TA-100	100	172	36,54
Cummins GTAB-60	60	N/D	24,08
Bowman TG80RC-G	80	136	31,80
Ingersoll Rand 70L	70	N/D	N/D
UTC Power 60M	60	110	23,92

2. MODELAGEM TERMODINÂMICA DA MICROTURBINA

A modelagem termodinâmica da microturbina é baseada na primeira lei da termodinâmica, com modelos específicos para cada componente. A equação da primeira lei para um volume de controle é obtida de Wark (1999):

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot z_s \right) - \sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) + \dot{W} \quad (1)$$

Desprezando as parcelas de energia cinética e energia potencial, a Eq. (1) reescreve-se na seguinte forma:

$$\dot{Q} = \dot{m}_s \cdot h_s - \dot{m}_E \cdot h_E + \dot{W} \quad (2)$$

Onde \dot{Q} é a quantidade de energia transferida para o fluido de trabalho em kW, \dot{m} é a vazão mássica em kg/s, h é a entalpia do fluido em kJ/kg e \dot{W} é o trabalho produzido pelo fluido de trabalho em kW. Os índices "E" e "S" referem-se respectivamente as propriedades na entrada e saída do volume de controle.

2.1. Câmara de Combustão

A câmara de combustão consiste de um equipamento térmico no qual a mistura ar-combustível é queimada. A energia química proveniente do combustível é transformada em energia térmica no escoamento de ar através do processo de combustão.

Na modelagem da câmara de combustão foi considerada a condição de queima estequiométrica do combustível na zona primária do queimador. A quantidade de ar, e conseqüentemente de combustível, que participam da reação de combustão são definidas através da razão de “by-pass” do queimador. Esta razão corresponde à parcela de ar que é desviada da sua zona primária em relação à não desviada.

Consideram-se ainda as propriedades de injeção de combustível, como pressão e temperatura, para definir o poder calorífico inferior do combustível na base mássica, calculando assim a energia gerada pela combustão. O combustível utilizado na modelagem é o gás natural, com poder calorífico inferior de 61.200 kJ/kg.

A equação resultante para o modelo da câmara de combustão é a seguinte:

$$\frac{\dot{m}_{AR} \cdot B \cdot PCI}{RAC} = \dot{m}_{AR} \cdot (h_{AR,S} - h_{AR,E}) \quad (3)$$

Onde \dot{m}_{AR} é a vazão mássica de ar em kg/s, B é a razão de by-pass da câmara, PCI é o poder calorífico inferior do combustível em kJ/kg, RAC é a razão ar-combustível estequiométrica de combustão do combustível e $h_{AR,S}$ e $h_{AR,E}$ são respectivamente as entalpias do ar em kJ/kg na saída e entrada da câmara.

O consumo de combustível é geralmente expresso em Nm³/h. Este valor pode ser calculado através da razão entre a vazão mássica de gás em kg/s e a densidade normal do combustível em kg/Nm³, calculada nas condições ISA de pressão e temperatura.

2.2. Turbocompressor

Para a modelagem do conjunto turbocompressor utiliza-se um modelo semi-empírico baseado na equação de Euler modificada, apresentada por Wardil (2004). Este modelo gera as curvas características de operação do compressor e da turbina, também chamadas mapas de desempenho, a partir de suas características geométricas.

Os mapas de desempenho delimitam a região de operação estável destes sistemas, relacionando a razão de compressão e razão de expansão, respectivamente, com a vazão mássica, rotação e eficiência politrópica. A região de operação do compressor é limitada à esquerda pela linha de purga, que corresponde ao limite de fluxo reverso, e a direita pela linha de entupimento, que ocorre devido à formação de escoamento sônico no rotor. Para a turbina não existe a linha de purga, existindo somente o limite de entupimento do rotor.

Os valores de vazão mássica e rotação apresentados nos mapas de desempenho são corrigidos em função das pressões e temperaturas reais de entrada e das condições ISA através das respectivas equações:

$$\dot{m}_{CORR} = \dot{m}_{REAL} \cdot \sqrt{\frac{T_{REAL}/T_{ISA}}{P_{REAL}/P_{ISA}}} \quad (4)$$

$$N_{CORR} = N_{REAL} \cdot \sqrt{\frac{T_{ISA}}{T_{REAL}}} \quad (5)$$

Onde \dot{m}_{REAL} é a vazão mássica real em kg/s, N_{REAL} é a rotação real do turbocompressor em rpm, T_R e T_{ISA} são respectivamente a temperatura real de entrada e a temperatura ISA em K e P_{REAL} e P_{ISA} são respectivamente a pressão absoluta real de entrada e a pressão ISA em kPa.

Para relacionar a razão de temperatura com a razão de pressão e eficiência politrópica do compressor e turbina, são utilizados respectivamente as seguintes equações:

$$\tau_C = \pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_c}} \quad (6)$$

$$\frac{1}{\tau_T} = \frac{1}{\pi_T} \eta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7)$$

Onde τ é a razão de temperatura (definida pela divisão da temperatura de saída pela de entrada), π é a razão de compressão ou expansão (definida pela divisão da pressão absoluta de saída pela de entrada), γ é razão entre os calores específicos do ar e η é a eficiência politrópica. Os índices C e T referem-se às condições no compressor e a na turbina respectivamente.

2.3. Regenerador de Ar e Trocador de Calor

Na modelagem do regenerador de ar e do trocador de calor ar-água é utilizada a primeira lei, considerando que os sistemas operam de forma adiabática. A quantidade de energia retirada do fluido quente, em ambos os casos o gás de exaustão, é transferida para o fluido frio, que no caso do regenerador de ar é o ar de combustão e no trocador de calor é a água. As equações que descrevem o regenerador de ar e o trocador de calor são respectivamente:

$$\dot{m}_{RF} \cdot (h_{RF,E} - h_{RF,S}) = \dot{m}_{RQ} \cdot (h_{RQ,E} - h_{RQ,S}) \quad (8)$$

$$\dot{m}_{TF} \cdot c_p \cdot (T_{TF,S} - T_{TF,E}) = \dot{m}_{TQ} \cdot (h_{TQ,E} - h_{TQ,S}) \quad (9)$$

Onde c_p é o calor específico da água em J/kg.K Os índices RF , RQ , TF e TQ referem-se respectivamente as condições na parte fria do regenerador, na parte quente do regenerador, na parte fria do trocador e na parte quente do trocador. O subíndices “E” e “S” referem-se respectivamente as condições de entrada e saída nos subsistemas.

A quantidade de energia transferida de um fluido para outro pode ser calculada também em função da área de troca de calor e de um coeficiente global de transferência de calor:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD \quad (10)$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor entre os fluidos em $W/m^2.K$, A é área total de troca de calor e $LMTD$ é a diferença logarítmica média de temperatura em K, calculada através da Eq. (11):

$$LMTD = \frac{T_{RQ,S} - T_{RQ,E} + T_{RF,S} - T_{RF,E}}{\ln\left(\frac{T_{RQ,S} - T_{RF,E}}{T_{RQ,E} - T_{RF,S}}\right)} \quad (11)$$

O valor do coeficiente U para cada caso não é exato, sendo alterado em função do grau de incrustação e sujeira nas paredes dos trocadores de calor. Utiliza-se como referência para o coeficiente global ar-ar o valor de $150 W/m^2.K$. Para o coeficiente ar-água utiliza-se o valor de $350 W/m^2.K$.

2.4. Eficiências da Microturbina

A eficiência térmica do ciclo termodinâmico aplicado a turbinas a gás com sistema regenerativo de ar de combustão, no caso o ciclo Brayton regenerativo, pode ser calculado através da Eq. (12), de Wark (1999). Essa eficiência também é definida também como sendo a eficiência elétrica da microturbina.

$$\eta_{TÉR,CICLO} = \frac{\dot{Q}_T - \dot{Q}_C}{\dot{Q}_{CC}} \quad (12)$$

Onde \dot{Q}_T é a potência gerada na turbina em kW, \dot{Q}_C é a potência de acionamento do compressor em kW e \dot{Q}_{CC} é a potência gerada na combustão em kW.

Introduz-se uma equação adicional para a eficiência térmica do trocador de calor ar-água, com base na energia aproveitada para aquecimento de água e na energia liberada na combustão, definida por:

$$\eta_{TÉR,TROCADOR} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (13)$$

A eficiência global da microturbina é soma das eficiências térmicas anteriores, calculada por:

$$\eta_{GLOBAL} = \eta_{TÉR,CICLO} + \eta_{TÉR,TROCADOR} \quad (14)$$

2.5. Critérios de Eficiência Energética da ANEEL

Segundo a Resolução 21, de 21 de janeiro de 2000, da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), as centrais termelétricas de cogeração devem atender a requisitos de eficiência energética de acordo com as inequações abaixo:

$$E_T \geq 0,15.E_C \quad (15)$$

$$F_C \leq \frac{E_E + \frac{E_T}{X}}{E_C} \quad (16)$$

Onde E_C é a taxa de energia liberada pelo combustível através da combustão em kW, E_T a taxa de energia térmica aproveitada pela central de cogeração (também chamada de capacidade térmica líquida) em kW, E_E é a potência elétrica em kW, F_C o fator de cogeração e X é um fator de ponderação para a energia térmica. Os valores de F_C e X são tabelados em função da potência elétrica instalada e do combustível, conforme Tab 2.

Tabela 2. Critérios de Eficiência Energética da ANEEL

potência elétrica instalada	derivados de petróleo, gás natural e carvão		demais fontes	
	X	F _C	X	F _C
inferior ou igual a 5 MW	2,00	0,47	2,50	0,32
superior a 5 MW e inferior ou igual a 20 MW	1,86	0,51	2,14	0,37
superior a 20 MW	1,74	0,54	1,88	0,42

3. MODELAGEM DE UMA MICROTURBINA COMERCIAL

Para a modelagem de uma nova microturbina a gás, baseada em turbocompressores automotivos, utiliza-se dados de desempenho de uma microturbina a gás disponível comercialmente. O modelo escolhido para análise é microturbina da marca Capstone modelo C330, com potência nominal de 30 kW. Os dados de desempenho usados como referências para a modelagem são valores apresentados no catálogo do fabricante, mostrados na Tab. 3, e dados de desempenho obtidos de Mendes Neto (2003), mostrados na Tab. 4.

Tabela 3. Desempenho da Microturbina Capstone C330 obtidos do Catálogo do Fabricante

parâmetro	valor
potência elétrica líquida (kW)	30 ± 2
vazão mássica de combustível (m ³ /h)	10,72
pressão de injeção de combustível (kPa)	366
rotação do conjunto turbocompressor (rpm)	96.000

Tabela 4. Dados de Desempenho da Microturbina Capstone C330 (Mendes Neto, 2004)

parâmetro	câmara de combustão	compressor	turbina	regenerador de ar	
				parte fria	parte quente
vazão mássica de ar (kg/s)	0,295	0,295	0,304	0,295	0,302
temperatura de entrada (K)	697	288	1.014	423	693
temperatura de saída (K)	1.014	423	797	797	534
pressão de entrada (kPa)	316,3	101,3	310,1	322,6	316,3
pressão de saída (kPa)	310,1	322,6	103,4	103,4	101,3

A partir dos valores obtidos nas Tabs. 3 e 4 aplicam-se as Eqs. (3) a (14) para determinação de alguns parâmetros característicos de operação dos subsistemas da microturbina comercial, os quais são mostrados na Tab. 5.

Tabela 5. Dados de Desempenho Obtidos a partir da Modelagem

parâmetro	valor
razão de by-pass da câmara de combustão	50%
eficiência térmica da câmara de combustão	97%
área do regenerador de ar (m ²)	5,15
perda de pressão nos subsistemas	2%

4. MODELAGEM DE UMA MICROTURBINA BASEADA EM TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS

Para a modelagem de uma nova microturbina baseada em turbocompressores automotivos escolheu-se dois conjuntos comerciais para análise. Como os compressores automotivos são projetados para consumir toda a potência de eixo produzida pela turbina, escolhe-se um compressor com dimensões inferiores às da turbina a fim de possibilitar um aumento da energia disponível no eixo. O conjunto adotado foi o compressor modelo K-24 com a turbina 4LGZ, ambos da marca BorgWarner. Os mapas de desempenho e eficiências do compressor e da turbina, obtidas através de Wardil (2004), são apresentados a seguir.

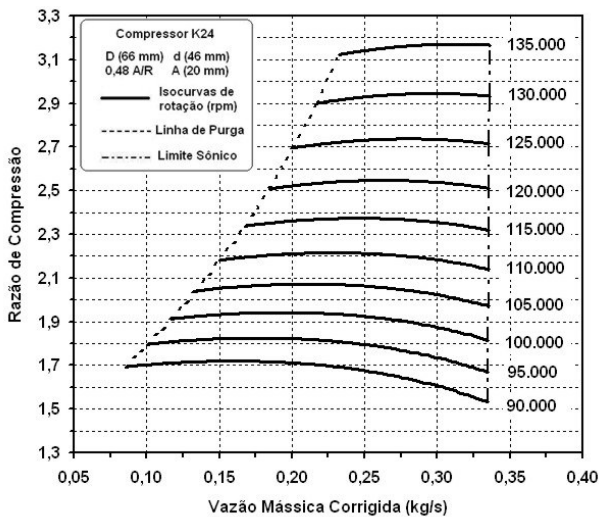


Figura 2. Mapa de Desempenho do Compressor

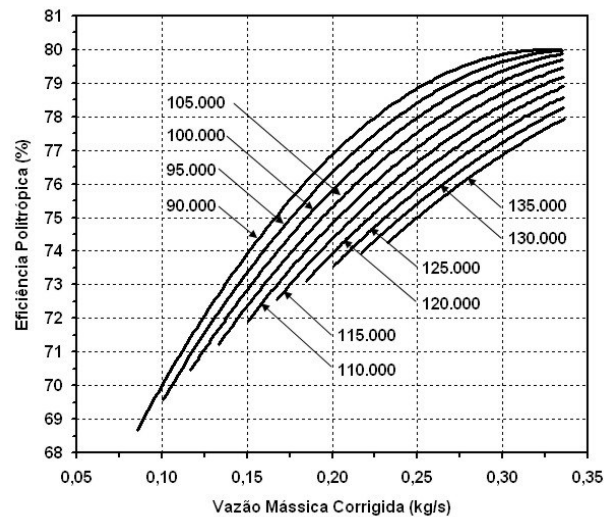


Figura 3. Mapa de Eficiências do Compressor

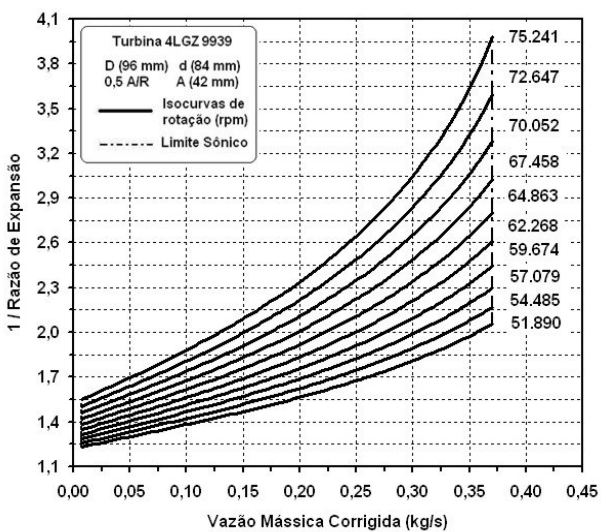


Figura 4. Mapa de Desempenho da Turbina

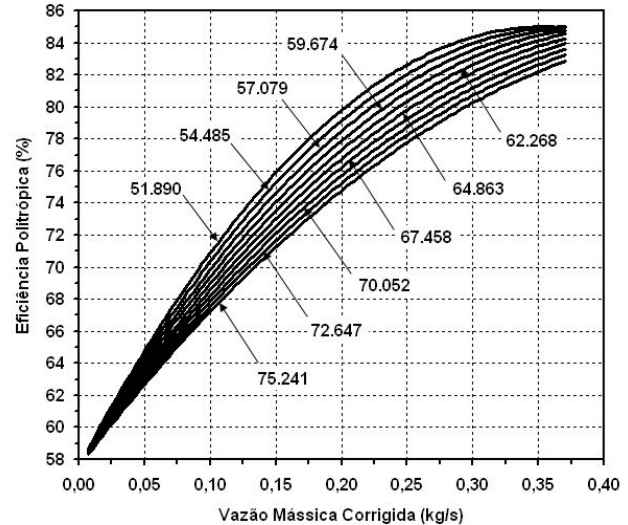


Figura 5. Mapa de Eficiências da Turbina

4.1. Desempenho Nominal da Microturbina

Utilizando como referência os valores de desempenho da microturbina Capstone C330, obtidos na Tab. 4, e os mapas de desempenho e eficiências do compressor e da turbina, realizam-se modelagens na câmara de combustão, no turbocompressor e no regenerador de ar para uma nova microturbina. Considera-se que o valor de potência elétrica da microturbina equivale ao valor de potência disponível no eixo do turbocompressor, ou seja, a potência gerada pela turbina subtraída da potência de acionamento do compressor. No caso do trocador de calor, como não foi disponibilizada nenhuma informação a respeito do comportamento deste na versão comercial, a modelagem foi realizada de forma iterativa até que a nova microturbina atendesse aos critérios de eficiência energética da ANEEL. Os resultados nominais de desempenho, obtidos a partir das modelagens termodinâmicas, são mostrados nas Tabs. 6 a 8. As eficiências da microturbina são mostradas na Tab. 9 e a verificação dos critérios de eficiência energética na Tab. 10.

Tabela 6. Desempenho da Câmara de Combustão

parâmetro	valor
vazão de ar (kg/s)	0,28
razão de diluição	52%
vazão de combustível (kg/s)	0,0081
pressão de injeção (kPa)	334
temperatura de entrada (K)	801
temperatura de saída (K)	1.172
pressão de entrada (kPa)	292,1
pressão de saída (kPa)	286,3
eficiência do queimador	97%
potência líquida (kW)	116,4

Tabela 7. Desempenho do Turbocompressor

parâmetro	compressor	turbina
vazão de ar (kg/s)	0,28	0,2881
vazão de ar corrigida (kg/s)		0,3457
temperatura de entrada (K)	288	1.172
temperatura de saída (K)	431	932
pressão de entrada (kPa)	101,3	286,3
pressão de saída (kPa)	298,1	109,7
rotação (rpm)	130.000	130.000
rotação corrigida (rpm)		64.443
eficiência politrópica	76%	83%
potência líquida (kW)	40,1	78,2

Tabela 8. Desempenho dos Trocadores de Calor

parâmetro	regenerador de ar		trocador de calor	
	parte fria	parte fria	parte fria	parte quente
vazão de ar/água (kg/s)	0,28	0,28	0,28	0,2881
temperatura de entrada (K)	431	288	288	568
temperatura de saída (K)	801	323	323	410
pressão de entrada (kPa)	298,1	-	-	107,5
pressão de saída (kPa)	292,1	-	-	105,4
potência líquida (kW)	N/A		46,8	

Tabela 9. Eficiências da Microturbina

parâmetro	valor
potência da turbina (kW)	78,2
potência do compressor (kW)	40,1
potência da microturbina (kW)	38,1
potência da câmara de combustão (kW)	116,4
capacidade térmica líquida (kW)	46,8
eficiência elétrica (eficiência térmica do ciclo)	33%
eficiência térmica do trocador de calor	40%
eficiência global da microturbina	73%

Tabela 10. Verificação dos Critérios de Eficiência Energética

parâmetro	valor
tipo de combustível	gás natural
fator de ponderação (X)	2,00
critério de eficiência térmica	> 0,15
obtido para a microturbina	0,30
critério geral de cogeração	> 0,47
obtido para a microturbina	0,53

4.2. Desempenho Estático da Microturbina na Rotação Nominal

A potência elétrica da microturbina esta diretamente relacionada com a carga elétrica que lhe é solicitada pelos equipamentos externos ligados a ela. Considerando que esta carga elétrica varia no tempo, é necessário conhecer o intervalo de pontos de operação possíveis para a microturbina, quando esta operando em potências parciais. Para esta análise adota-se a condição de operação sempre na mesma rotação da potência elétrica nominal, 130.000 rpm.

A estratégia de controle adotada é a variação da vazão mássica de ar (e conseqüentemente a vazão mássica de combustível) visto que todos os outros parâmetros estão atrelados a esta. As restrições físicas para a modelagem são a pressão e temperatura de exaustão (que necessariamente devem ser maiores que os valores na entrada do compressor) bem como os pontos de operação do compressor e da turbina, os quais devem estar dentro da região de operação estável, mostrados nos respectivos mapas de desempenho.

O comportamento da potência elétrica da microturbina em função da vazão mássica de ar é mostrado na Fig. 6. Nas Figuras 7 e 8 são mostrados os pontos de operação do compressor e da turbina para as diferentes condições de operação da microturbina.

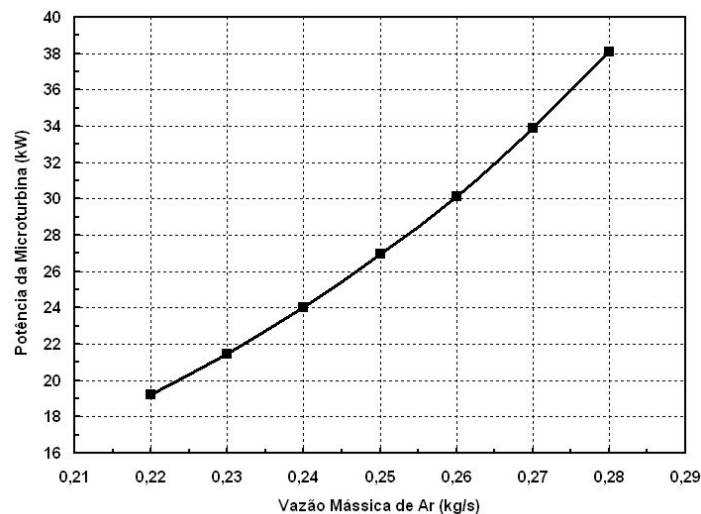


Figura 6. Potência Elétrica em Função da Vazão Mássica de Ar

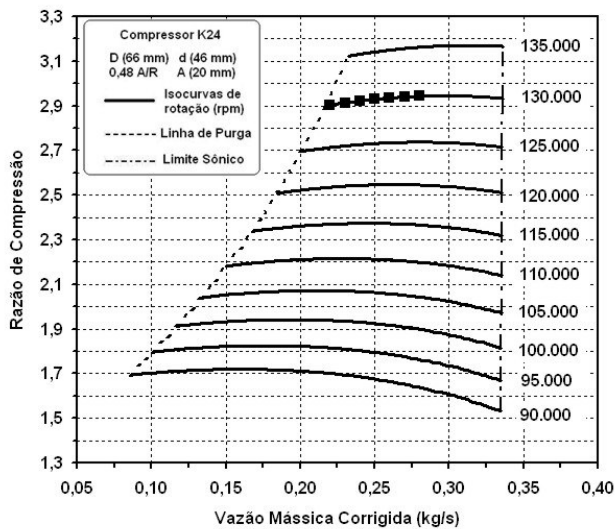


Figura 7. Pontos de Operação do Compressor

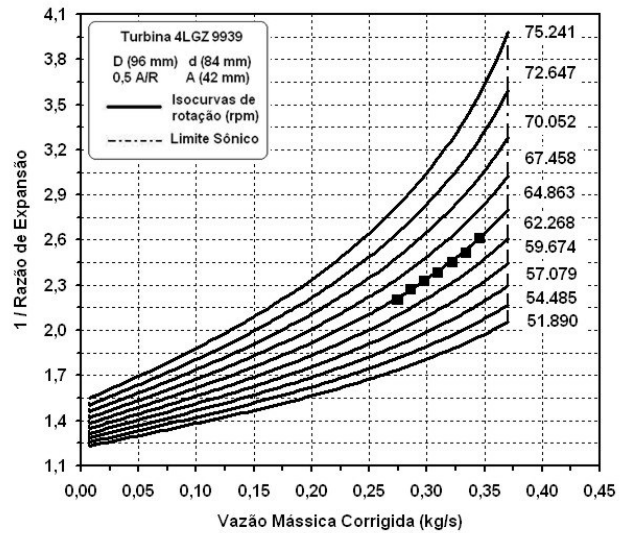


Figura 8. Pontos de Operação da Turbina

5. COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO ENTRE AS MICROTURBINAS

Na Tabela 11 é apresentada uma comparação de desempenho entre a microturbina baseada em turbocompressores automotivos e a microturbina comercial Capstone C330. Os custos específicos de operação dos sistemas são calculados em função do preço do combustível gás natural, considerado em 0,85 R\$/m³ conforme tarifa da GASMIG, com referência ao mês de dezembro de 2005.

Tabela 11. Comparação de Desempenho da Microturbina Comercial e a Microturbina baseada em Turbocompressores Automotivos

parâmetro	Microturbina Capstone 330	Microturbina Nova
potência elétrica nominal (kW)	30	38,1
potência da câmara de combustão (kW)	103,5	116,4
eficiência elétrica	28%	33%
vazão de ar (kg/s)	0,30	0,28
rotação do turbocompressor (rpm)	96.000	130.000
pressão de operação do turbocompressor (kPa)	310,1	292,1
temperatura de exaustão, sem o trocador de calor (K)	534	568
temperatura de exaustão, com o trocador de calor (K)	N/D	410
consumo de combustível (Nm ³ /h)	10,72	12,89
custo de operação (R\$/h)	9,11	10,96
custo específico de operação (R\$/kW.h)	0,28	0,29

6. CONCLUSÕES

Os critérios utilizados para modelagem do desempenho termodinâmico de uma nova microturbina, baseada em turbocompressores automotivos, se mostrou eficiente para determinação da potência disponível no eixo do turbocompressor. Por utilizar modelos simplificados para os subsistemas, a modelagem apresenta baixa carga computacional.

Com a modelagem conseguiu-se obter uma microturbina com potência elétrica nominal de 38 kW, com eficiência elétrica de 33%, eficiência térmica do trocador de calor de 40% e eficiência global de 73%. O custo específico de operação para a microturbina é da ordem dos 0,29 R\$/kW.h. A utilização da configuração de turbocompressores automotivos modificados permite a microturbina operar em cargas parciais. O limite inferior para a potência elétrica da microturbina equivale a 52% (cinquenta e dois por cento) do valor nominal.

Uma das limitações do modelo é que este deve ser realizado ponto-a-ponto. A partir da modelagem consegue-se obter possíveis pontos de operação estáticos para o sistema. Entretanto, não são analisados parâmetros dinâmicos dos sistemas, os quais podem alterar o comportamento operacional da microturbina.

A microturbina atende aos critérios de eficiência energética da ANEEL na sua condição nominal de operação. Um dos parâmetros importantes da análise de desempenho é o custo específico de operação. Em comparação com uma microturbina comercial, a nova microturbina apresenta praticamente o mesmo custo específico de operação, com a vantagem de ter uma potência elétrica instalada 26% (vinte e seis) maior.

7. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais, através do apoio financeiro através do projeto FAPEMIG/FINEP EDT 1647/04.

8. REFERÊNCIAS

- BorgWarner Turbo Systems. Disponível em <www.turbodrive.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Bowman Power. Disponível em <www.bowmanpower.co.uk >. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Capstone Turbine Corporation. Disponível em <www.microturbine.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Cummins Power. Disponível em <www.cumminspowergeneration.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Elliott Energy Systems. Disponível em <www.elliottmicroturbines.com>. Acessado em maio de 2006
- GASMIG, Companhia de Gás de Minas Gerais. Disponível em <www.gasmig.com.br>. Acesso em: 20 abr. 2006.
- Ingersoll Rand Power Works. Disponível em <www.irenergysystems.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Mendes Neto, L. “Projeto Preliminar de uma Câmara de Combustão de Microturbina a Gás Operando com Gás Natural e sua Modificação para Gás de Baixo Poder Calorífico”, 2003. Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Brasil, 131p. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica).
- Turbec. Disponível em < www.turbec.com/products/products.htm >. Acesso em: 16 jun. 2006.
- UTC Power. On-line, disponível em <www.utcpower.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Wardil, G. O. “Modelo Semi-Empírico para Obtenção dos Mapas de Fluxo de Turbinas e Compressores Automotivos”, 2004. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 149p. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica).
- Wark, K. Richards D. E. “Thermodynamics”, 1999. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1026p.
- Wardil, G. O. “Modelo Semi-Empírico para Obtenção dos Mapas de Fluxo de Turbinas e Compressores Automotivos”, 2004. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 149p. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica).
- Wark, K. Richards D. E. “Thermodynamics”, 1999. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1026p.

THERMODYNAMIC MODELING OF A GAS MICROTURBINE POWER SYSTEM

Giuliano Gardolinski Venson

Federal University of Minas Gerais. Mechanical Engineering Department. Antônio Carlos Avenue 6627
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. Zip-Code: 31270-901
venson@ufmg.br

José Eduardo Mautone Barros

Federal Center of Technological Education of Minas Gerais. Amazonas Avenue 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. Zip-Code: 30510-000
mautone@des.cefetmg.br

Josemar Figueiredo Pereira

Federal Center of Technological Education of Minas Gerais. Amazonas Avenue 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. Zip-Code: 30510-000
josemar_cefet@yahoo.com.br

Abstract

This work presents the modeling of a gas microturbine power generator. The microturbine consists in a small thermo-electrical power unit, design for combined heat and power generation. The unit has an electric generator, coaxially connected with a turbocharger, which one is driven by a fuel burner. The system also incorporates an air regenerator, used for pre-heat the combustion air, and a heat exchanger, used for water heating. The objective of the modeling is the attainment of the electrical performance and the operational limits for the microturbine in function of the subsystems operational conditions. The modeling is based on the first law of the thermodynamic, using specific models for each component. In the combustion chamber is used a model that takes the fuel injection

properties, as absolute pressure and temperature. A semi-empirical model, based in the modified Euler equation, is used in the turbocharger. In the air regenerator and heat exchanger, the method of mean logarithmic temperature difference is used. Through the modeling of a commercial microturbine, reference values obtained were used in some subsystems of a new microturbine. The results for this new microturbine in development, based in automotive turbochargers, indicate a nominal electrical power of 38 kW with electrical efficiency of 33% and global efficiency of 73%.

Keywords: gas microturbine, thermodynamic modeling, performance maps, turbocharger.

ETHANOL PRODUCTION FROM SUGAR CANE: ASSESS OF POSSILITIES OF DECREASE OF THERMAL ENERGY CONSUMPTION THROUGH EXERGETIC COST ANALYSIS

Marcelo Modesto,

Energy Department, Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas
P.O. Box 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brazil

Roger J. Zemp

Chemical Eng. Systems Department, Chemical Engineering Faculty, State University of Campinas
P.O. Box 6066, 13083-970, Campinas, SP, Brazil

Sílvia A. Nebra

Interdisciplinary Centre of Energy Planning, State University of Campinas
Dr. Shigeo Mori, 2013, 13083-770, Campinas, SP, Brazil

ABSTRACT: The sugar and ethanol production is one of the most important economical activities in Brazil, mainly due its high efficiency and competitiveness. The ethanol production is done by several steps: juice extraction, treatment, fermentation and distillation. The juice extraction and treatment is a common operation of both industries sugar and alcohol. The process begins with the sugar cane juice extraction, usually done by devices namely mills, where the cane is compressed between big cylinders for the separation of the juice from the bagasse. Recently, another juice extraction system named diffuser was introduced in some sugar and alcohol factories. On diffusers, after sugar cane preparation stage, done with knives and shredders, it passes through a bed, where the juice is separated from bagasse by the addition of imbibition water and steam, in a lixiviation process. This study evaluates two possibilities of decrease the thermal energy consumption through exergetic cost analysis. The first case, a traditional ethanol production plant is assessed, determining the unitary exergetic cost of ethanol and electrical energy, in the following case, second and third, two proposals were assessed: use of the diffuser as a extraction system and use of pinch technology to perform a energetic integration between distillation and extraction (diffuser) systems. The results of exergetic efficiency, irreversibility generation and unitary exergetic cost of products of the three cases are analyzed and compared. The results shows the validate of the use of diffuser and pinch technology on the decrease of the thermal energy consumption in the ethanol production plant.

Keywords: sugar cane juice, extraction system, exergetic cost analysis

NOMENCLATURE

\dot{m} : mass flow	[kg/s]	Greek Letters
Brix: proportion of solids in juice cane	[%]	η : efficiency
e: exergy	[kJ/kg]	Subscripts
E: total exergy	[kW]	ch: chemical
h: enthalpy	[kJ/kg]	DT: direct turbine
I: irreversibility	[kW]	in: inlet
k: unitary exergetic cost		o: reference
LHW: Lower Heating Value	[kJ/kg]	out: outlet
Q: heat rate	[kW]	st: steam turbine
s: entropy	[kJ/kg-K]	
tc: ton of cane	[ton]	
W: work	[kW]	
x: percentage of fibre	[%]	

1. INTRODUCTION

The sugar cane plants are constituted by three basic arrangements. There are that produce exclusively sugar or ethanol and those that produce sugar and ethanol simultaneously. For all of them, the industrial process begins with the preparation of the cane and the extraction of the juice, which will be used in the sequence as the principal raw material of the final product.

The preparation systems consist of feed tables for wholestick cane discharge, carrier rollers, leveller knives, set of knives and shredder. Heavy duty knives can be necessary, depending on the kind of extraction system. The extraction systems usually adopted in sugar cane plants are milling and/or diffuser. The first one is largely used in Brazilian sugar cane sector, being a technology well known by the factory operators. Its principle is the use of mechanical work of the

mills to extract the juice by compression. Mills are generally connected to drive turbines that consume medium pressure vapour (20 bar) as driving force.

The diffuser is another option for juice extraction and has been rarely used in Brazil. The first plant that installed this device was Galo Bravo in Ribeirão Preto (São Paulo State) in 1985. Some problems with the new technology were detected at that period and the diffusers were not adopted by many other plants in spite of their advantages. The condition of the bagasse in the output of the diffuser was a serious problem, presenting impurities and high moisture levels, being difficult its combustion into the boilers. This problem occurred due the fact that those equipments were imported and projected for beet sugar factories [1].

The principle of the diffuser is the application of imbibition water in the cane for the extraction of the juice through a lixiviation process. The water and the juice re-circulated in the equipment are heated with low pressure steam (2 bar or lower). There are also dewatering mills at the exit that are used as pre-dryers, reducing the moisture of the bagasse to 50% approximately and extracting the remaining juice for re-circulation. Today, there are only 10 diffusers installed in 324 Brazilian sugar cane plants in operation [1]. The problems in the past inhibited the application of these pieces of equipment but new experiences showed they present many advantages when compared with milling.

Firstly the extraction efficiency of the diffuser is 2 to 3% higher than the milling, reaching 99% in the nominal load, when the milling maximum possible efficiency is 97% [2]. This high efficiency level in the diffuser can be obtained only with the adequate preparation of the cane, being necessary heavy duty knives reaching open cells values between 90 and 92% [1].

Moreover the maintenance costs with a diffuser are 70% lower than milling and the operation can be done with 3 operators, while milling needs 8 or 9 of them [2]. Comparing milling and diffuser systems, it was observed that sand and dust in cane can seriously reduce percolation rates and extraction performance in a diffuser, what would be avoided with a correct cane preparation and storage [3]. The low values of suspended solids in mixed juice from the diffuser were considered satisfactory in a South African sugar plant that installed the equipment in 1994. The combination of diffuser and the sand and stones removal system installed in that factory contributed for that result. The equipment removed stones, gravels and sand with a variable-speed spiked roller that picked up cane from the feeder table before discharge into the main cane carrier [4].

The energy consumption of both extraction systems shows some important differences that influences the sugar cane plant energy balance. Mills require medium pressure steam into drive turbines for all the equipments, while diffuser uses low pressure steam for imbibition water heating that can be obtained with vapour bleed from first and/or second effects of evaporation station of the sugar production process, or from turbine extractions at low pressure in an ethanol production process.

Comparison of the energy consumption between milling and diffusers has been done by some authors [3], [5] and [6]. The change of traditional milling systems by diffusers should increase 3 to 6% the sugar production at very reasonable cost [5].

2. DESCRIPTION OF THE SYSTEM

In order to compare the performance between mills and diffusers, a simple cogeneration system has been proposed and simulated. The system uses cane bagasse as fuel and produces electricity and steam to process. The cogeneration and juice extraction systems are shown in figure 1.

The set is composed by a boiler, a steam turbine, a deaerator, a juice extraction system (mill or diffuser), two pumps, fermentation plant, heat exchanges that heats the wine (ethanol water mixtures) from fermentation plant to finally distillation system. The thermodynamic data of this system are shown in Table A1 in Appendix A. The sugar cane is introduced in the extraction system, flow (13); with the imbibition water, flow (14); the bagasse produced, flow (15), in the juice extraction system is used as fuel in the boiler (I) and the juice, flow (16), is available to be used in the sugar or ethanol production. In the cogeneration system, the bagasse produced in the juice extraction system is used in the boiler as fuel, producing steam with temperature of 480°C and a pressure of 80 bar. The steam from boiler is expanded in a steam turbine with extractions at a pressure of 22 bar, the steam is used to generate mechanical energy for extraction systems and at of 2,5 bar it is used to deaerator and extraction system (in the case of use of diffuser). The flows [4] and [12] supply the thermal demand of heater of imbibition water and wine and the distillation system. The all flows condensed are joined and returned to the cogeneration system by the flow [6], pressurized in the electric pump 1 (VII), passed through the deaerator (VI), are pressurized in the electric pump 2 (V) and go back to the boiler, closing the cycle.

In this simulation the following hypothesis are assumed:

The cane mass flow was calculated as the sum of bagasse and juice flow as shown in Eq. (1):

$$\dot{m}_{\text{cane}} = (1-x)\dot{m}_{\text{juice}} + (x)\dot{m}_{\text{bagasse}} \quad [1]$$

Where: "x" is a percentage of fibre in the cane, adopted as 14%, Stucci (2005).

The bagasse that leaves the extraction system was considered with 50% of moisture.

The juice enters in the extraction system with a Brix value of 18,5 % and leave with a value of 13,5 % and a purity of 83,5%.

The mass flow of imbibition water consumption per tc was estimated by [7], for the mill and [8] for the diffuser.

Mechanical work consumption adopted for the mill and the diffuser were obtained from [9], [8] and [10], respectively.

Three situations were simulated. In first case, the traditional ethanol production plant using mill as an extraction systems. In second case, the extraction system using mill is replaced by another system using a diffuser. And third and last case, the mechanical turbine is replaced by an electrical engineers and the technology pinch is used to integrated the hot flows of distillation system to heater the cold flows from extraction and fermentation system, decreasing the thermal consumption of the ethanol processes. The figure 1 shows the cases I and II, the figure 2 the case III and the Table 1 (showed in Appendix A), the thermodynamics data of three cases considered

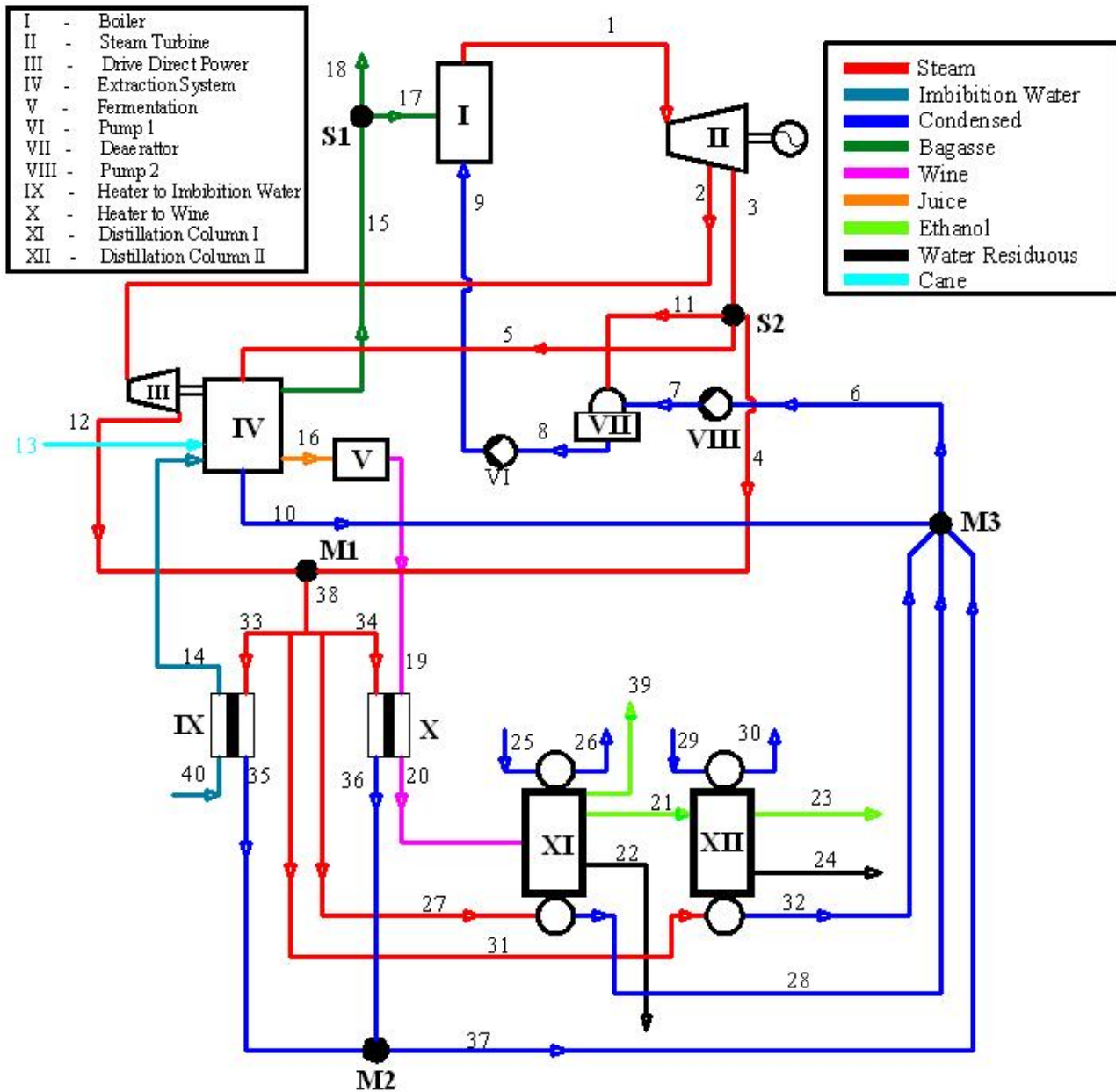


Figure 1 Sketch of Cogeneration, Extraction and Distillation Systems

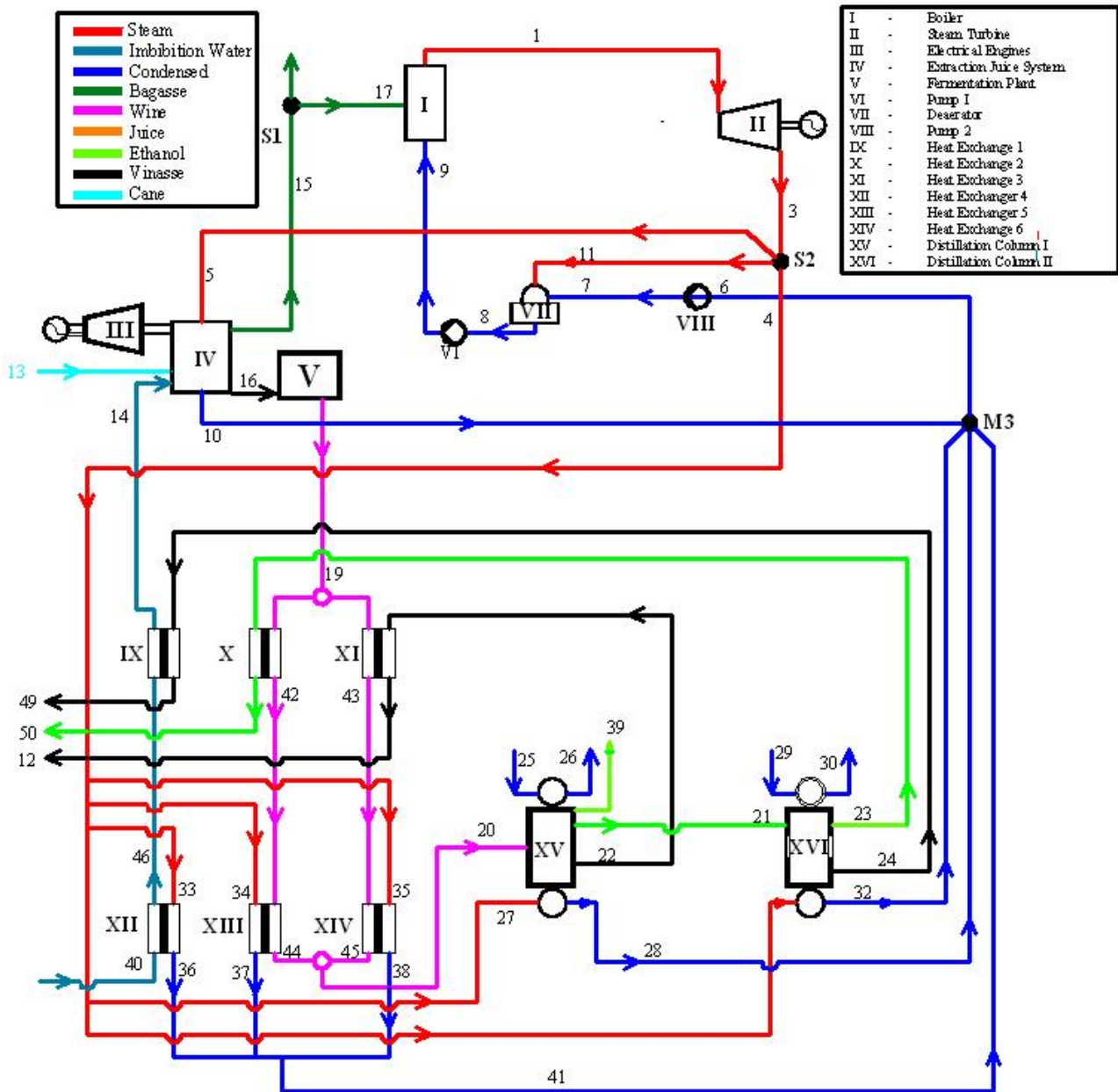


Figure 2 Sketch to cogeneration system integrated with extraction and distillation system through pinch technology

Table 2 Parameters adopted for extraction System

	I	II	III
Bagasse Fibre (%)	13		
Direct Drive Power (kWh/ tc)	20	10.85	
Consumption of Electric Energy (kWh/ tc)	14.83	14,15	
Imbibition water (kg/ tc)	235	360.8	
Juice Production (kg/ tc)	0.995	1.101	

3. THERMODYNAMIC ANALYSIS

The classic evaluation of thermal power plant performance is done through the energetic analysis based on the First Law of Thermodynamics. Such analysis permits, from an energetic point of view, a quantitative determination of the all plant performance and also of each one of its devices. Through the first law analysis it is not possible to determine the quality of energy used and where are located the points of exergy losses. In order to determine and quantify these exergy losses due to irreversibility's, the analysis by the Second Law of Thermodynamics must be used [11].

This type of analysis is essential when the system includes cogeneration. The Equations (2), (3) and (4) show mass, energy and exergy balance for a generic control volume, not considering the variation of kinetic and potential energy/exergy, respectively.

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \tag{2}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \tag{3}$$

$$\dot{Q} \left(1 - \frac{T}{T_o} \right) - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} e_{in} - \sum \dot{m}_{out} e_{out} = \dot{I} \tag{4}$$

The variable "e" represents the specific exergy of a flow and can be calculated with the following equations. For determination of steam and water exergies, the Equation 5 was used:

$$e = h_i - h_o - T_o (s_i - s_o) + e_{ch} \tag{5}$$

Where: h_i = enthalpy of the flux at point "i"; h_o = enthalpy of reference; s_i = entropy of the flux at point "i" s_o = entropy of reference; e_{ch} = standard chemical exergy of water.

In order to determine the sugar cane bagasse exergy, a methodology proposed by [12] for wood was adopted, with the necessary changes in the composition of the fuel and its Low Heat Value (LHV). For bagasse at reference environment conditions, its total exergy is equal to its chemical exergy, being possible calculating it by the referred methodology. The following composition for the bagasse was assumed: 47% of Carbon, 6,5% of Hydrogen, 44% of Oxygen and 2,5% of Ash [13]. In flow (15) the bagasse was considered with 50% of humidity, to calculate the properties of flow (13), dried bagasse was considered following Equation [1].

The juice exergy was calculated following the methodology described in [14] and exergy of ethanol-water mixture, in [15]

3.1 First Law Analysis

In order to assess the juice extraction system, two simulations were performed using the EES® software, through the mass and energy balances in each component of the cogeneration, juice extraction and distillation systems. The energetic consumptions of the systems are shown in Table 3. Thus, it was possible to calculate the consumptions of the pumps, direct drive turbines and others. In order to do possible this simulation some values must be adopted, like as:

- $\eta_{boiler} = 0.80$ Energetic efficiency of boiler
- $\eta_{ST} = 0.812$ Isentropic efficiency of steam turbine
- $\eta_{pumps} = 0.80$ Isentropic efficiency of pumps
- $\eta_{DT} = 0.55$ Isentropic efficiency of drive turbines
- $\eta_{ger} = 0,98$ Efficiency of electrical generator and electric engines

Table 3 Specific Energetic Consumptions

Power	I	II	III
Energy Generated (kWh/ tc)	29.48	64.25	66.08
Pumps (kWh/ tc)	1.06	1.85	1.21
Net Electrical Power (kWh/ tc)	24.30	47.83	48.36
Ethanol Production (liters/tc)	85.93	90.41	90.41
Cold Utilities (m ³ /tc)	17.81	20.93	20.93
Thermal Energy (kWh/tc)	261.1	282,20	178.00
Available bagasse excess (%)	40.56	17.52	32.12

The hydrated ethanol production reaches 85.93litres/tc (Mills) and 90.41 litres/tc (Diffuser) consuming 261.1 kWh/tc (Mill), 282.20 kWh/tc (Diffuser) and 178 kWh/tc (Diffuser with energetic integration) this energy is supply from steam generated in the boiler through bagasse utilization as fuel. The surplus of electrical energy reaches 24.30 kWh/tc (Mill), 47.83 kWh/tc (Diffuser) and 48.36 kWh/tc (Diffuser with energetic integration) with cane bagasse surplus reaches 40.56% (Mill), 17.52% (Diffuser) and 32.12% (Diffuser with Energetic Integration).

The electrical energy surplus is directly proportional to the steam produced in the boiler. The greater steam consume in the diffuser system provides the possibility of increasing the electricity generated. But, the bagasse surplus decreases with the diffuser system. But, with an energetic integration using the pinch technology and the replacement of the mechanical turbine by electrical engines, the bagasse surplus reaches a value near of mill as an extraction system. The utilization of pinch technology to integrated the extraction and distillation system allows a decrease of thermal energy consumption of the 37%, thus, obtain a similar level of bagasse surplus.

Depending on the utilization of bagasse, it can be more advantageous the surplus increase to utilize the bagasse in another process (syngas production, ethanol production from hydrolysis of bagasse, or gasification). These other utilizations will be analyzed in futures studies.

The bagasse surplus is directly proportional to boiler efficiency. The increase of boiler First Law efficiency through the use of a bagasse dryer, the pre heating of air or feed water boiler, the increase of pressure and temperature of steam allows to increase bagasse surplus. Another possibility for increasing bagasse surplus is the utilization of cane varieties with more percentage of fibers.

For the same conditions, the juice extraction system based on diffuser has an electric net power generation 97% larger than the system based on mills. The direct drive power in mills is 84% larger than diffuser, the electrical consumption in pumps are similar. The energy consumption in the diffuser is 8.8% larger than mills; the bagasse excess in mills is 135% larger than in diffusers. But, with use of pinch technology, diffuser has energy consumption 31% lower than mill, with a bagasse surplus 20% lower.

In order to improve the diagnostic of the three cases considered, an exergetic analysis was performed for the determination of exergetic efficiency and irreversibility generated in both systems.

3.2 Second Law Analysis

The exergy equation balances (eq 4) was applied in each component of the plants to determine the irreversibility and efficiency of each control volume considered. In the special case of the extraction system the exergy balance equation is written for the diffuser (eq. 6) and the mill (eq 7) as follows:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{14}e_{14} + \dot{m}_{\text{juice}}e_{\text{juice}_{13}} + \\ \dot{m}_{\text{bagasse}}e_{\text{bagasse}_{13}} + \dot{W}_{\text{ele_dif}} + \\ \dot{m}_5e_5 - \dot{m}_{10}e_{10} - \dot{m}_{15}e_{15} - \dot{m}_{16}e_{16} = \dot{I}_{IV} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{14}e_{14} + \dot{m}_{\text{juice}}e_{\text{juice}_{13}} + \\ \dot{m}_{\text{bagasse}}e_{\text{bagasse}_{13}} + \dot{W}_{\text{mill}} \\ - \dot{m}_{15}e_{15} - \dot{m}_{16}e_{16} = \dot{I}_{IV} \end{aligned} \quad (7)$$

Where:

$\dot{W}_{\text{ele_dif}}$: electrical power consumption in the diffuser [kW]

\dot{W}_{mill} : mechanical power consumption in the diffuser [kW].

The set of equations of exergy balance was solved using the EES® software, determining the irreversibility generated in each component of the system. The efficiency of each component was calculated according as suggested [11] and [12], considering Figure 1 and 2 and the exergetic efficiency of the global plant is written by:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{m}_{23}e_{23} + \dot{m}_{18}e_{18}}{\dot{m}_{13}e_{13}} \quad (8)$$

The exergetic analysis is a powerful tool to assess several types of thermal systems. This analysis allows quantify and identify the components that most produce irreversibility in the system. The main difference between the two systems is the juice extraction device. The mill generates 96% more irreversibility than diffuser and has exergetic efficiency 6% lower. The juice extraction system is responsible by 13% (diffuser) and 30% (mill) of total irreversibility generated in the system. The cogeneration set and juice extraction system with diffuser produce 14% more irreversibility than the juice extraction with mill, this result is due mainly to the irreversibility generated in the boiler, because more steam quantity need to be produced with the use of diffuser (but, at the same time more cogeneration level is reached). The global efficiency of the plant using mill is larger than plant using diffuser. The eq (8) shows that the parameters which influence of this value are the net power and bagasse surplus. The influence of bagasse surplus is larger due of the high value of exergy of this, so, the system using mill has a greater efficiency mainly due the high surplus of bagasse for this system. However, the exergetic efficiency of the mill component is lower than diffuser in the extraction system. The value of global efficiency obtained with diffuser using energetic integration is similar when uses a mill as a extraction system. The values are shown in Table 4.

Table 4 Exergetic Efficiency and Irreversibility

	Exergetic Efficiency (%)			Irreversibility (kW)		
	I	II	III	I	II	III
I	27.87	27.91	27.87	1110.21	1533.64	1267.78
II	83.52	84.21	84.32	15.74	43.45	44.23
III	62.76	62.76	-	42.73	23.18	-
IV	88.02	93.67	93.81	672.81	345.20	346.63
VI	85.07	85.16	85.07	0.56	0.77	0.01
VII	99.96	99.96	99.96	0.07	0.11	0.08
VIII	84.91	84.91	84.91	0.01	0.02	0.64
IX	42.93	41.36	19.29	10.13	16.60	1.24
X	38.89	37.47	18.77	39.04	46.82	66.68
XI	93.42	93.39	80.50	258.4	289.16	9.94
XII	99.12	97.80	52.00	81.90	263.48	5.44
XIII	-	-	35.28	-	-	29.92
XIV	-	-	19.32	-	-	288.55
XV	-	-	93.35	-	-	263.48
XVI	-	-	97.80	-	-	4.76
Total	55.36	48.12	54.92	2231.6	2562.43	2329.38

3.3 Theory of Exergetic Cost

The methodology used to perform the exergetic cost analysis is the Theory of Exergetic Cost proposed in [16]. This methodology can be used to determine the exergetic and monetary cost of each one of the flows that compose the system. In [17] it was presented the determination of the exergetic and monetary costs of a cogeneration system in a sugar plant evaluating the influence of the price of the main fuel, cane bagasse, in steam production and electricity costs. In [8] it was used the exergoeconomic methodology to assess the exergetic cost of sugar in the production process.

The exergetic cost calculation is made through cost balance equations in each component, as shown by Eq. (9)

$$\sum k_{in}E_{in} - \sum k_{out}E_{out} = 0 \quad (9)$$

Where “k” defines the unitary exergetic cost and “E” the total flow exergy, the subscript “in” and “out” indicate the flows that enter and leave the control volume, respectively.

The application of Eq. (9) in all control volumes form a linear equations set, where the variable number is greater than the equation number. In order to obtain a set with a unique solution it is necessary to add some additional equations, to equalize the number of equations and variables. In [18] it was reported in a simple way the postulates of the methodology to define these additional equations.

In the special case of the extraction system the exergetic cost balance equation is written for the diffuser (eq. 10) and the mill (eq 11) as follows:

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{14}e_{14}k_{14} + \dot{m}_{juice_13}e_{juice_13}k_{juice_13} + \\ &\dot{m}_{bagasse_13}e_{bagasse_13}k_{bagasse_13} + \\ &\dot{W}_{ele_DF}k_P + \dot{m}_5e_5k_5 - \dot{m}_{10}e_{10}k_{10} - \\ &\dot{m}_{15}e_{15}k_{15} - \dot{m}_{16}e_{16}k_{16} = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{14}e_{14}k_{14} + \dot{m}_{juice_13}e_{juice_13}k_{juice_13} + \\ &\dot{m}_{bagasse_13}e_{bagasse_13}k_{bagasse_13} + \\ &\dot{W}_{mill}k_m - \dot{m}_{15}e_{15}k_{15} - \dot{m}_{16}e_{16}k_{16} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

The set of additional equations were following the considerations proposed by Lozano and Valero [16]. To the unitary exergetic costs of the inputs (juice and bagasse) a unitary value is assigned, and therefore:

$$k_{\text{juice}_{13}} = k_{\text{bagasse}_{13}} = k_{40} = 1 \tag{12}$$

All the irreversibility generation in the turbines must be carried out by the unitary exergetic cost of electric or mechanical power, and consequently the unitary exergetic costs of the steam entering and leaving these turbines are considered equal. Therefore, we have:

$$k_1 = k_2 = k_3 = k_{12} \tag{13}$$

In the splitters, where no irreversibility generation takes place, flows entering and leaving the valves have the same exergetic cost.

$$S1: \quad k_3 = k_4 = k_5 = k_{11} \tag{14}$$

$$S2: \quad k_{15} = k_{17} = k_{18}$$

In the diffuser, the following considerations were made:

i) The unitary exergetic cost of the steam that enters, flow (5), is the same of the condensed that leaves, the flow (10), the diffuser;

$$k_5 = k_{10} \tag{15}$$

ii) The unitary exergetic cost of flow (15), bagasse, is the same that of the cane that enters in the diffuser and consequently all the irreversibility generation is carried by the unitary exergetic cost of the juice that leaves the diffuser, flow (16), the same hypothesis is adopted in mill. Thus:

$$k_{15} = k_{\text{bagasse}_{13}} \tag{16}$$

With this set of equations above, the number of equations is equal to the number of variables. The system was solved using the EES® software [19] Thus, to calculate unitary exergetic cost for the original project becomes possible. The additional equations for the mills are similar to that adopted for the diffuser. Table 5 shows the values of the unitary exergetic cost for both systems.

The products of this cogeneration and juice extraction system are the electrical power (k_p), juice (k_{16}), mechanical power (k_m) and ethanol (k_{23}). The juice extraction system using mill has a value of (k_p) 3.21% lower, for juice cane cost (k_{16}), the value is 14.4% higher, mechanical power (k_m) has a similar value and for ethanol (k_{23}), the value is 9.2% higher than diffuser. Considering that the juice is a main product of the juice extraction system, the diffuser produces a juice sugar cane with more efficiency and exergetically cheaper than mill, and this juice cost spread to ethanol cost, decreasing the ethanol exergetic cost. When the energetic integration between extraction and distillation systems is used all values decreasing.

When compared with mill, the extraction system based on diffuser decreases the juice exergetic cost in 12.6%. This reduction of juice cost result in a decrease of exergetic ethanol production cost of 3.8%. In case III, the decrease of this costs are 14% and 8% respectively. The values of mechanical and electrical power and imbibition water remain unchanged due that the operation conditions (pressure and temperature) of cogeneration system remain the same. However, the most important information obtained from exergoeconomic analysis is the decreasing of the influence of the extraction system on the ethanol production cost, as shown in figure 3.

Table 5 Unitary exergetic cost of main flows of cogeneration, extraction and distillation systems

Flow	I	II	III
Steam from Boiler [1]	3.633	3.595	3.331
Cane – Juice [13]	1.000	1.000	1.000
Cane – Bagasse [13]	1.000	1.000	1.000
Bagasse to Boiler [17]	1.000	1.000	1.000
Juice [16]	1.457	1.272	1.253
Wine [20]	1.498	1.321	1.263
Ethanol [23]	1.882	1.812	1.727
Electrical Energy (k_p)	4.246	4.356	4.030
Mechanical Energy (k_m)	5.789	5.728	-

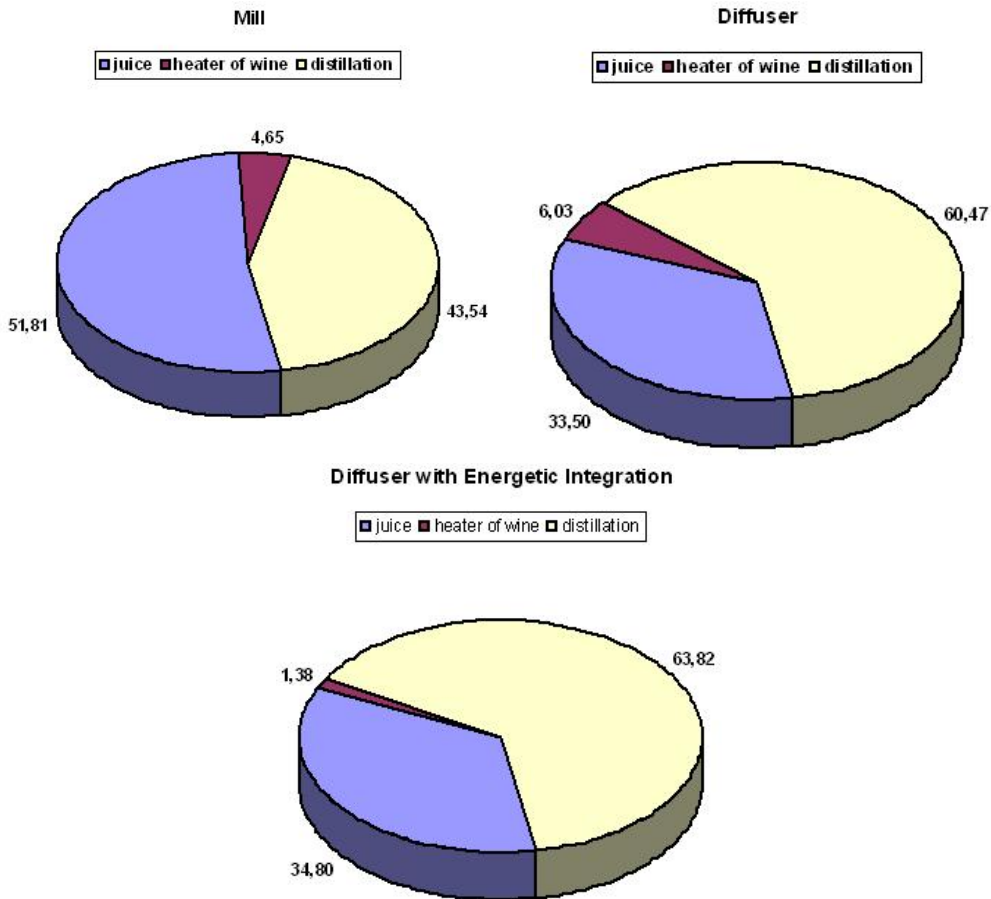


Figure 3 Participation (%) of each steps in composition of ethanol exergetic cost production. a) mill; b) diffuser and c) diffuser with energetic integration

In this figure, the process of formation of the unitary exergetic cost is shown proportionally to of the participation of each step of process: extraction, heater of wine and distillation.

The participation of extraction step start with 51.81% (Case I), decrease to 33.5% (Case II) and reaches 34.8%. In this step the main difference occurs due of replace of the extraction component mill by the diffuser. With use of the diffuser, the participation of extraction system decrease about 14%.

The step of wine heater has a lower participation of the composition of ethanol cost produce in Case III. In this case, the use of the pinch technology allows decrease the necessity of thermal energy in this step.

Finally, the distillation system has an increase of participation in the composition of ethanol cost. In the three cases studied, there are no modification in this system, thus the participation of this step in the ethanol cost tends to increase

The variation of values of unitary exergetic cost of ethanol is shown in figure 4 to diffuser and diffuser with energetic integration compared with mills. The diffuser decrease the unitary exergetic cost in 3.72% and 8.24% using energetic integration by pinch technology..

A complete exergoeconomic analysis of this integrated system must be performed in a future work, considering monetary costs of production of ethanol, like as, equipment, investment, operational and maintenance costs reaching a monetary value of ethanol production cost based on exergy concepts.

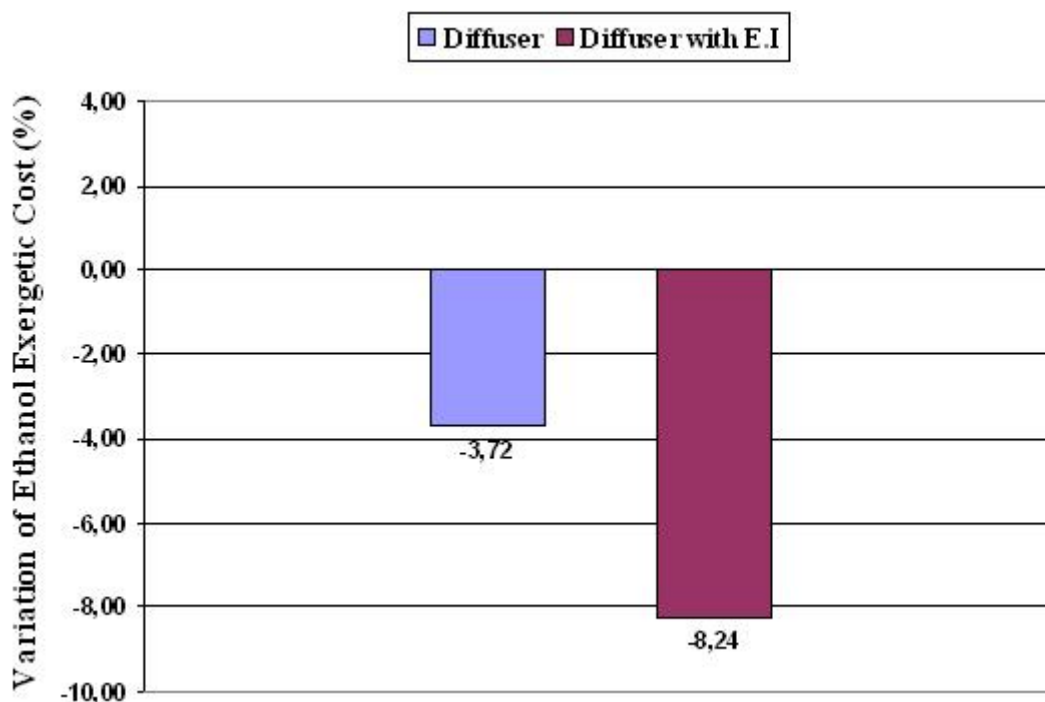


Figure 4 Variation of Unitary Exergetic Cost of Ethanol.

4. CONCLUSION

This study analyzed a cogeneration and distillation integrated system with a juice extraction scheme using a mill or a diffuser, and a diffuser with energetic integrated by pinch technology. The three cases were compared using the First and Second Thermodynamic Laws and Exergetic Cost Analysis. The mill has higher consumption of mechanical energy than diffuser, what decreases the electric energy generated by the steam turbine. In spite of its lower mechanical energy consumption, the diffuser needs more thermal energy, so, more steam needed to be produced in the boilers, consequently more electric energy is generated, but more fuel (bagasse) is also spent. However, the use of energetic integration allows the increase of extraction efficiency and keeps the similar level of bagasse surplus of the mills.

The comparison showed that mill generates more irreversibility than diffuser, once it needs much more mechanical energy, consuming steam at high pressure and temperature in direct drive turbines with low isentropic efficiencies, increasing the irreversibility generation. The diffuser, on the other hand, needs lower mechanical power and consume steam at low pressure and temperature for the lixiviation processes, reaching higher exergetic efficiency than the mill.

Due to its principle of work, that consume more steam at high pressure and temperature, mills presents a value of unitary exergetic cost of juice produced higher than the diffuser, representing higher consumption of the energy available in the plant and consequently higher costs for the production of the final product, ethanol.

A future Thermo-economic Analysis comparing both juice extraction systems will show the differences considering the operational cost, including maintenance, and investment cost to obtain the monetary juice cost in each case, being an important analysis tool for the decision of which extraction system is the best to invest.

Acknowledgment

The authors would like to express their gratitude to Research Foundation of Sao Paulo State – FAPESP, and National Council of Scientific and Technological Development – CNPq for the financial resources to do this study.

References

- [1] Alcobras Magazine, What the better extraction?, Edition 83, January/February 2004. Available in http://www.revistaalcoobras.com.br/edicoes/ed_8/ed_83.html.
- [2] IDEA NEWS. *Diffuser x Mill*. Nº35, Agosto de 2003. pp. 36-40. Available in <http://www.ideaonline.com.br/> (in Portuguese)
- [3] Birkett, L., 1999, *Integrating a cane diffuser into an existing sugar factory*. International Sugar Journal, v. 101, nº1201, pp. 99-104.
- [4] Cargill, J.M. & Winterbach, A.H. *An innovative sugar mill. Construction and first years of operation at Komati*. International Sugar Journal, v. 98, nº1169, 1996, pp. 223-229.
- [5] Van Hengel, A. *Diffusion as steam saver*. Zuckerind, 115, Nº 7, 1990, pp. 551-554.

- [6] Hoekstra, R.G. *Energy consequences of diffusion versus milling*. Proceeding of the South African Sugar Technologists' Association. June 1995, pp. 205-207.
- [7] Barreda del Campo, E.R.; Cerqueira, S.A.A.G. and Nebra, S.A.; 1998, "*Thermoeconomic Analysis of a Cuban Sugar Cane Mill*", *Energy Conversion & Management*, Vol. 39, Iss 16-18, pp 1773-1780
- [8] Fernandez Parra, M. I. *Exergoeconomic Methodology in Sugar Process*, *Mechanical Engineering Faculty*, State University of Campinas, 2003, PhD Thesis, 180p., 2003 (in portuguese)
- [9] Macedo, I and Nogueira, L.F.H., *Assess of Expansion Ethanol Production on Brazil*, In: *Bio fuels – Strategic Issue of Brazilian Government*, p. 143, 2005 (in Portuguese)
- [10] Stucchi, .A., 2001,2002,2005, "*Cruz Alta Plant – Guarani Group*" – Production Manager – Personal Communications.
- [11] Kotas, T.J. *The exergy method of thermal plant analysis*. Krieger Publishing Company, Malabar Florida, 1995, 328p.
- [12] Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R., 1988, "*Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process*", Hemisphere Publishing Co., New York, USA, 330p
- [13] Tone Baloh, E. W. *Energy Manual for Sugar Factories*. 2° Ed. Verlag Dr. Albert Bartens, Berlin, 1995. 201p.
- [14] Nebra, S.A. e Fernandez Parra,M.I., 2005, "*The exergy of sucrose-water solutions: proposal of a calculation method*", Proceeding of ECOS 2005 – 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental, Trondheim, Norway, 20-23 June. (accepted to publisher)
- [15] Modesto, M., Nebra, S.A. and Zemp, R.J., 2005, "*A proposal to calculate the exergy of non ideal mixtures ethanol-water using properties of excess*", 14th European Conference and Exhibition: Biomass for Energy, Industry and Climate Protection; 17-21 October, Paris, France, (Proceedings in CD-Rom).
- [16] Lozano, M. A. and Valero, A. *Theory of the exergetic Cost*. *Energy*, v.18, n° 9, pp. 939-960, 1993.
- [17] Sanchez, M.G. e Nebra, S.A., 2002, "*Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of a Sugar Mill Plant*", Proceeding of ECOS 2002 – International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, july 3-5, Berlin, Germany, 2002., vol. I, pp. 258-267
- [18] Cerqueira, S. A. A G. e Nebra, S. A.; 1999, "*Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems*", *Energy Conversion & Management*, Vol. 40, Issue 15-16, pp 1587-1597.
- [19] *EES Engineering Equation Solver*. Educational Version Distributed by McGraw-Hill. 2004.

APPENDIX A

Table A.1 Thermodynamic data of the cogeneration, extraction and distillation system in three cases studied

	m(kg/s)			T(°C)			P(bar)			e(kJ/kg)		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	0,330	0,457	0,377	480	480	480	80	80	80	1896	1896	1896
2	0,291	0,158	-	317,8	317,8	-	22	22	-	1568	1568	-
3	0,038	0,299	0,377	132,4	132,4	127,4	2,5	2,5	2,5	1150	1150	1147
4	0,036	0,227	0,306	132,4	132,4	127,4	2,5	2,5	2,5	1150	1150	1147
5	-	0,068	0,068	-	132,4	127,4	-	2,5	1,05	-	1150	1150
6	0,328	0,453	0,374	121,8	121,8	121,8	2,1	2,1	2,1	582	582	81
7	0,328	0,453	0,374	121,8	121,8	121,8	4	4	4	582	582	582
8	0,330	0,457	0,377	121,8	127,4	125	2,5	2,5	2,5	586	588	588
9	0,330	0,457	0,377	125	128,7	126,3	88	88	88	595	598	598
10	-	0,068	0,068	-	121,8	121,8	-	2,1	2,1	-	582	27660
11	0,002	0,005	0,002	132,4	132,4	127,4	2,5	2,5	2,5	1150	1150	1147
12	0,291	0,158	0,901	172,6	172,6	40	2,5	2,5	1,05	1175	1175	55
13	1,000	1,000	1,000	25	25	25	1,01	1,01	1,01	-	-	-
14	0,235	0,361	0,361	98	98	98	1,01	1,01	1,01	82	82	82
15	0,260	0,260	0,260	25	25	25	1,01	1,01	-	9959	9959	9959
16	0,975	1,101	1,101	25	25	25	1,01	1,01	-	2416	2416	2416
17	0,155	0,214	0,176	25	25	25	1,01	1,01	-	9959	9959	9959
18	0,105	0,046	0,084	25	25	25	1,01	1,01	1,01	9959	9959	9959
19	0,975	1,101	1,101	25	25	25	1,01	1,01	1,01	2486	2486	2486
20	0,975	1,101	1,101	90	90	90	1,01	1,01	1,01	2512	2512	2512
21	0,167	0,192	0,192	78	78	78	1,01	1,01	1,01	12058	12058	12058
22	0,793	0,901	0,901	99	99	99	1,01	1,01	1,01	98	98	98
23	0,069	0,073	0,073	78	78	78	1,01	1,01	1,01	27674	27674	27674
24	0,097	0,119	0,119	99	99	99	1,01	1,01	1,01	122	122	122
25	2,433	2,530	2,530	25	25	25	1,2	1,2	1,2	527	527	527
26	2,433	2,530	2,530	30	30	30	1,15	1,15	1,15	528	528	528
27	0,168	0,204	0,209	121,8	148,7	127,4	2,5	2,5	2,5	1148	1159	1159
28	0,168	0,204	0,209	121,8	121,8	121,8	2,1	2,1	2,1	582	582	582
29	15,329	18,336	18,336	25	25	25	1,2	1,2	1,2	527	527	527
30	15,329	18,336	18,336	30	30	30	1,15	1,15	1,15	528	528	528
31	0,015	0,002	0,002	121,8	148,7	127,4	2,5	2,5	2,5	1148	1159	1147
32	0,015	0,002	0,002	121,8	121,8	121,8	2,1	2,1	2,1	582	582	582
33	0,031	0,049	0,037	121,8	148,7	127,4	2,5	2,5	2,5	1148	1159	1147
34	0,113	0,130	0,015	121,8	148,7	127,4	2,1	2,1	2,1	1148	1159	1147
35	0,031	0,049	0,044	121,8	121,8	127,4	2,5	2,5	2,5	582	582	1147
36	0,113	0,130	0,037	121,8	121,8	121,8	2,1	2,1	2,1	582	582	582
37	0,144	0,179	0,015	121,8	121,8	121,8	2,1	2,1	2,1	582	582	582
38	0,328	0,385	0,044	121,8	148,7	121,8	2,5	2,5	2,5	1148	1159	582
39	0,008	0,008	0,008	88	88	88	1,01	1,01	1,01	26397	26101	26397
40	0,235	0,361	0,361	25	25	25	1,01	1,01	1,01	50	50	50
41	-	-	0,096	-	-	121,8	-	-	2,1	-	-	582
42	-	-	0,14	-	-	41,71	-	-	1,05	-	-	2488
43	-	-	0,977	-	-	81,92	-	-	1,2	-	-	2517
44	-	-	0,124	-	-	90	-	-	1,05	-	-	2512
45	-	-	0,977	-	-	90	-	-	1,05	-	-	2512
46	-	-	0,361	-	-	44,53	-	-	1,01	-	-	53
47	-	-	0,124	-	-	25	-	-	1,05	-	-	2486
48	-	-	0,977	-	-	25	-	-	1,05	-	-	2486
49	-	-	0,119	-	-	40	-	-	1,05	-	-	81
50	-	-	0,073	-	-	40	-	-	1,05	-	-	27660

INFLUÊNCIA DA FORMA GEOMÉTRICA DO DUTO DE ALIMENTAÇÃO DE UM CICLONE COMO SECADOR

Fabiana Pimentel Macêdo Farias

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI)
Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó – CEP 58109-970 – Campina Grande – PB – Brasil.
fabianap@oi.com.br

Antonio Gilson Barbosa de Lima

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica (UAEM), Laboratório Computacional de Térmica e Fluido (LCTF)
Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó – CEP 58109-970 – Campina Grande – PB – Brasil.
gilson@dem.ufcg.edu.br

Severino Rodrigues de Farias Neto

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Unidade Acadêmica de Engenharia Química (UAEQ), Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI)
Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó – CEP 58109-970 – Campina Grande – PB – Brasil.
fariasn@deq.ufcg.edu.br

Resumo. *Ciclones são dispositivos muito utilizados em processos químicos, em diferentes operações unitárias. Nos últimos anos, o ciclone tem sido investigado como secador. Este trabalho propõe avaliar a influência da seção de entrada do ciclone no processo de secagem do bagaço de cana-de-açúcar. O modelo matemático considerou escoamento tri-dimensional, turbulento e estacionário para a fase gasosa e o modelo Lagrangeano para as partículas. As equações diferenciais foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos, com esquema de interpolação UPWIND para os termos convectivos e o algoritmo SIMPLEC para o acoplamento pressão-velocidade. As simulações foram realizadas utilizando o código computacional CFX-3D. Observou-se o caráter tridimensional do escoamento gás-partícula no interior do ciclone. A cinética de secagem e a temperatura das partículas foram afetadas pela forma da entrada tangencial do ciclone. O ciclone com seção de entrada quadrada mostrou-se mais eficiente quando comparado com as seções retangulares vertical e horizontal.*

Palavras chave: ciclone, CFX, fluidodinâmica, secagem, bagaço-de-cana.

1. Introdução

Ciclones são dispositivos mecânicos simples usados há mais de cem anos em processos químicos industriais com o objetivo de separar/coletar sólidos e/ou líquidos suspensos em uma corrente gasosa (Corrêa, 2003). Sua popularidade se deve principalmente à sua simplicidade de construção, ausência de partes móveis reduzindo a necessidade de manutenção, capacidade de operar em condições severas de temperatura (até mais de 1300 K) e de pressão (desde 0,01 bar a 100 bar), e por possuir alta eficiência na remoção de partículas com diâmetros superiores a 5 μm (Gomide, 1980; Meier, 1998; Salcedo e Pinho, 2003, Corrêa, 2003; Corrêa *et al.*, 2004; Noriler *et al.*, 2004). Apesar dessa simplicidade, os ciclones apresentam um comportamento fluidodinâmico muito complexo: presença de zonas de reversão de fluxo, regiões de recirculação, alta preservação do vórtice, alta intensidade turbilhonar, entre outros (Meier, 1998; Solero e Coghe, 2002, Corrêa, 2003; Noriler *et al.*, 2004).

Um ciclone convencional tem como princípio de funcionamento a injeção de um gás juntamente com partículas no interior do corpo cilíndrico através de uma entrada tangencial pela parte superior formando um movimento circular descendente e na forma de uma espiral. Ao atingir a seção cônica, o diâmetro do vórtice diminui e observa-se uma reversão do fluxo gasoso em um movimento circular ascendente em direção ao topo do equipamento. As partículas, no entanto, por apresentarem densidades superiores a do gás, são arrastadas pela corrente gasosa fazendo com que as mesmas se movam radialmente em direção à parede do ciclone. Neste ponto, elas são, igualmente, afetadas pela força gravitacional e pelo atrito forçando-as a deslizarem em direção a parte inferior do ciclone onde são coletadas. Outras definições de funcionamento foram descritas por diversos autores, dentre os quais podem ser citados: Pericleous (1987); Thorn (1998); Zhu e Lee (1999); Nebra *et al.* (2000); Salcedo e Pinho (2003); Vegini *et al.* (2003), Yalcin *et al.* (2003).

A complexidade da configuração do fluxo no interior do ciclone é decorrente do alto nível de turbulência e da tridimensionalidade do escoamento. As possíveis características transientes do movimento turbilhonar levaram a comunidade científica e industrial a realizar estudos teóricos e experimentais. Na maioria destes trabalhos são propostas modificações na geometria do ciclone e o desenvolvimento de modelos matemáticos ou empíricos que possibilitam melhorar a eficiência de coleta das partículas sólidas, reduzir a queda de pressão, aumentar o tempo de residência das partículas, entre outros (Pericleous, 1987; Nebra *et al.*, 2000; Solero e Coghe, 2002; Avci e Karagoz, 2003; Salcedo e Pinho, 2003).

Neste sentido, o presente trabalho se propõe avaliar a influência da forma do duto de alimentação do ciclone visando realizar a secagem do bagaço de cana-de-açúcar com alto teor de umidade. Este processo de secagem é de suma importância nas indústrias sucroalcooleiras, pois o bagaço é usado como fonte alternativa na produção de energia, a qual é aproveitada nas etapas dos processos de fabricação de açúcar e álcool, bem como se constitui em mais uma fonte de renda, já que a energia excedente produzida nas usinas é vendida para outros consumidores.

2. Definição do problema

O ciclone estudado foi o mesmo utilizado por Corrêa (2003), conforme pode ser observado na Fig. 1. Este aparato difere deste autor pela ausência do dispositivo de alimentação das partículas (alimentador Venturi) ilustrado na Fig.2, o qual era acoplado ao duto de entrada de gás/partícula do ciclone. Todavia, com o intuito de preservar a mesma distribuição de velocidade (gás/partícula), observada na seção reta do duto de alimentação, foi aplicada uma condição de contorno baseada nos dados experimentais disponibilizados por Corrêa (2003), conforme será explicitado mais adiante, no item 3.3.

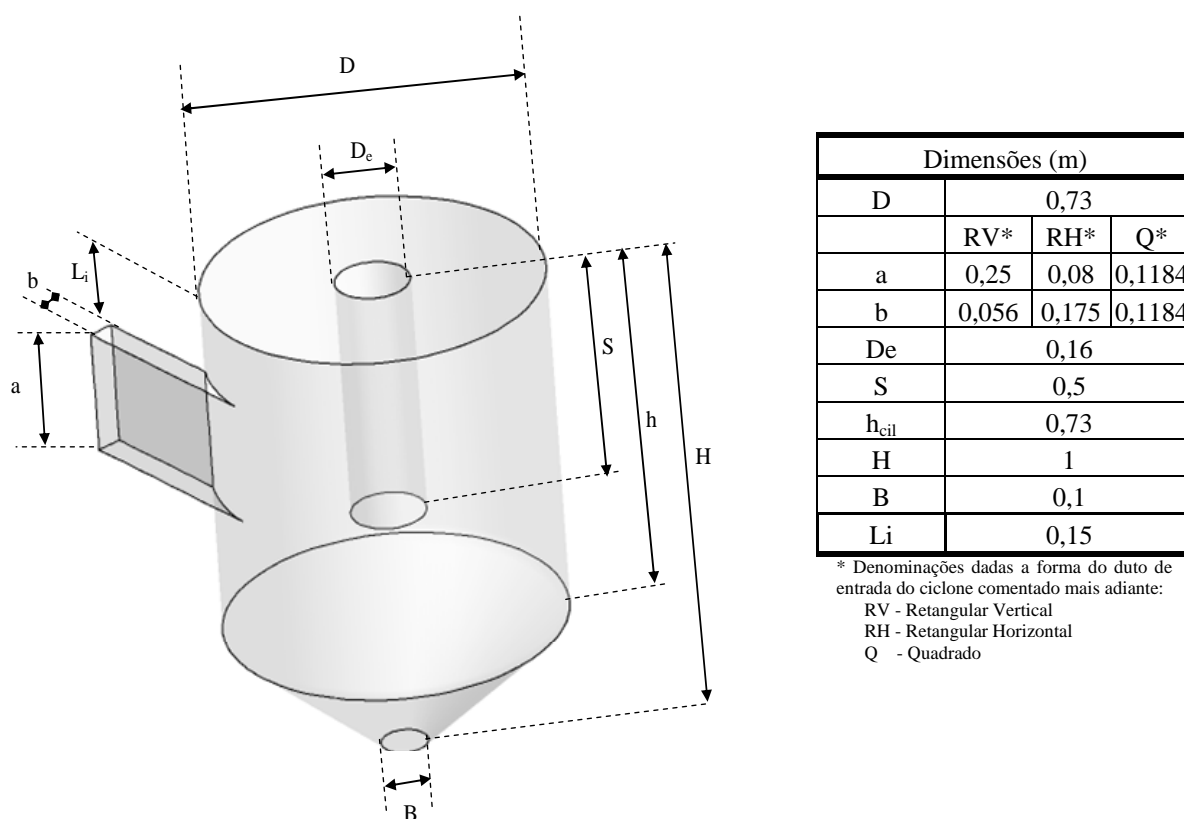


Figura 1 – Representação do ciclone como secador, com suas respectivas dimensões.

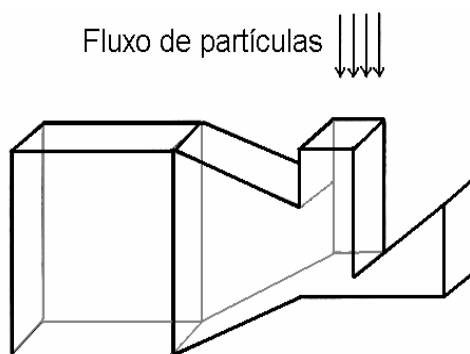


Figura 2 – Alimentador Venturi que é acoplado ao ciclone usado por Corrêa (2003).

3. Modelagem matemática

Uma compreensão e uma análise dos fenômenos envolvidos em um ciclone como secador conduz a definições específicas do modelo matemático disponibilizado no código comercial CFX 4.4, juntamente com as condições de contornos.

3.1. Fase gasosa

Equação de momento linear:

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\vec{u}) = B + \nabla \cdot (\sigma - \rho\overline{\vec{u}'\vec{u}'}') \quad (1)$$

Onde é \vec{u} o vetor velocidade, ρ é a densidade do fluido, σ o tensor de cisalhamento, B a força corpo, \vec{u}' a flutuação da velocidade devido à turbulência, t o tempo e $\rho\overline{\vec{u}'\vec{u}'}$ o tensor de Reynolds.

Equação de energia térmica:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}T) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla T - \rho\overline{\vec{u}'T'}) + S \quad (2)$$

Onde T é a temperatura, Γ o termo de transporte (difusividade) e S corresponde ao termo fonte.

Além destas equações foi igualmente utilizado o modelo o modelo k- ϵ padrão, que de acordo com o trabalho de Corrêa (2003) foi o que melhor se ajustou aos dados experimentais, maiores detalhes deste modelo podem ser encontrados, por exemplo, em Ranade (2001); Blazek (2001); Rodi (1993).

3.2. Fase particulada

Para se avaliar a fase particulada foi adotado o modelo de transporte de partícula Lagrangeano, no qual o fluxo total da fase particulada é modelado pelo traçado de um número pequeno de partículas através da fase contínua e as partículas são tratadas como se fossem arrastadas individualmente pelo gás.

A taxa de variação da velocidade da partícula é dada pela Segunda Lei do movimento de Newton, como segue:

$$m_p \cdot \frac{d\vec{u}_p}{dt} = F \quad (3)$$

Onde m_p é a massa da partícula, \vec{u}_p o vetor velocidade da partícula e F a força sobre a partícula, na qual sua principal componente é a força de arraste, F_D , exercida sobre a partícula esférica pela fase contínua, dada por:

$$F_D = \frac{1}{8} \cdot \pi \cdot d_p^2 \cdot \hat{f}_f \cdot \rho \cdot C_D \cdot |v_r| \cdot v_r \quad (4)$$

Onde o v_r é a velocidade relativa partícula-gás, d_p é o diâmetro da partícula.

Como as partículas do bagaço-de-cana têm em sua maioria partículas no formato cilíndrico foram introduzidos dois fatores de correção: um fator de área de seção transversal (\hat{f}_f) na Eq. 4 e o fator de área superficial (\hat{e}_f) na Eq. 9, definidos, respectivamente, pelas Eqs. 5 e 6.

$$\hat{f}_f = \frac{A_{pne}}{A_{pe}} \quad (5)$$

$$\hat{e}_f = \frac{As_{pe}}{As_{pne}} \quad (6)$$

Onde A_{pne} corresponde a área da seção transversal de uma partícula não-esférica de volume V, A_{pe} a área da seção transversal de uma partícula esférica de volume V, As_{pe} é a área superficial de uma partícula esférica de volume V e As_{pne} a área superficial de uma partícula não-esférica de volume V.

O coeficiente de arraste C_D , sendo dado por:

$$C_D = 24 \cdot (1 + 0.15 \cdot \text{Re}^{0.687}) / \text{Re} \quad (7)$$

Sendo Re o número de Reynolds da partícula, dado por:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot |v_r| \cdot d_p}{\mu} \quad (8)$$

Onde ρ e μ são a densidade e viscosidade da fase gasosa, respectivamente.

Equação do transporte de massa entre a fase gasosa e as partículas:

$$\frac{d m_p}{dt} = \pi \cdot d_p \cdot \hat{e}_f \cdot D \cdot Sh \cdot \frac{M_v}{M_G} \cdot \log\left(\frac{1-X}{1-X_G}\right) \quad (9)$$

Onde Sh é o número de Sherwood, D é a difusividade da água na fase gasosa, M_v é o peso molecular do vapor, M_G peso molecular do gás, enquanto X e X_G são as frações molares da partícula e da fase gás, respectivamente. O modelo assume que a fração molar da partícula é igual ao teor de umidade da partícula (M) ao longo do processo e X_G é a umidade absoluta do gás.

A equação da taxa de variação da temperatura na partícula como sendo:

$$\Sigma(m_c \cdot C_p) \cdot \frac{d T_p}{dt} = \frac{Nu \cdot k}{d_p} 4\pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 (T_G - T_p) + \Sigma \frac{dm_c}{dt} h_{fg} \quad (10)$$

Onde m_c é a massa do constituinte na partícula, Nu número de Nusselt, k a condutividade térmica, h_{fg} calor latente de vaporização, T_G e T_p temperaturas do gás e da partícula, respectivamente.

Vale salientar que neste trabalho adotou-se o modelo concentrado para a partícula. Isto quer dizer que foi suposto que a umidade e a temperatura apresentavam valores iguais em todos os pontos do sólido, desprezando a resistência interna à transferência de massa e calor, quando comparada à resistência externa.

3.3. Condições de contorno

Foram adotadas e aplicadas as seguintes condições de contorno para o ciclone ilustrado na Fig. 1:

- Condição de não-deslizamento – todas as componentes de velocidade da fase gasosa foram consideradas nulas nas paredes internas do ciclone;
- Condição de saída – nas saídas, inferior e superior, foram adotadas condições de pressão atmosférica;
- Condição de entrada – o perfil de velocidade da mistura gás-partícula na direção x na seção de entrada no duto de alimentação (Fig. 3) foi obtido por meio de um ajuste, usando o método dos mínimos quadrados, de um polinômio de grau 6 (seis) aos dados experimentais, disponibilizado no trabalho de Corrêa (2003), da mistura ao passar pelo alimentador Venturi, Fig. 2. As componentes nas direções y e z foram assumidas nulas. As partículas, por sua vez, entravam no ciclone com uma componente de velocidade na direção x igual 1 m/s, e nula para as componentes em y e z . A temperatura inicial do gás foi de 489 K e para as partículas de 303,6 K. A umidade relativa do gás 3,41.
- Foi adotada a condição de colisão elástica para as partículas junto à parede.

4. Modelagem numérica

As soluções numéricas do modelo matemático foram obtidas por meio do software CFX-4.4, o qual usa o método dos volumes finitos para a discretização das equações diferenciais parciais Maliska (1994); Fortuna (2000). O esquema de interpolação usado foi o “upwind” para os termos convectivos e para o acoplamento pressão-velocidade foi empregado o algoritmo SIMPLEC. A malha foi gerada por meio de multi-blocos, maiores detalhes desta técnica pode ser encontrada Farias (2006).

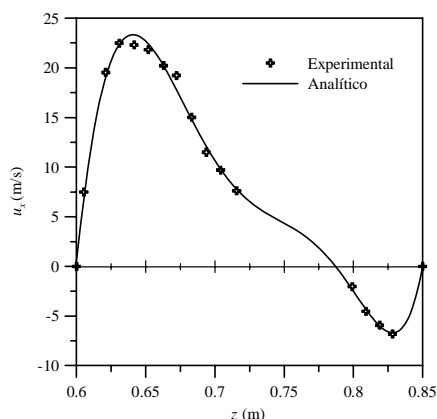


Figura 3 – Perfil de velocidade gás-partícula adotado na seção reta do duto de alimentação do ciclone.

4.1. Malha

Para gerar a malha do ciclone como secador no CFX foi necessário representar a geometria com auxílio da definição de pontos, curvas, superfícies e sólidos, em um espaço tri-dimensional, descrevendo o seu tamanho e o seu formato em duas etapas principais: a primeira, confecção da geometria do ciclone e a segunda a geração da malha propriamente dita.

Foram desenvolvidas três malhas representativas do ciclone, as quais se diferenciam em relação à geometria do duto de alimentação do ciclone, representados respectivamente na Fig. 4. A denominação adotada no presente trabalho, para cada uma das malhas, está diretamente relacionada com a forma do duto de alimentação, ou seja, malha com duto de alimentação retangular vertical, Fig. 4a, retangular horizontal, Fig. 4b, e quadrada, Fig. 4c.

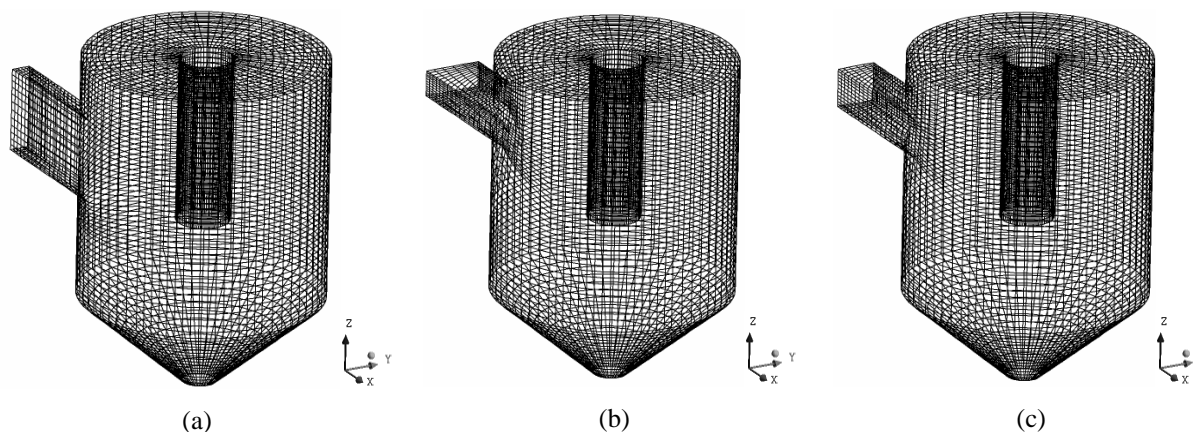


Figura 4 – Representação das malhas do ciclone com uma entrada (a) Retangular vertical; (b) Retangular horizontal; (c) Quadrado.

Com o intuito de garantir as mesmas características do perfil de velocidade na seção reta do duto de alimentação, para as três situações estudadas quadrada, retangular vertical e horizontal, foi assumido que:

1. As áreas da seção reta do duto de alimentação foram consideradas iguais a $0,014 \text{ m}^2$ nas três configurações estudadas visando assegurar a mesma vazão nas três situações;
2. As grandezas das componentes de velocidade em cada posição z ao longo do duto de alimentação eram iguais as do duto de alimentação retangular vertical como ilustrada na Fig. 3.
3. Os diâmetros médios das partículas foram 6,35; 2,75; 0,84 e 0,42 mm com um teor de umidade inicial de 3,2 (b.s.).

5. Resultados e Discussões

Com o intuito de compreender a influência do formato do duto de alimentação sobre o escoamento da fase gasosa estão representadas na Fig. 5 as linhas de fluxo no interior do ciclone, as quais partem de dois pontos próximos à primeira metade, partindo da base, do duto de alimentação. Estas figuras permitem, de uma maneira geral, evidenciar o comportamento em espiral ascendente na região central do ciclone e descendente nas proximidades das paredes

cilindro-cônica, conforme relatado na literatura, seja em ciclones ou hidrociclones (Cooper e Alley, 1986; Loyola *et al.*, 1996). Este tipo de comportamento ocorre igualmente em outros dispositivos munidos de uma entrada tangencial, como por exemplo: no escoamento turbilhonar laminar gerado por uma entrada tangencial de seção quadrada na base de um cilindro vertical (Bottaro *et al.*, 1991); no escoamento anular não estabelecido do tipo turbilhonar decrescente induzido por uma entrada tangencial na base de um espaço anular entre dois cilindros verticais (Farias Neto *et al.*, 1998). Segundo estes autores o decréscimo da intensidade turbilhonar ao longo do corpo do dispositivo estudado pode está relacionado com os efeitos efetivos das componentes de velocidades axiais (u_z) e das forças de atrito induzidas pelas paredes do dispositivo.

Ao se observar mais atentamente estas figuras, Fig. 5.a, 5.b e 5.c verificaram-se diferenças nas linhas de fluxo. Neste sentido destaca-se, portanto a Fig. 5.b, na qual é possível verificar que a corrente de fluido inicialmente ascende e rapidamente desce para, então, permanecer por certo período nas proximidades da base do duto de saída superior ou “vortex finder”. Este tipo de comportamento está diretamente relacionado com a forma do duto de alimentação, retangular horizontal, que pode gerar intensidades turbilhonares mais pronunciadas nesta região do que as outras configurações avaliadas, retangular vertical e quadrada, representadas pelas Figuras 5.a e 5.c, respectivamente.

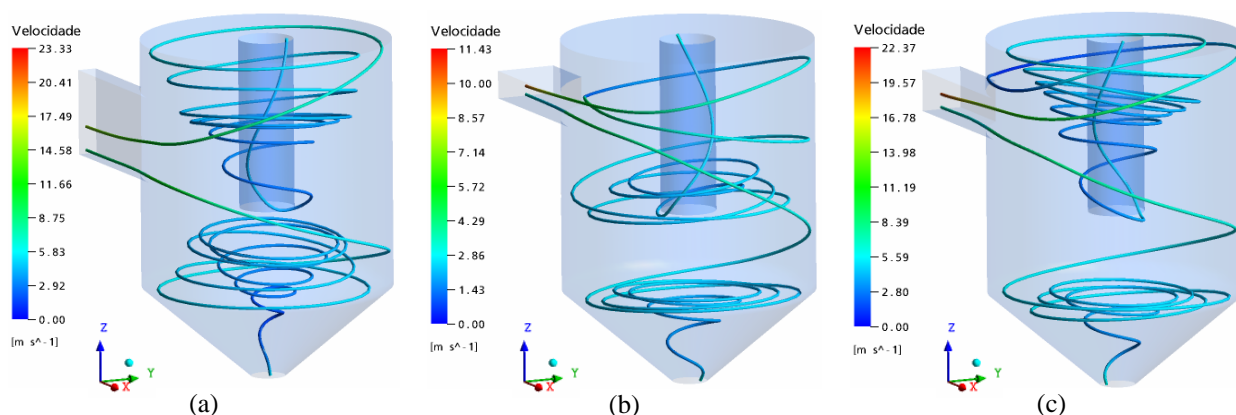


Figura 5 – Representação das linhas de fluxo do ciclone com uma entrada (a) Retangular vertical; (b) Retangular horizontal; (c) Quadrado.

A Figura 6 ilustra a distribuição de pressão sobre as superfícies externas do ciclone como secador. Este campo de pressão representa as forças que o fluido exerce sobre as paredes do ciclone, induzidas pelo fluxo de fluido que entra pela entrada tangencial, por unidade de área. Observa-se, de uma maneira geral, que a distribuição de pressão se mantém praticamente uniforme ao longo de toda a parede do cilindro, com exceção da região imediatamente após o duto de entrada. Nesta região se observa uma zona que é severamente castigada pelo choque direto das partículas e do gás, onde se observa valores mais expressivos da pressão, o que pode propiciar a remoção de partículas das paredes provocando, assim, um desgaste das paredes do ciclone. Portanto, esta região é crucial no projeto deste tipo de equipamento, principalmente quando se falar de partícula muito abrasiva (Zughbi *et al.*, 1991; Molerus e Glückler, 1996). Todavia, esta distribuição é mais evidenciada para o ciclone munido de uma entrada retangular horizontal, Fig. 6.b. Uma possível explicação para esta situação seria a desconcentração da corrente de gás-partícula, ao entrar no ciclone, próxima a parede cilíndrica.

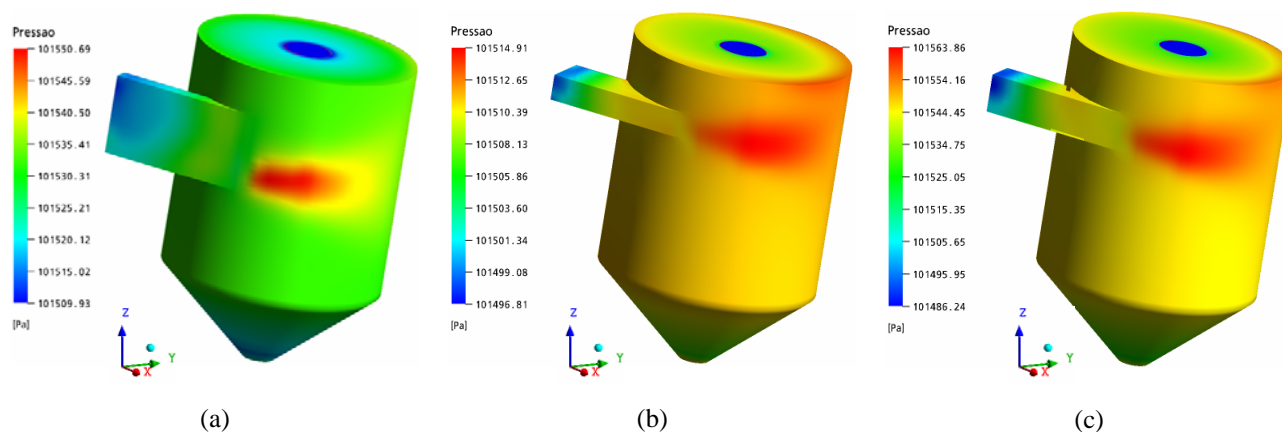


Figura 6 – Representação do campo de pressão sobre as superfícies externas do ciclone com uma entrada (a) Retangular vertical; (b) Retangular horizontal; (c) Quadrado.

A Figura 7 ilustra o mapeamento da pressão sobre o plano YZ passando pelo eixo do ciclone, para as diferentes formas do duto de alimentação. Observa-se, de uma maneira geral, um comportamento similar no campo de pressão, onde as regiões de altas pressões estão próximas à parede cilíndrica e as de menor se encontram no interior do tubo de saída do gás, proporcionando uma queda de pressão de 39,16 Pa, 13,01 Pa e 54,40 Pa, para os dutos de alimentação retangulares, vertical e horizontal, e quadrado, respectivamente. Deve-se destacar, ainda, outra zona de baixa pressão, próxima ao eixo de simetria. Este fato é decorrente da reversão do escoamento do gás que ocorre nas proximidades da interface da região cilíndrica e cônica.

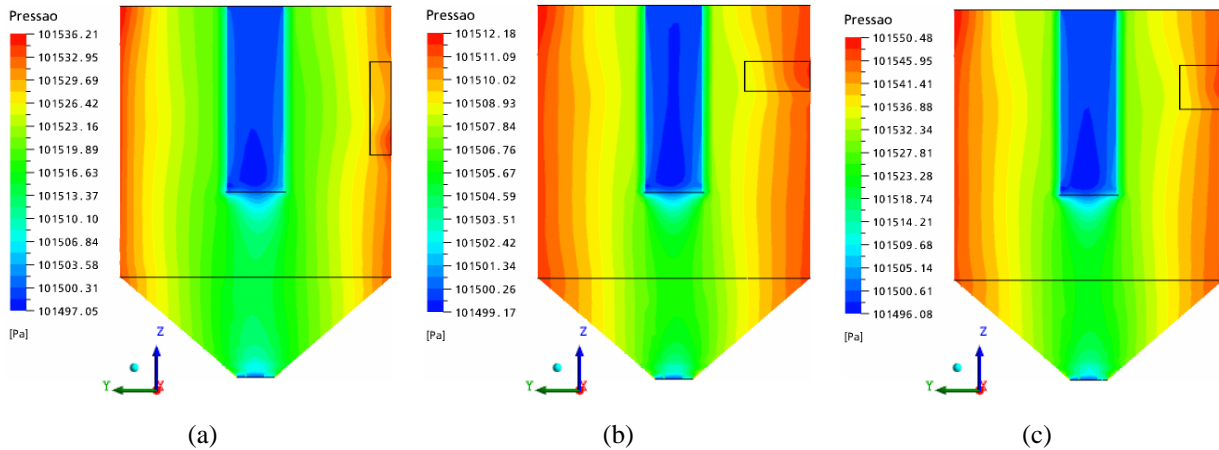


Figura 7 – Representação do campo de pressão sobre o plano YZ passando no eixo central do ciclone com uma entrada (a) Retangular vertical; (b) Retangular horizontal; (c) Quadrado.

No que se refere ao transporte de massa e com o objetivo de mostrar a influência da forma do duto de alimentação sobre o processo de secagem estão representados sobre as Fig. 8 a 10 o comportamento da temperatura, o diâmetro e o teor de umidade das partículas com diâmetro inicial iguais a 6,35 mm. Observa-se claramente na Fig. 8 que, durante o período de indução, a forma do duto de alimentação não influencia diretamente na temperatura da partícula. Após este período, a temperatura das partículas passa a sofrer certa influência do duto de entrada, em especial, para o caso do duto retangular horizontal. Este fato pode estar relacionado com a intensidade turbilhonar está mais distribuída ao longo do raio do ciclone, diferentemente do que fora observado para os outros formatos, quadrado e retangular vertical.

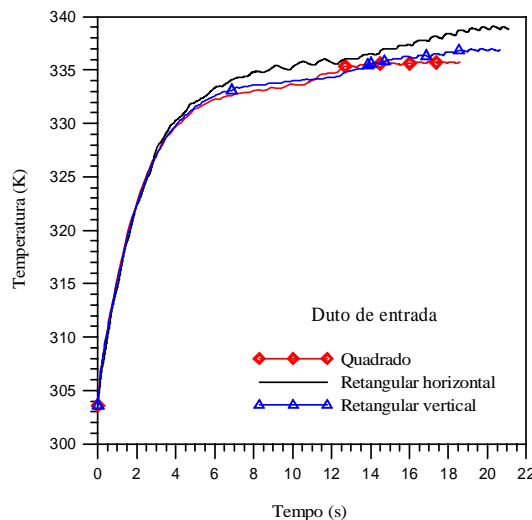


Figura 8 - Influência do duto de entrada na temperatura das partículas de diâmetro de 6,35 mm em função do tempo de residência.

De maneira análoga, foi analisada a influência do formato do duto de entrada sobre o teor de umidade e o encolhimento das partículas mostradas nas Fig. 9 e 10. Constatou-se que, para a partícula de 6,36 mm, as taxas de secagem e de encolhimento obtidas, durante o processo de secagem no ciclone com duto de alimentação retangular horizontal, foram inferiores àquelas obtidas para os dutos quadrado e retangular vertical. O duto quadrado apresentou melhores resultados que os demais, do ponto de vista de secagem.

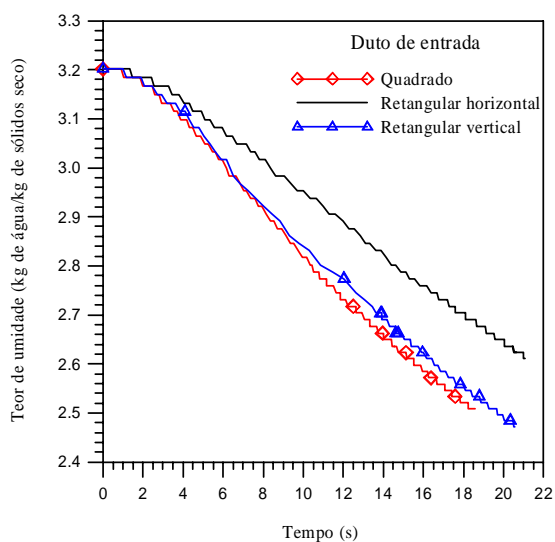


Figura 9 - Influência do duto no teor de umidade das partículas de diâmetro de 6,35 mm em função do tempo de residência.

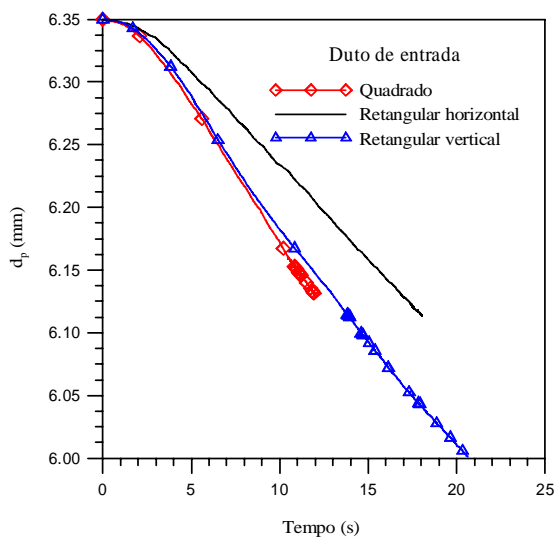


Figura 10 - Influência do duto de entrada no diâmetro das partículas de 6,35 mm em função do tempo de residência.

5. Conclusões

Com os resultados numéricos da simulação de secagem do bagaço-de-cana em ciclones pode-se concluir que:

1. Foi possível constatar, com auxílio das linhas de fluxo, que o escoamento do gás-partícula no interior do ciclone apresenta um caráter fortemente tridimensional.
2. Os resultados numéricos obtidos para o ciclone munido de um duto de alimentação do tipo retangular vertical foi a que apresentou valores mais expressivos da pressão e se apresentou mais susceptível ao desgaste na região imediatamente após a entrada do fluido-partícula da parede cilíndrica a qual é severamente castigada pelo choque direto das partículas e do gás.
3. Os resultados das simulações numéricas mostraram que as formas do duto de alimentação tiveram uma influência considerável tanto no comportamento hidrodinâmico quanto no processo de secagem.
4. O duto de alimentação com uma forma quadrada do mostrou-se mais eficiente na secagem do bagaço-de-cana quando comparado com o duto de seção retangular vertical ou retangular horizontal.

5. Agradecimentos

Os autores agradecem a Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), ao CNPq, a ANP, a FINEP, ao CTPETRO, ao CT BRASIL, a FAPESP e a CAPES pelo o apoio na realização deste trabalho.

5. Referências bibliográficas

- Avci, A. e Karagoz, I., 2003, "Effects of Flow And Geometrical Parameters on The Collection Efficiency in Cyclone Separators", *Journal Aerosol Science*, Vol. 34, pp. 937-955.
- Blazek, J., 2001, "Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications", ELSEVIER SCIENCE Ltda, Netherlands.
- Bottaro, A., Ryhming, I. L., Wehrli, M. B., Rys, F. S. e Rys, P., 1991, "Laminar Swirling Flow and Vortex Breakdown an a Pipe", *Computers Methods in Appl. Mech. Eng.*, Vol. 89, pp. 41-57.
- Cooper, C. D., Alley, F. C., "Air Pollution Control- a Design Approach", <http://engineering.dartmouth.edu/~cushman/courses/engs37/A2-Cyclone-Theory.pdf>, acessado em .05/03/2004
- Corrêa, J. L. G., 2003, "Discussão de Parâmetros de Projeto de Secadores Ciclônicos", Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, SP, Brasil.
- Corrêa, J. L. G., Graminho, D. R., Silva, M. A. e Nebra, S. A., 2004, "The Cyclone Dryer – a Numerical and Experimental Analysis of the Influence of Geometry on Averege Particle Residence Time", *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 21, No.01, pp. 103-112.
- Farias Neto, S.R., Legentilhomme, P. and Legrand, J., 1998, "Finite-Element Simulation of Laminar Swirling Decaying Flow Induced by Means of a Tangential Inlet in an Annulus", *Comput. Methods Appl. Mech., Eng.*, Vol. 165, pp 189-213
- Farias, F.P.M., 2006, "Estudo Teórico da Termofluidodinâmica em Secadores Ciclônicos", Tese de doutorado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, PB, Brasil.
- Fortuna, A. O., 2000, "Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos", Editora da Univ. de São Paulo, SP, Brasil.
- Gomide, R., 1980, "Operações Unitárias: Separações Mecânicas", 3º Volume, São Paulo, Brasil.
- Loyola, N., Tolman, S., Liang, L. Kennedy, M. e Johnson, D. J., 1996, "Cyclone Separators", www.wsu.edu/~gmhyde/433_web_pages/cyclones/CycloneRptTeam3.html acessado em 05/03/2004
- Maliska, C. R., 1995, "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional – Fundamentos e Coordenadas Generalizadas", LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Meier, H. F., 1998, "Modelagem Fenomenológica e Simulação Bidimensional de Ciclones por Técnicas da Fluidodinâmica Computacional", Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Química, UNICAMP, SP, Brasil.
- Molerus, O. e Glückler, M., 1996, "Development of a Cyclone Separator with New Desing", *Powder Technology*, Vol. 86, pp. 37-40.
- Noriler, D., Vegini, A. A., Soares, C., Barros, A. A. C., Meier, H. F. e Mori, M., 2004, "A New Role for Reduction in Pressure Drop in Cyclones Using Fluid Dynamics Techniques", *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 21, No 1, pp. 93-101.
- Pericleous, K. A., 1987, "Mathematical Simulation of Hydrocyclones", *Appl. Math. Modelling*, Vol. 11, pp.242-255.
- Ranade, V.V., 2002, "Computational Flow Modeling for Chemical Reactor Engineering", Academic Press, Bath, Great Britain.
- Rodi, Wolfgang, "Turbulence Models and Their Application in Hydraulics-a State of The Art Review", Monograph Series, Terceira edição Rotterdam, Países Baixos (1993).
- Salcedo R. L. e Pinho, M. J., 2003, "Pilot- and Industrial-Scale Experimental Investigation of Numerically Optimized Cyclones", *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 42, No. 1, pp. 145-154.
- Solero, G. e Coghe, A., 2002, "Experimental Fluid Dynamic Characterization of A Cyclone Chamber", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 27, pp. 87-96.
- Vegini, A. A., Meir, H. F., Mori, M., 2003, "Design of Cyclones by Using CFD Techniques", XXIV CILAMCE, Ouro Preto, Minas Gerais.
- Yalcin, T., Kaukolin E. e Byers A., 2003, "Axial Inlet Cyclone for Mineral Processing Applications", *Minerals Engineering*, Vol. 16, pp. 1375-1381.
- Zhu, Y. e Lee, W., 1999, "Experimental Study on Small Cyclones Operating at High Flowrates", *J. Aerosol Sci.*, Vol. 30, No. 10, pp. 1303-1315.
- Zughbi, H. D., Schwarz, M. P., Turner, W. J., Hutton, W., 1991, "Numerical and Experimental Investigations of Wear in Heavy Medium Cyclones", *Minerals Engineering*, Vol. 4, No. 3/4, pp. 245-262.

INFLUENCE OF THE GEOMETRIC FORM OF THE DUCT OF FEEDING OF A CYCLONE AS DRYING

Fabiana Pimentel Macêdo Farias

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI)
Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó – CEP 58109-970 – Campina Grande – PB – Brasil.
fabianap@oi.com.br

Antonio Gilson Barbosa de Lima

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica (UAEM), Laboratório Computacional de Térmica e Fluido (LCTF)
Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó – CEP 58109-970 – Campina Grande – PB – Brasil.
gilson@dem.ufcg.edu.br

Severino Rodrigues de Farias Neto

Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Unidade Acadêmica de Engenharia Química (UAEQ), Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI)
Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó – CEP 58109-970 – Campina Grande – PB – Brasil.
fariasn@deq.ufcg.edu.br

Abstract

Cyclones are equipments very used in chemical processes, in several units operations. In recent years, the cyclone has been investigated as dryer. This work proposes to investigate the influence of inlet section of the cyclone in the process of drying of the sugar cane bagasse. The mathematical model considers three-dimensional, turbulent and stationary flow for gas phase, and the Lagrange model for particles. The governing equations were solved numerically by the finite-volumes method, using the UPWIND interpolation scheme for the convective terms and the algorithm SIMPLEC for pressure-velocity coupling were used. Simulations had been carried out through using computational code CFX-3D. The three-dimensional gas-particle flow inside the cyclone, recirculation zones and inversion flow, was verified. It was verified that the kinetic drying e temperature of the particles are affected by form the tangential inlet of the cyclone. These results as compared with experimental data had presented good approach. Cyclone with square inlet section is more efficient to dry, as compared with the ducts of vertical and horizontal rectangular section.

Keywords: Cyclone, CFX, Fluid Dynamic, drying, sugar cane bagasse.

METODOLOGIA DE ANÁLISE PARA A SOLUÇÃO DE PROBLEMAS ASSOCIADOS A FEIXES TUBULARES CARACTERÍSTICOS DE UNIDADES GERADORAS DE VAPOR

Antonio Carlos Ribeiro Nogueira

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
88.040-970 – Florianópolis - SC
nogueira@emc.ufsc.br

Edson Bazzo

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
88.040-970 – Florianópolis - SC
ebazzo@emc.ufsc.br

Luis Omar Suescún Armesto

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
88.040-970 – Florianópolis - SC
omar@labcet.ufsc.br

Luiz Felipe

Tractebel Energia S/A
Capivari de Baixo - SC
lfelippe@tractebelenergia.com.br

Resumo: O modelamento numérico de unidades geradoras de vapor requer atenção especial na definição do domínio computacional de interesse, que efetivamente resolva o problema de combustão, escoamento e transferência de calor, considerando tempo e capacidade de armazenamento compatíveis com os recursos computacionais disponíveis. Este trabalho propõe uma metodologia para análise do problema de transferência de calor nos feixes tubulares para o lado dos gases, especificamente para o superaquecedor final de uma unidade existente, com a expectativa de resolver problemas complexos relacionados com os espaçamentos longitudinal e transversal, bem como para as definições dos domínios e sub-domínios a serem utilizados para regimes de carga típicos de unidades geradoras de vapor. O artigo também contempla um estudo de malha para definir um tamanho que minimize o número de volumes utilizados para a discretização, decorrente das diferenças de escala geométrica entre tubos e áreas de escoamento dos gases. Diante dos resultados obtidos, considera-se que o método atende a expectativa inicial para o domínio e sub-domínios selecionados, considerando malhas de formato hexaédrica como a melhor opção tendo em vista número de elementos e tempo computacional.

Palavras Chaves: *Geração Termelétrica, Unidade Geradora de Vapor, Superaquecedor Final, Feixes Tubulares*

1. Introdução

A geração termelétrica a carvão sempre ocupou uma posição de destaque na matriz energética nacional, garantindo disponibilidade de energia elétrica nos momentos de crise. Entretanto, tendo-se em vista a idade avançada do parque gerador atual, tem havido ocorrências frequentes de indisponibilidades causadas por problemas associados a gradientes térmicos na câmara de combustão e superaquecedores das unidades geradoras de vapor.

A possibilidade real de ocorrência de novos blecautes exigem uma intervenção firme do Governo no sentido de se estimular a produção de energia elétrica e aumento da margem de segurança, no que tange a capacidade do sistema elétrico brasileiro. A necessidade de instalação de novas usinas termoeletricas ampliando a matriz energética do País é premente. A otimização do uso dos recursos de geração disponíveis se impõe pelos benefícios que é capaz de produzir, tanto para os agentes setoriais como para o conjunto dos consumidores. A execução de diagnósticos regulares tem atendido necessidades tanto da ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) quanto do ONS (Operador Nacional do Sistema), ao identificar as não conformidades, avaliar conseqüências e determinar medidas corretivas a serem implantadas pela empresa autorizada do serviço de geração. Como resultado destes trabalhos de campo, problemas diversos têm sido identificados, requerendo soluções de médio ou de longo prazo, os quais precisam receber atenção de pessoal especializado.

Os custos de produção, diretamente vinculados aos níveis de rendimentos atingidos, se refletem na capacidade de oferecer energia a custos vantajosos, tanto para a população em geral, como para a empresa geradora. Neste caso a competitividade das empresas é altamente bem vinda tanto do ponto de vista social, como também no sentido de mantê-la atualizada tecnologicamente e rentável.

Empresas geradoras vêm dedicando especial atenção à solução dos problemas de manutenção, buscando trabalhar com suas unidades em condições de operação próximas à plena carga e garantir uma maior disponibilidade da planta. Para tanto, esforços têm sido concentrados na investigação e solução dos problemas de falhas em caldeiras, com o intuito de prolongar a sua vida útil e minimizar a frequência de paralisações de unidades geradoras, assegurando a oferta de energia elétrica. Graças à parceria estabelecida entre a UFSC e a Tractebel Energia S/A via Projetos de Pesquisa & Desenvolvimento, informações importantes têm sido obtidas com relação ao escoamento de gases, condições de operação, quantidade e disposição de queimadores ativos, regiões de recirculação e condições globais de operação de unidades geradoras de vapor do complexo Jorge Lacerda, Reinaldo (2004). Estudo de gradientes térmicos transversais nos tubos dos painéis do superaquecedor final, visando minimizar problemas relacionados com o aparecimento freqüente de trincas na parede dos tubos, também tem sido objeto de estudo graças a esta parceria Nogueira *et al.* (2003). No caso específico da Usina Jorge Lacerda, estes componentes são responsáveis por grande parte das paradas forçadas da unidade geradora. Este artigo é focado nos resultados parciais obtidos com a simulação numérica do escoamento ao longo do superaquecedor final da unidade VI da UTL-B, em uma condição de operação típica.

2. Caracterização do problema

Na Figura 1 são apresentados os componentes principais da unidade geradora de vapor em análise. No presente trabalho, o componente de interesse é o superaquecedor final, localizado na parte superior da câmara de combustão.

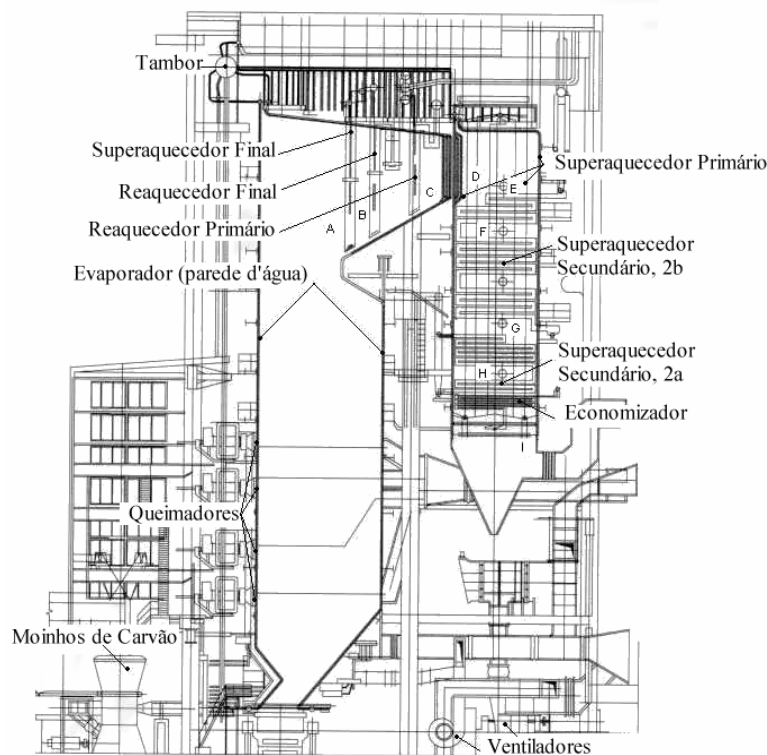


Figura 1 – Unidade geradora de vapor e seus componentes principais

Na Figura 2 é apresentada a região superior da caldeira, mostrando a posição do superaquecedor final e reaquecedor de vapor. Por extensão, de acordo com a Figura 3, pode-se observar detalhes relacionados com a geometria, diâmetro externo dos tubos, altura do feixe, espaçamento longitudinal e espaçamento transversal, bem como a localização dos coletores de entrada e saída do vapor superaquecido. O superaquecedor final é composto por 40 painéis, com 7 tubos por painel. Detalhes do conjunto de painéis podem ser observados na fotografia da Figura 4.

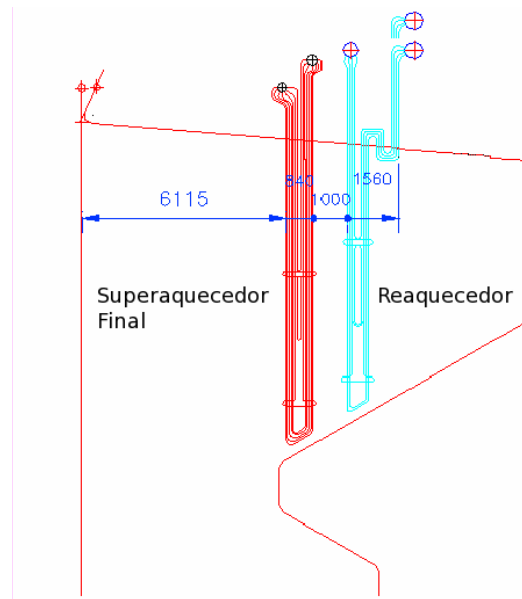


Figura 2 – Região do superaquecedor final e reaquecedor

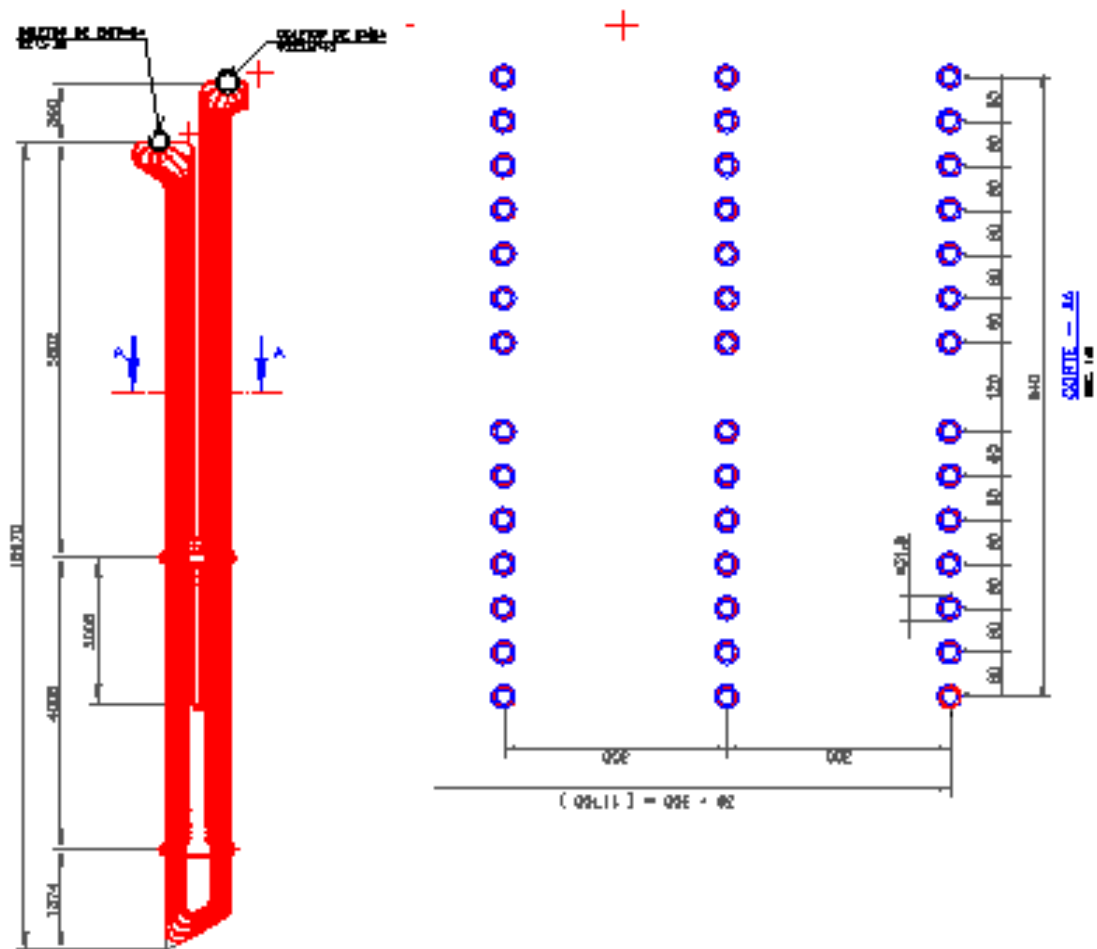


Figura 3 – Espaçamentos longitudinal e transversal dos painéis do superaquecedor final

Com o objetivo de se analisar o grau de influência que os espaçamentos longitudinal e transversal exercem sobre o gradiente transversal de temperatura nos tubos do superaquecedor final, é feita uma simulação numérica do escoamento dos gases através daquela região, utilizando-se o algoritmo computacional ANSYS-CFX 10.0. A região de estudo definida para análise do escoamento se concentra entre a região de saída da câmara de combustão e de entrada do

reaquecedor de vapor. Será adotado como hipótese simplificativa que o superaquecedor seja constituído por tubos de mesmo comprimento, formando uma fileira de 14 tubos retilíneos na direção do escoamento, com os espaçamentos longitudinais e transversais mostrados na Fig. 3 e dimensão perpendicular ao plano do papel de 10 metros

3. Domínio computacional

Tendo-se em vista a enorme diferença de escala entre o diâmetro dos tubos do superaquecedor final ($\phi 31,8\text{mm}$) e a largura total da unidade geradora de vapor (12,0m), o domínio computacional total da geometria apresentada acima foi subdividido em sub-domínios computacionais, que resultassem em um número de células compatíveis com a capacidade de armazenamento e de processamento dos computadores disponíveis em laboratório.

A Figura 5 apresenta um subdomínio computacional utilizado no processo de simulação numérica. Ele é composto por um cubo de 1000 mm x 1200 mm x 1080 mm. Neste cubo pode-se observar 4 painéis constituídos por 14 tubos, representando uma fatia dos 7 tubos da configuração real, divididos em sua metade. O escoamento se dá da esquerda para a direita, orientado na direção dos painéis de tubos e no sentido das setas mostradas na Fig. 5

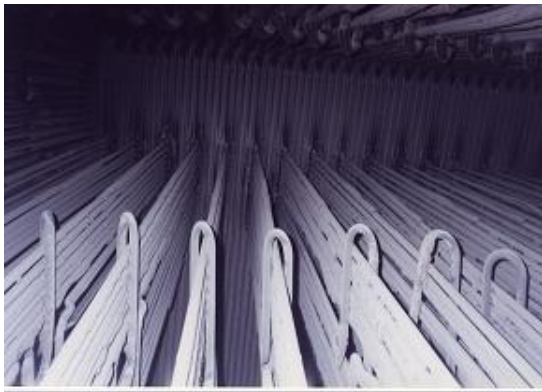


Figura 4 –Detalhes de montagem dos painéis do superaquecedor final

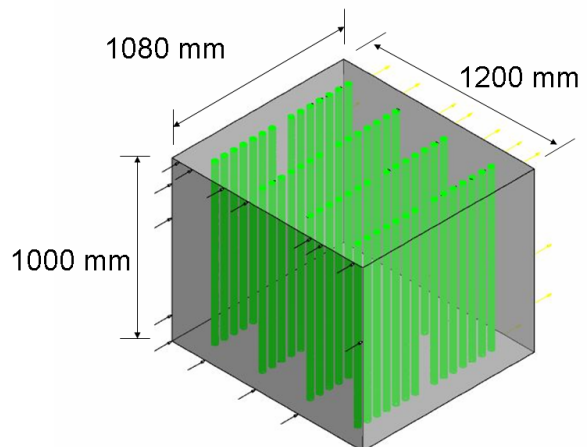


Figura 5 – Subdomínio computacional para solução numérica do problema associado ao superaquecedor final

4. Algoritmo numérico e equações governantes

O algoritmo numérico utilizado para tratamento do problema de CFD é o ANSYS-CFX 10.0. Este algoritmo traz embutido em seu código, o método dos volumes finitos desenvolvido por Patankar (1975), utilizado na discretização das equações de conservação da massa, quantidade de movimento linear e conservação da energia. Estão considerados ainda os diversos modelos matemáticos associados aos processos de turbulência e radiação.

Dois modelos de transferência de calor por radiação tem sido consideradas na simulação numérica, quais sejam o método de Monte Carlo e o Método de Ordenada Discreta. O método de Monte-Carlo é um método estatístico que determina o comportamento de um sistema através de uma amostragem de eventos (Sigel e Howell, 1972). Na sua forma mais simples, o método consiste em simular um número finito de trajetórias de fótons (pacotes de energia), através da utilização de um gerador de números aleatórios. Para cada fóton, números aleatórios são gerados e utilizados para fornecer distribuições de probabilidades apropriadas. Para um problema em regime permanente, cada trajetória é iniciada através da atribuição de valores de energia, posição e direção para cada fóton. Após esta etapa, o caminho livre no qual o fóton se propaga é determinado. Os coeficientes de absorção e espalhamento são escolhidos aleatoriamente e a partir daí é definido se o fóton é absorvido ou espalhado. Se ele for absorvido, sua trajetória é finalizada. Por outro lado, se ele for espalhado, uma distribuição de ângulos de espalhamento é determinada aleatoriamente e uma nova direção é atribuída ao fóton. A sua trajetória é dessa forma continuada até que ele alcance uma superfície de contorno. Este método fornece soluções que flutuam em torno de uma solução verdadeira, tornando-se mais fidedigno à medida que se aumenta o número de fótons. Por outro lado, o método de Ordenadas Discreta foi desenvolvido por Lockwood e Shah (1981), combinando características do método de Monte-Carlo, método de zonas e métodos de fluxos. O domínio é dividido em zonas (volumes de controle) para a radiação, e as direções de transmissão da radiação são especificadas. A equação da transferência de radiação (RTE) é discretizada nas zonas ao longo das direções representativas. Assim, contrariamente ao método de Monte-Carlo que escolhe as direções aleatoriamente, neste método elas são pré-fixadas. Em cada zona assume-se que as propriedades radiantes e a intensidade de radiação são uniformes. A transferência de radiação ao longo da zona é rastreada até atingir as fronteiras do domínio. Portanto, para que os resultados sejam precisos, as zonas devem ser escolhidas de modo que o campo de radiação seja homogêneo no interior das mesmas. Isto significa, por exemplo, que elas devem ser suficientemente pequenas para que a profundidade de espalhamento ótico

através de cada zona seja menor do que a unidade. Os modelos não cinzentos são efetuados tratando-se cada banda com um cálculo em separado. Isso é possível, uma vez que espalhamento e reflexão são assumidos coerentes. As trajetórias são calculadas uma única vez. O caminho dos raios são escolhidos para dar bons resultados para os fluxos pontuais em cada banda, sendo os resultados combinados para fornecer a transferência de calor radiativo total.

O algoritmo utilizado disponibiliza ainda o modelo de turbulência conhecido como SST (Shear Stress Transport) k-Omega (k- ω), uma vez que o modelo k- ϵ que é o modelo tradicionalmente usado em problemas simples de engenharia, não é apropriado para o caso em questão, pois pode apresentar erros significativos quando se tem escoamentos com superfícies curvas, descolamentos de camada limite e recirculações, como acontece na parte posterior dos tubos do superaquecedor final. O modelo SST k-Omega difere do k-Omega normal por levar em consideração o transporte de tensões de cisalhamento turbulento, característica que permite captar os fortes gradientes nas regiões próximas às paredes. O algoritmo computacional utiliza como condição de contorno de entrada uma intensidade média de turbulência de 5% e uma relação entre a viscosidade turbulenta e a viscosidade molecular igual à 10. Os valores para a energia cinética turbulenta, k e a dissipação da energia cinética turbulenta, ϵ , segundo Launder & Spalding (1973), podem ser obtidos das seguintes relações:

$$k = 1,5.V^2.I^2 \quad (1)$$

$$I = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2)$$

$$\epsilon = \frac{C_\mu.k^2}{\left(\frac{\mu_t}{\mu}\right).v} = \frac{C_\mu.k^2}{10.v} \quad (3)$$

sendo I o valor estimado da intensidade turbulenta ($I = 0,05$), u' , v' e w' os componentes das flutuações macroscópicas de velocidade do escoamento turbulento, $\mu_t/\mu = 10$, C_μ uma constante empírica conhecida, V a velocidade média do ar no plano de entrada do superaquecedor final, μ_t a viscosidade turbulenta, μ a viscosidade absoluta e ν (μ/ρ) a viscosidade cinemática.

5. Metodologia adotada e condições de contorno

A técnica adotada consiste na resolução numérica, passo a passo, de cada sub-domínio, conforme mostrado na Fig. 5, considerando condições de contorno localmente parabólicas nas interfaces entre os sub-domínios e nas faces coincidentes com o plano de saída do superaquecedor. Nos subdomínios adjacentes às paredes laterais, paredes superior e inferior da região do superaquecedor final e reaquecedores, assume-se condição de contorno sólido sem escorregamento. Na entrada, a condição de contorno é prescrita, utilizando-se dados de velocidade e de temperatura previamente estabelecidos. O processo é iterativo, varrendo-se o domínio de parede a parede. Para tanto, os resultados correspondentes à face direita de um subdomínio tem que ser guardado para servir como condição de entrada para a face coincidente do subdomínio subsequente. Por outro lado, todos os resultados referentes às interfaces aos subdomínios adjacentes deverão ser armazenados para servirem de condição de entrada para os cálculos subsequentes.

Visando-se trabalhar com o menor número de células possível, simulações numéricas foram feitas para os dois tipos de malhas disponibilizados pelo código computacional, malha hexaédrica e malha tetraédrica (Fig 6), considerando-se condições de contorno localmente parabólicas nas interfaces entre os sub-domínios e na saída do superaquecedor.

Como condições de contorno, utilizou-se, preliminarmente, velocidade prescrita normal ao plano de entrada do superaquecedor final igual a 4,5 m/s e nula nas direções paralelas àquele plano. Nos contornos rígidos utilizou-se condição de não escorregamento. No planos das interfaces adjacentes a um volume subsequente utilizou-se a condição disponibilizada no código computacional e conhecida como "condição de saída", a qual corresponde à condição de contorno localmente parabólica.

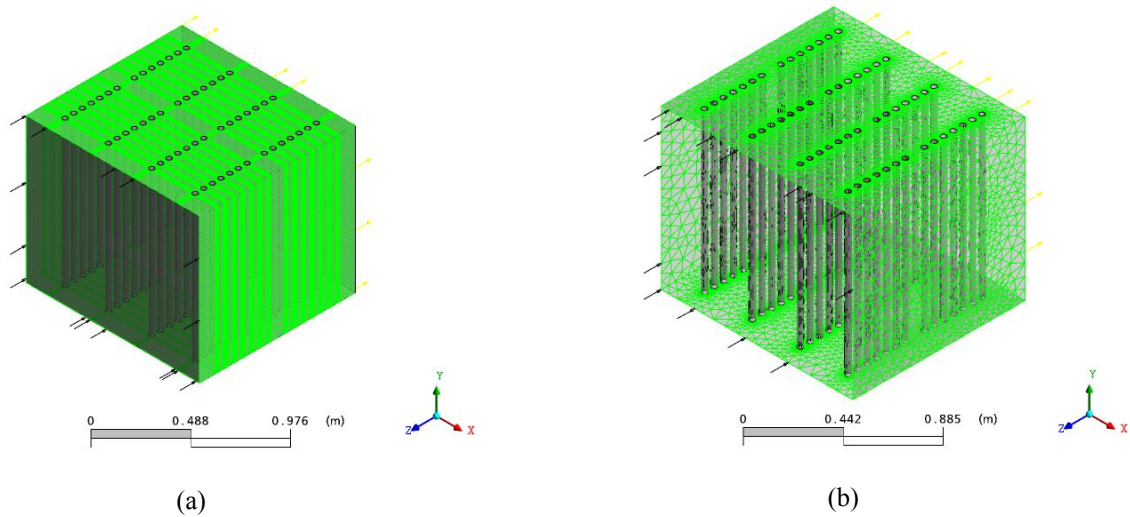


Figura 6– Configuração das malhas hexaédrica e tetraédrica para o subdomínio computacional.

5.2. Dimensões da malha

A malha hexaédrica foi inicialmente definida com tamanho máximo de 25 mm. Por seu lado, a malha tetraédrica foi gerada com tamanho global máximo de 100 mm, sendo que na vizinhança dos tubos o seu tamanho foi reduzido para 10 mm. Na geração da malha tetraédrica, o algoritmo faz o ajuste automático dos tamanhos dos volumes. No refinamento da malha tetraédrica na vizinhança dos tubos, utilizou-se 4 camadas de prismas, iniciando-se com um valor de 2 mm. A taxa de crescimento dos volumes foi de 1.2, conforme mostrado na Figura 7, a qual apresenta 4 tubos na vista superior do subdomínio. A malha hexaédrica junto aos tubos foi definida com 7 mm na direção circunferencial, espaçadas com 3 mm na direção radial, num total de 4 camadas externas de elementos, como pode ser observado na Fig. 7(a). Pode-se observar uma grande diferença no número de elementos para cada tipo de malha. Para as malhas hexaédricas, a quantidade de elementos resultantes para a malha hexaédrica resultou em torno de 554.561 elementos, enquanto que para a malha tetraédrica a quantidade subiu para 1.977.189 elementos. Tendo-se em vista o menor número de elementos resultantes para a malha hexaédrica, optou-se trabalhar com este tipo de malha, o que representa uma redução significativa no tempo computacional da solução numérica correspondente ao domínio computacional como um todo.



Figura 7- Refinamento das malhas, (a) hexaédrica e (b) tetraédrica, junto às paredes dos tubos.

5.3. Análise comparativa dos resultados numéricos

Definido o tipo de malha como hexaédrica, procedeu-se o estudo de diferentes tamanhos de malha, com a finalidade de se encontrar um tamanho adequado que, partindo-se de um refinamento adicional, produzisse melhorias pouco significativas na qualidade da solução obtida. Desta maneira obteve-se o maior tamanho de malha possível com uma qualidade tolerável da solução convergida. Foram testados 4 diferentes tamanhos de malha: 100 mm (com 92.611 elementos), 50 mm (com 206.221 elementos), 25 mm (com 554.561 elementos) e 15 mm (com 1.235.347 elementos). Nas Fig. 8 e 9 são apresentados resultados relativos a velocidade do escoamento de gases através dos painéis do superaquecedor final, considerando-se 4 tamanhos de malha.

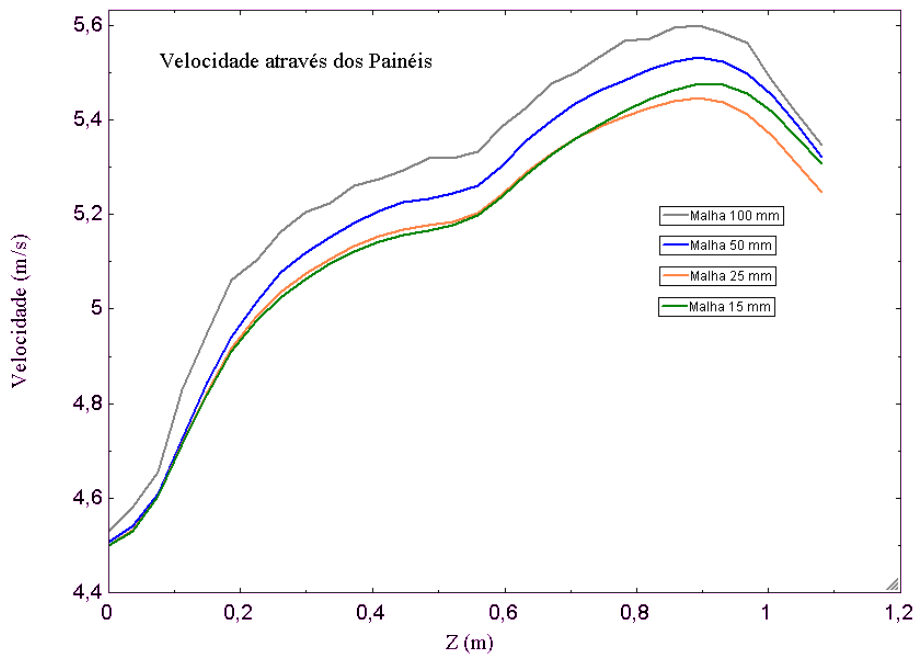


Figura 8- Velocidade dos gases de combustão através dos painéis, considerando-se diferentes tamanhos de malhas.

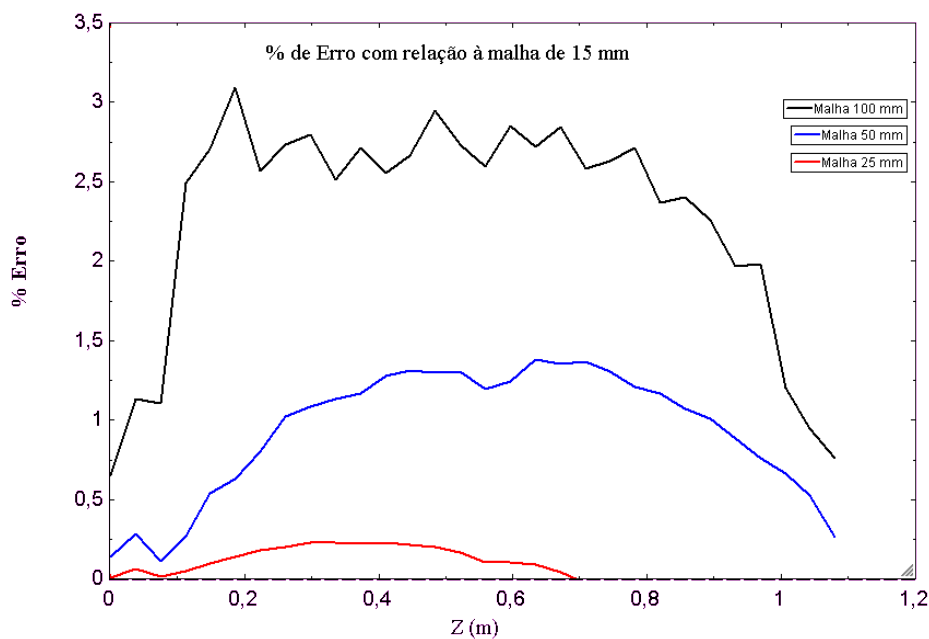


Figura 9- Erro percentual com relação à malha de 15 mm.

Pode perceber que a malha de 25 mm tem o comportamento muito similar àquele obtido para a malha de 15 mm em grande parte do domínio computacional e seu erro é tolerável quando comparado com os resultados obtidos com

malhas de 50 mm e de 100 mm. Ainda que a malha de 15 mm seja adequada para a discretização da solução, optou-se trabalhar com a malha de 25 mm, uma vez que a melhoria advinda na qualidade da solução não compensa o maior número de elementos resultantes, que é mais que o dobro daquele obtido com a malha de 25 mm.

Resultados preliminares são mostrados na Figura 10, considerando-se o fluxo de calor obtido no subdomínio computacional mostrado na Figura 5.

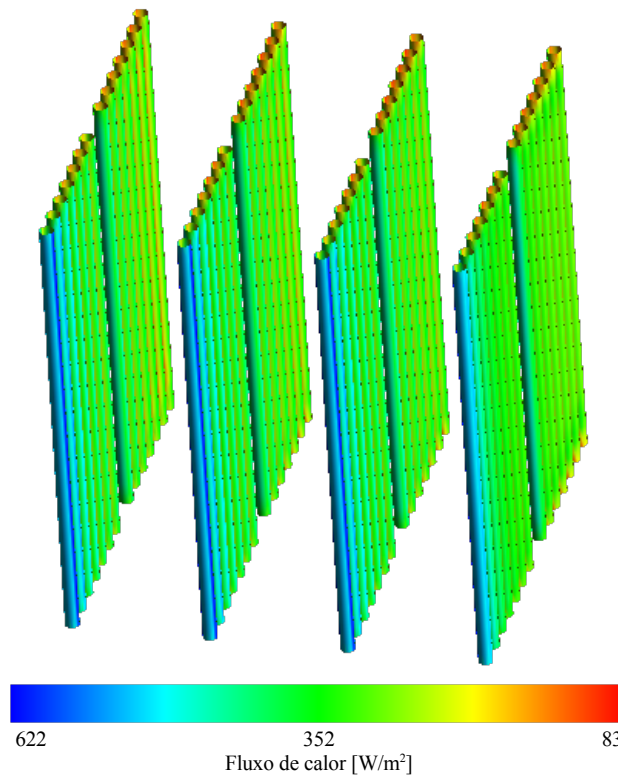


Figura 10- Resultados preliminares para o fluxo de calor no subdomínio computacional

Na Figura 10 pode-se observar o fluxo de calor obtido no subdomínio computacional considerado, levando-se em conta as seguintes hipóteses simplificativas:

- Ar escoando externamente aos tubos;
- Condição de fluxo prescrito nas paredes externas dos tubos;

A condição de fluxo prescrito minimiza o tempo computacional ao não incluir os domínios associados ao metal das paredes dos tubos e ao vapor escoando internamente nos tubos, sem, entretanto, acarretar erros significativos aos resultados.

O fluxo de calor prescrito é calculado através do coeficiente global de transferência de calor, dado pelo inverso das resistências convectiva e radiativa no lado dos gases, condutiva na parede de aço e convectiva no lado do vapor, bem como pela temperatura média do vapor na secção de tubo do subdomínio. Na obtenção dos resultados preliminares da Figura 10, os valores dos coeficientes globais de transferência de calor e do fluxo de calor envolvido foram obtidos através da simulação do escoamento e troca de calor entre gases e vapor para um único tubo, utilizando-se um domínio computacional englobando o gás, o aço e o vapor.

$$U_G = \frac{Q}{A.(T_g - T_v)} \quad (4)$$

Onde U_G , Q , A , T_g e T_v , representam o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor transferida pelos gases ao vapor, a área superficial externa do tubo e as temperaturas do gás e temperatura média do vapor, respectivamente.

6. Conclusões

Uma metodologia para análise do problema de transferência de calor em feixes tubulares é desenvolvida com o propósito de resolver problemas complexos de transferência de calor em feixes tubulares, onde o diâmetro dos tubos é significativamente menor do que a dimensão transversal de passagem dos gases, situação encontrada, por exemplo, no superaquecedor final de unidades geradoras de vapor. Na definição da caracterização de malha para os subdomínios computacionais, optou-se pelo tipo de malha hexaédrica, por resultar em menor número de elementos, minimizando o número de volumes utilizados para a discretização, bem como o tempo computacional para a solução do problema, tendo em vista as diferenças de escala geométrica entre tubos e área de escoamento dos gases de combustão.

Resultados preliminares relativos à definição e refino de malha apontam para o formato hexaédrico com dimensões de até 25mm em regiões afastadas dos tubos e de até 3,5 mm nas células adjacentes aos tubos. Trabalhos prosseguem no sentido de se obter as informações pertinentes ao domínio completo e a solução definitiva do problema de escoamento e transferência de calor entre gases de combustão e vapor superaquecido.

7. Agradecimentos

Os autores agradecem a ANEEL e a Tractebel Energia S/A pelo suporte financeiro.

8. Referências

- Launder and Spalding D.B, 1973, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Imperial College of Science and Technology, Department of Mechanical Engineering,;
- Lockwood, F.C., Shah, N.G., 1981, "A New Radiation Solution Method for Incorporation in General Combustion Prediction Procedures", 8th Symposium on Combustion, The Combustion Institute, pp.1405-1414;
- Nogueira, A.C.R, Bazzo, E., Felipe, L. et al., 2003, "Pesquisa Aplicada em Superaquecedores e Reaquecedores de Caldeiras Visando a Redução de Gradientes Térmicos Resultantes da Troca Irregular de Calor com os Gases de Combustão do Complexo Jorge Lacerda.", Projeto P&D ANEEL, Convênio TRACTEBEL/FEESC N° CMS.NAJL.01.11153, Relatório final, Florianópolis, 47 p.;
- Patankar S.V, 1975, "Numerical Prediction of Three-Dimensional Flows, Studies in convection";
- Reinaldo R.F., 2004, "Comportamento Térmico e Hidrodinâmico do Escoamento de Gases Através de Feixes Tubulares de Unidades Geradoras de Vapor", Tese de doutorado POSMEC/UFSC, Florianópolis-SC;
- Siegel, R., Howell, J. R., 1972, "Thermal Radiation Heat Transfer", McGraw-Hill Co.;

METHODOLOGY OF ANALYSIS FOR THE SOLUTION OF PROBLEMS RELATED TO STEAM GENERATORS TUBE BUNDLES

Antonio Carlos Ribeiro Nogueira

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
88.040-970 – Florianópolis - SC
nogueira@emc.ufsc.br

Edson Bazzo

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
88.040-970 – Florianópolis - SC
ebazzo@emc.ufsc.br

Luis Omar Suescún Armesto

Universidade Federal de Santa Catarina
Departamento de Engenharia Mecânica
88.040-970 – Florianópolis - SC
omar@labcet.ufsc.br

Luiz Felipe

Tractebel Energia S/A
Capivari de Baixo - SC
lfelippe@tractebelenergia.com.br

Abstract: The numerical simulation of steam generators units requires special care in defining the computational domain of interest, in order to solve the combustion, flow and heat transfer problems, taking into account the time and storage capacity compatible with available computational resources. In this paper, a methodology for heat transfer analysis in tube bundles at the final superheater gas side of a specific steam generator unit is proposed. The very complex problems, associated to longitudinal and transversal spacing, as well to the definition of the domains and sub-domains as required by typical loads was solved. It is also presented a mesh study in order to minimize the number of volumes required to solve the problem due to high differences related to geometry scale between small tube diameters and large gas flow areas. The hexahedral mesh showed to be the best choice, considering the number of elements and time computation for solving the problem.

Key Words: Thermal Generation, Steam Generation, Final Superheater, Tube Bundles.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A 5 MW DYNAMOMETER SET TO SIMULATE SHIP PROPULSION AND PROPULSION LOAD OF AN ALL-ELECTRIC SHIP

R. Hovsopian

Department of Mechanical Engineering and Center for Advanced Power Systems, Florida State University, Tallahassee, Florida, 32310, USA

hovsopian@caps.fsu.edu

J. C. Ordonez

Department of Mechanical Engineering and Center for Advanced Power Systems, Florida State University, Tallahassee, Florida, 32310, USA

ordonez@caps.fsu.edu

J. V. C. Vargas

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

jvargas@demec.ufpr.br

P. G. McLaren

Department of Electrical Engineering and Center for Advanced Power Systems, Florida State University, Tallahassee, Florida, 32310, USA

mclaren@caps.fsu.edu

Abstract. This study investigates a 5 MW dynamometer set which consists of two 2.5 MW variable speed induction motor drives on the same shaft. This dynamometer provides the capability to explore the dynamic performance of propulsion motor machines up to 2.5 MW. One dynamometer motor can simulate a 2.5 MW ship propulsion load. The second motor, also 2.5 MW, can operate as the ship propulsion responding to the propulsion load. Under the control of a Real Time Digital Simulator (RTDS), the dynamometer simulates the effects of the propeller, hull speed, shaft dynamics, and system inertia under different sea conditions. This paper focuses on the thermal behaviour of a water cooled propulsion motor responding to different simulated load conditions. The first law of thermodynamics and a simple exergetic accounting are presented. The results show that the thermal signature of the motor can be controlled by adjusting the coolant flow rate. Intelligent heat exchangers that dynamically adjust the flow based on the load and heat signature are needed for the next generation all electrical ships.

Keywords *real time simulation, ship propulsion, motor cooling*

1. Introduction:

The US Navy has contracted to build a high power all electric warship. Due to the large number of sophisticated electronics and electrical weapons aboard, it has become imperative to design an effective thermal management system. This system must dissipate heat efficiently and minimize the thermal signature, which could give out critical operational information. To proficiently design an effective thermal management system, testing the ship motors in diverse sea conditions becomes critical. The Center for Advanced Power System (CAPS) at Florida State University, has a unique test bed facility where it can utilize two 2.5 MW dynamometers coupled together. (See Fig 1.) These two dynamometers are connected to a real time digital simulator, where one dynamometer motor is set to behave as the ship drive motor and the other as the propeller load. As different loads are applied to the propeller motor simulating different sea conditions the heat signature is monitored, recorded, and analyzed, giving an insight into the thermal management system performance.

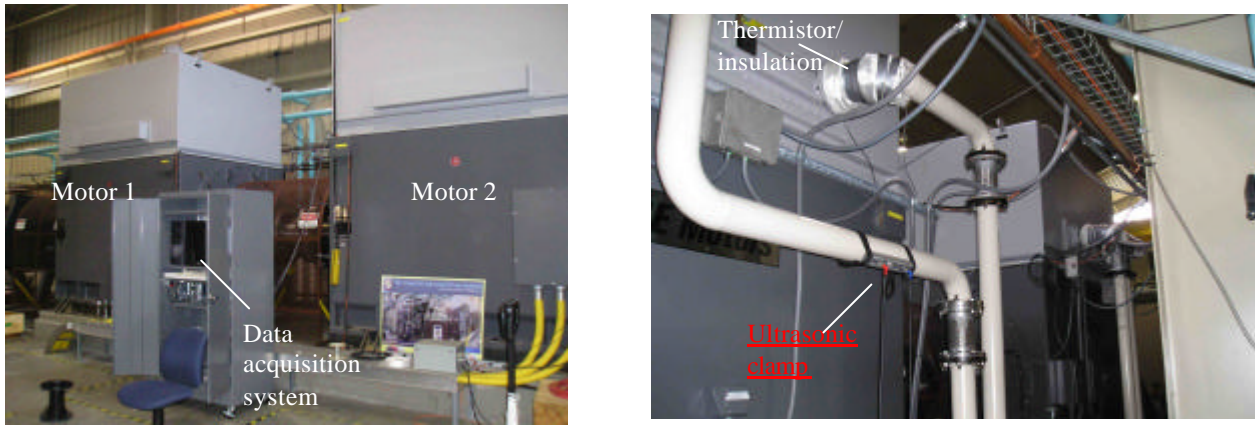


Figure 1 – 2.5 MW motor and 2.5 MW load (left). Instrumentation detail (right)

2. Experimental Setup:

The motors are cooled by means of a water heat exchanger and convection heat transfer through the walls. The water inlet and outlet temperature and the wall temperature of the motor is acquired using a multipurpose data acquisition system based on a DXI National Instruments card. The sampling interval used between readings is 11.8 seconds.

Both the propulsion motor and the load motor are water-cooled. The water flow to both motors is measured with an ultrasonic clamp-on flowmeter (FUJI PortaFlow-X). The water inlet and outlet temperature and the motor wall temperature are measured using high precision thermistors (YSI 44004) and additional wall temperature values of the motor wall temperature were obtained with an infrared thermometer with emissivity adjustment (Fluke 66). The motor rpm and torque were measured and controlled by means of a PLC system. Figure 1 (right) shows a detail of the flow measuring setup. Figure 2 illustrates the instrumentation setup for the evaluation of the motor thermal performance.

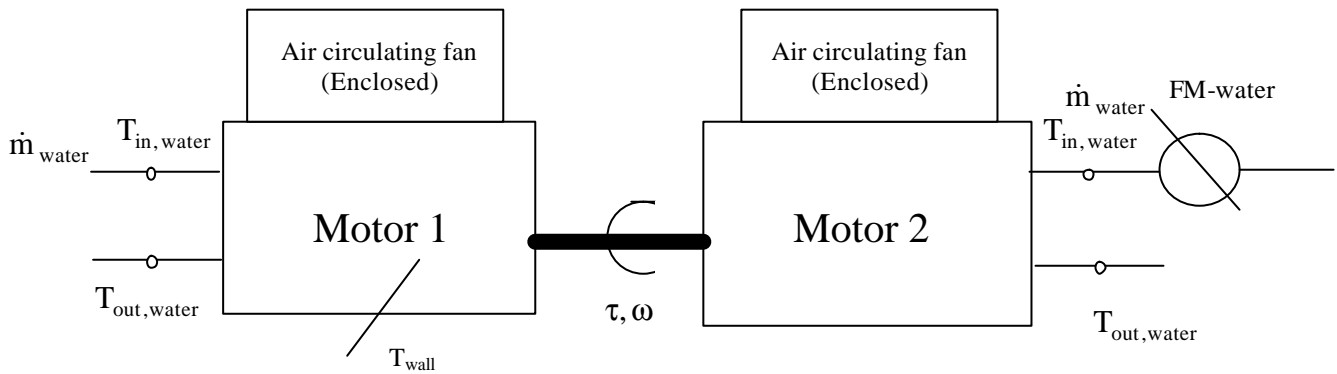


Figure 2 – Instrumentation setup

3. Test Procedure:

The test consisted of three stages:

Stage1: During the initial stage, motor 1 ran at 100% torque and 225 rpm, simulating a full speed sea condition. The heat exchanger of motor 1 was running at 138.2 gpm, and the heat exchanger of motor 2 at 301.5 gpm. After 285 minutes, when a steady state condition was reached, the torque was reduced to 50%, which corresponds to a cruising condition.

Stage 2: After running at 50% torque during the time interval 285 min – 348 min the 100% torque condition was reestablished at minute 348. The mass flow rate to the propulsion motor was kept constant and equal to 138.2gpm.

Stage 3: Running the motor at full torque (100%) and 225 rpm the flow rate to the propulsion motor heat exchanger was increased to 280.7 gpm at minute 478.

4. Results and Discussions:

Figure 3 illustrates the water temperature evolution in the heat exchanger of motor 1 during the three stages of the test.

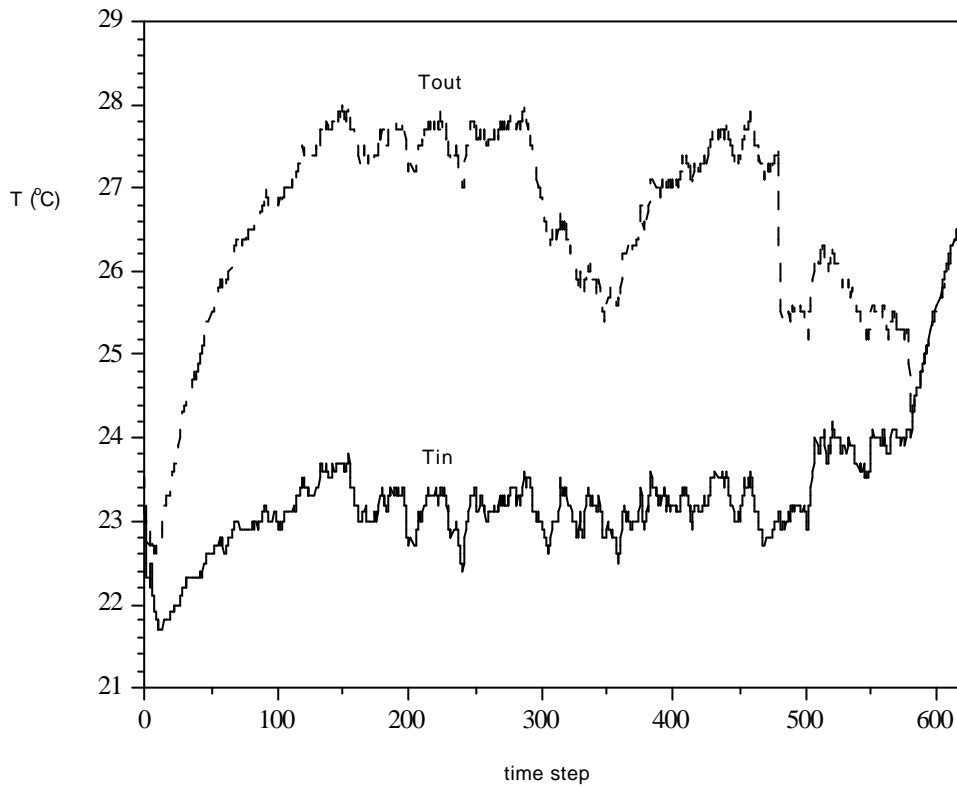


Figure 3 – Water inlet and outlet temperature for the propulsion motor heat exchanger

To facilitate the analysis we define the dimensionless torque as

$$\tilde{\tau} = \frac{\tau}{\tau_{max}}$$

and the dimensionless water mass flow rate,

$$\tilde{m} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}$$

In this way 100% torque corresponds to $\tilde{t} = 1$ and 50% torque to $\tilde{t} = 0.5$. The maximum flow rate was, $\dot{m}_{max} = 301.5$ gpm.

Figure 4 illustrates the temperature gain in the water stream, ΔT , as it passes through the propulsion motor heat exchanger, as well as the torque and mass flow rate variations during the three test stages.

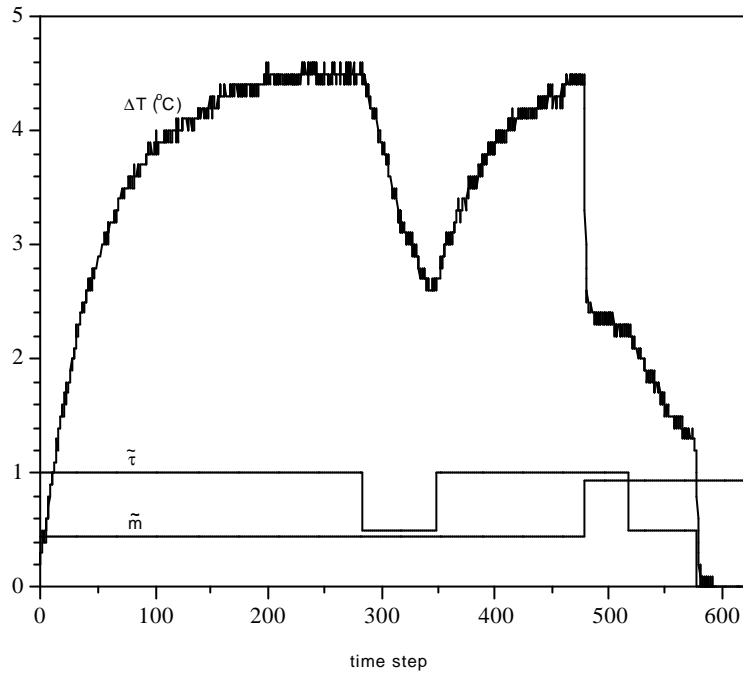


Figure 4– Water temperature evolution in the driver motor

It can be observed that the temperature gain, ΔT , responds quickly to the load drop at minute 285, and almost immediately to the mass flow rate increase at minute 478.

Figure 5 illustrates the variation of the wall temperature.

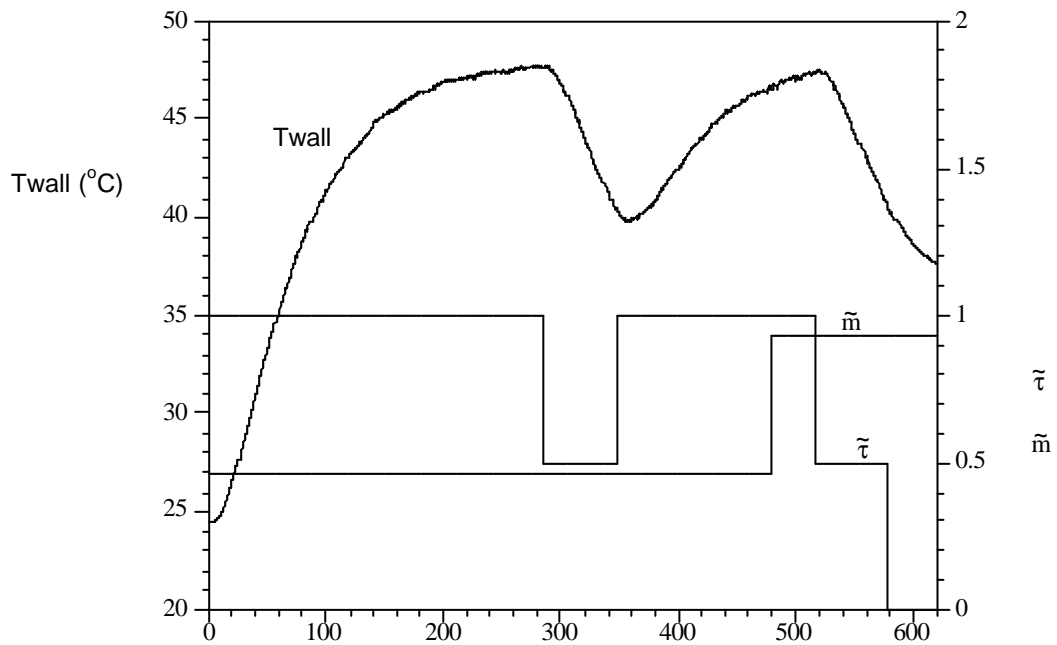


Figure 5– Wall temperature evolution in the driver motor

5. Energy and Exergy interactions

As mentioned before the motor is cooled by a water heat exchanger and by convection to the surroundings. The convection heat transfer is given by

$$\dot{Q}_{wall} = hA(T_{wall} - T_{amb})$$

A typical value, $h = 10 W / (m^2 K)$ was used for the convection heat transfer coefficient. The area exposed to the environment was estimated from the motor geometry to be, $A = 37.45 m^2$, and the average ambient temperature was, $T_{amb} = 25^\circ C$.

The energy extracted by the cooling water can be estimated from the enthalpy gain of the water stream:

$$\dot{Q}_{coolant} = \dot{m}(h_{water,out} - h_{water,in})$$

The enthalpy of water was evaluated according to IAPWS and NIST (Lemmon et al., 2003). Figure 6 illustrates the magnitude of both dissipations during the motor testing.

The power output of the motor at full and cruise conditions are reported in Table 1.

Table 1. Power output from propulsion motor at different testing conditions

Test condition	Torque (N·m)	rpm	Output power (kW)
Full power (100%)	106052.08	225	2498.8
Cruise (50%)	53026.04	225	1249.4

Figure 7 illustrates a detail of the effect of the water mass flow rate increase on the heat exchanger performance. The stream-to-stream temperature difference reacts almost immediately to the flow rate increment.

The specific flow exergy is given by (Bejan, 1997)

$$e_x = h - h_0 - T_0(s - s_0)$$

where h_0 and s_0 represent the specific enthalpy and entropy of the substance at the restricted dead state (T_0, P_0). In this study we have adopted the customary restricted dead state (T_0, P_0) = (298.15K, 1atm).

Once the specific exergy is known, the flow exergy of each of the coolant streams can be obtained by,

$$\dot{E}_x = \dot{m}e_x$$

The exergy transfer associated with the heat loss through the motor walls can be estimated from

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}_{wall} \left(1 - \frac{T_0}{T_{wall}} \right)$$

Table 2 reports the flow exergies and the exergy associated with the heat loss through the wall at the end of stage 1, when a steady state condition was reached, just before the torque was modified.

Table 2. Energy and exergy interactions at the end of test stage 1 (minute 285)

Location/ Interaction	Exergy (kW)	Energy transfer (kW)
Wall heat loss	0.596	8.46
Coolant input	2.253	852.26
Coolant output	2.601	1015.78
Net gain by coolant	0.348	163.52
Shaft work	2498.8	2498.8

At the steady state reached during stage 1, the energy transferred to the cooling water represents 6.5% of the shaft work and the wall heat losses represent 0.33%. The flow exergy of the coolant is small because of its proximity to the restricted dead state (T_0, P_0).

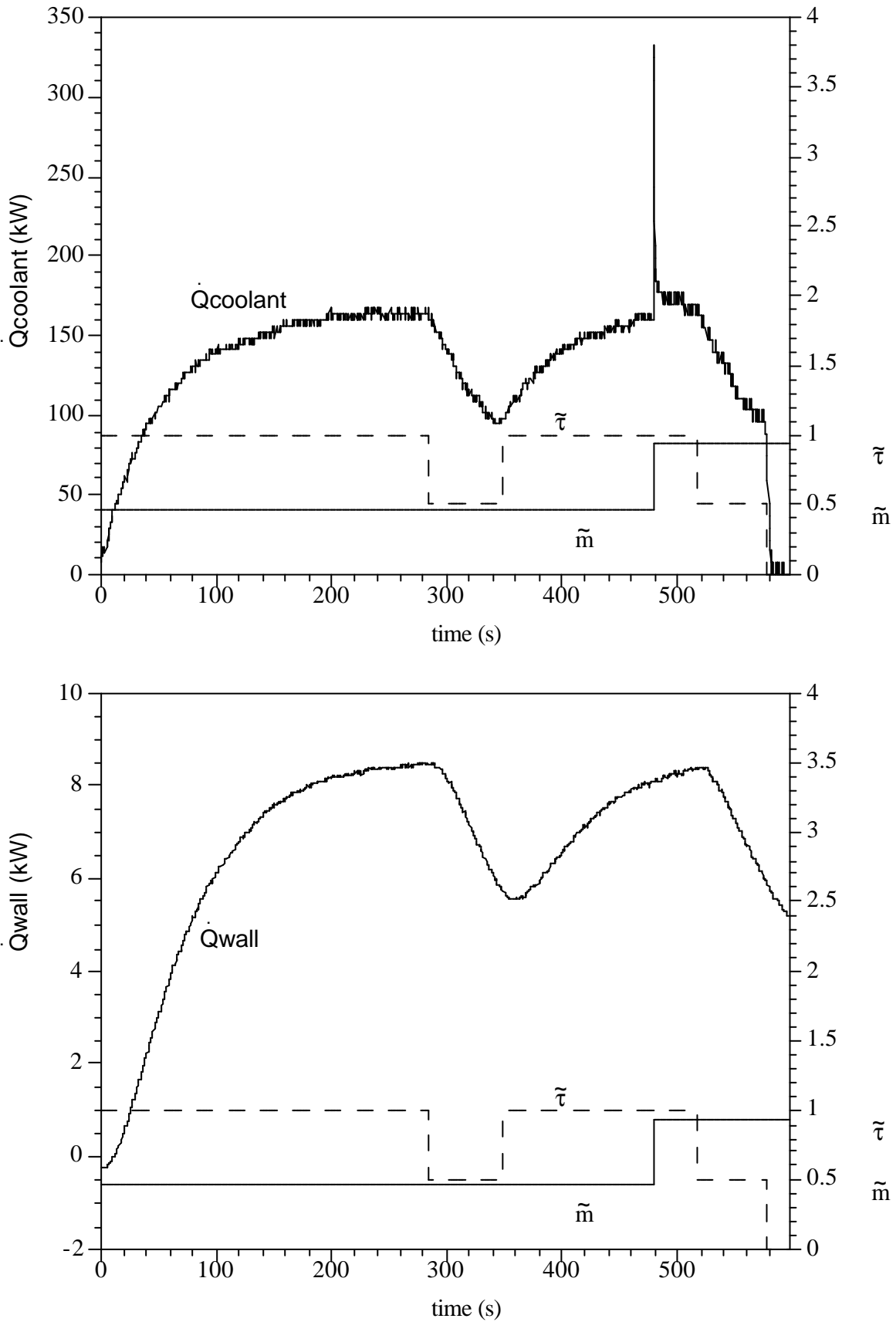


Figure 6- Rates of heat dissipation from the propulsion motor to the cooling water (top) and to the ambient through the walls (bottom).

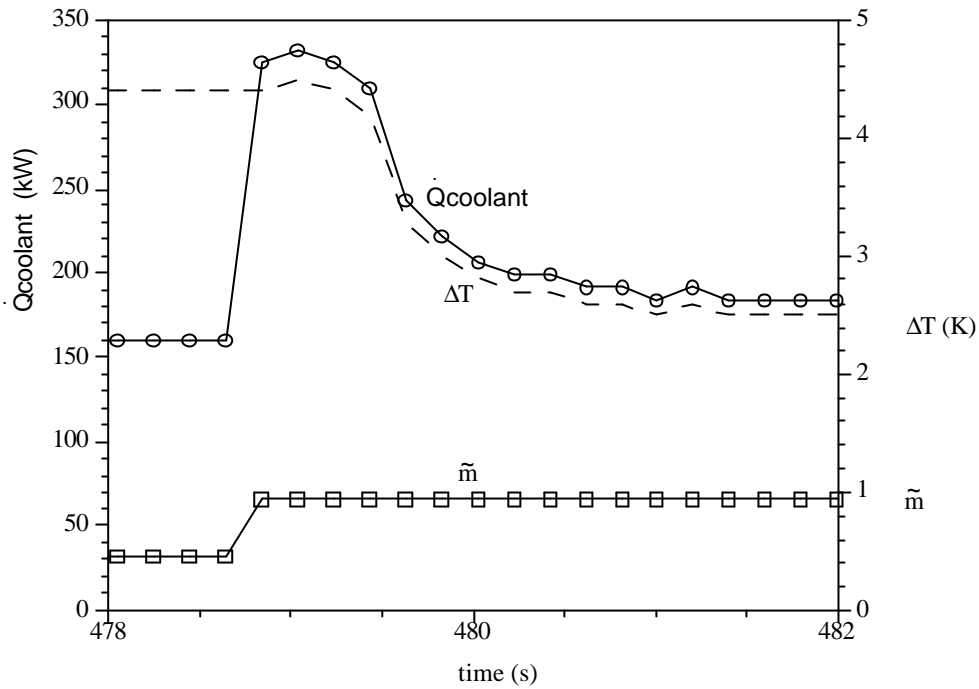


Figure 7- Heat exchanger response to a water mass flow rate increase.

5. Conclusions

In an all-electric ship, the propulsion motor is only one component of heat generation. Significant power in the megawatt range is generated when the powerful radars and electrical weapons are activated. A larger heat exchanger could be built to dissipate the heat, but is there an optimal heat exchanger size? A heat exchanger that is not properly designed will leave a heat signature that could be monitored to reveal critical operations data of the ship. In contrast a well designed heat exchanger could control or even mask the heat signature.

In this study, the thermal response of a 2.5MW ship propulsion motor was studied for different load conditions and different coolant flow rates. The results indicate that fast changes in the thermal signature can be obtained by controlling the coolant flow to the motor. The response to an increase of the flow rate from 138.2 gpm to 280.7 produced an almost instantaneous response in the thermal signature (Figure 7). This response is faster than the response of the motor wall temperature and coolant temperature gain, ΔT , to a load variation from 100% torque to 50% torque and from 50% torque to 100% torque. This suggests that the coolant mass flow rate is an effective mechanism to control and mimic thermal signature changes associated to load variations.

Intelligent heat exchangers that dynamically adjust the flow rate based on the load and heat signature are needed for the next generation all electrical ships. Future work will expand the existing testing unit to include other electrical components such as the motor drives, as part of the hardware-in-the-loop experiment. The work will be targeted towards the design of a dynamically reconfigurable heat exchanger.

6. Acknowledgments

The authors acknowledge with gratitude the assistance of Mr. John Hauer, Mr. Ferenc Bogdan, and all the facility staff at the Florida State University Center for Advanced Power Systems. This work was partially supported by the Office of Naval Research (ONR).

7. References

- Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Huber, M.L. and Friend, D.G., 2003, NIST Standard Reference Database 12, Version 5.1.
- Bejan, A., 1997, Advanced Engineering Thermodynamics, 2nd Edition, Wiley, New York.

8. Copyright Notice

The authors are the only responsible people for the printed material included in their paper.

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO A GÁS NATURAL ASSOCIADO AO CICLO EJETOR – SOLAR

Gabriel Ivan Medina Tapia

Centro Universitário de Jaraguá do Sul, Cx. P. 251, 89.254-430 – Jaraguá do Sul – SC, Brasil
gmedinat@unerj.br

José Antônio Perrella Balestieri

Universidade Estadual Paulista–Campus de Guaratinguetá, Av. Ariberto da Cunha, 133, 12516-410, Guaratinguetá – SP, Brasil
perrella@feg.unesp.br

Sergio Colle

Universidade Federal de Santa Catarina–Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. P. 476, 88.040-900, Florianópolis – SC, Brasil
colle@emc.ufsc.br

Resumo. A utilização de sistemas de cogeração conjugados a ciclos de ejeção solar pode se configurar como uma interessante proposta de integração de fontes renováveis e não renováveis de energia. A partir de um sistema híbrido, é possível estabelecerem-se estratégias operacionais que privilegiem o uso da fonte solar em detrimento do emprego do gás natural na parte do dia em que há disponibilidade da energia renovável. Este artigo dedica-se à otimização de um sistema de cogeração híbrido, estruturado a partir de um sistema de ejeção solar e turbina a gás. Uma análise termoeconômica para a otimização de sistemas térmicos complexos pela determinação matemática cuidadosa da função do sistema como um todo e de cada unidade individualmente é aqui apresentada para o sistema de cogeração proposto. A segunda lei da termodinâmica é considerada como sendo a ferramenta para a determinação do ótimo termodinâmico. Da análise teórica é desenvolvido um modelo matemático que usa conceitos da Análise Funcional Termoeconômica que permite encontrar os pontos ótimos de funcionamento dos coletores solares planos para a produção de energia motriz para operação do ciclo ejedor conjugado a uma unidade de cogeração.

Palavras chave: cogeração, ejedor, solar, termo-economia, análise funcional.

1. Introdução

O custo da refrigeração por compressão mecânica de vapores vem crescendo com o custo de geração de energia elétrica no mercado global. Duas tecnologias despontam como alternativas para a refrigeração por compressão mecânica, a refrigeração por absorção e a refrigeração por ejedor. Os coeficientes de desempenho (*COP*) desses ciclos são, em geral, menores que os coeficientes correspondentes aos ciclos de compressão mecânica, sendo que o *COP* do ciclo de ejedor é geralmente menor que o *COP* do ciclo de absorção, para iguais temperaturas dos reservatórios de calor (evaporador, condensador e gerador de vapor). Por outro lado, o ciclo de ejedor requer uma construção mais simples que o ciclo de absorção e opera com um único componente, podendo também operar com soluções multi-componentes (água – amônia, por exemplo) agregando a vantagem do ciclo de absorção, no que se relaciona ao ganho energético. O baixo *COP* e menores temperaturas de geração restringem o uso do ciclo naquelas situações de baixo custo de energia do gerador e baixas temperaturas. Essas situações favoráveis são encontradas em processos industriais que rejeitam calor com baixa temperatura, da ordem de 90°C e nas aplicações termo-solares com coletores planos de boa qualidade onde a temperatura característica é da ordem de 80°C. A vantagem da refrigeração assistida por energia solar é a efetividade da produção de refrigeração em relação à oferta de energia solar. A demanda de refrigeração e ar-condicionado é correlacionada com a carga térmica da edificação e com a temperatura ambiente, os quais dependem fundamentalmente da distribuição horária da irradiação solar. Tal característica torna a refrigeração termo-movida assistida por energia solar e ancorada no gás natural uma opção atraente para uso comercial e mesmo para refrigeração em regiões isoladas. Sendo o *COP* baixo, a viabilidade econômica da utilização dessa tecnologia é fortemente dependente do custo da energia auxiliar (provida pelo gás natural) e do custo de capital do sistema de aquecimento solar e do próprio equipamento de refrigeração com ejedor. Estudos de análise econômica e otimização, realizados por Medina Tapia (1997), Medina Tapia e Colle (2001a, 2001b, 2001c), sinalizam para situações favoráveis, sobretudo na circunstância de aumento de custo da energia elétrica. O estudo demonstra que o ganho na vida útil do sistema LCS (*Lifetime Cost Savings*) é suficiente para remunerar o capital necessário para aquisição do equipamento de refrigeração com ejedor, sendo que em muitos casos o benefício supera esse custo de capital.

O objetivo deste trabalho é sinalizar a viabilidade econômica da utilização de coletores solares planos, para produção de energia motriz de baixo custo para operação de ciclo ejedor, conjugado a unidade de cogeração através do método termoeconômico da Análise Funcional. A contribuição proporcionada por este trabalho está vinculada à otimização de sistemas solares conjugados a ciclos de cogeração que permitam usar parâmetros do melhor acoplamento dos sistemas.

2. Sistema de cogeração conjugado ao sistema ejetor-solar

O esquema apresentado na Fig.1 mostra o sistema de cogeração, composto por uma turbina de gás natural simples de ciclo aberto (ciclo Brayton), conjugado ao sistema ejetor-solar. A presente análise procura mostrar a possibilidade e as vantagens econômicas da otimização do sistema. O efeito da energia solar é reduzir o consumo do gás natural no período diurno quando a planta deve satisfazer a demanda da energia elétrica no horário de pico, principalmente na estação de verão. Admite-se que o consumo de gás é constante.

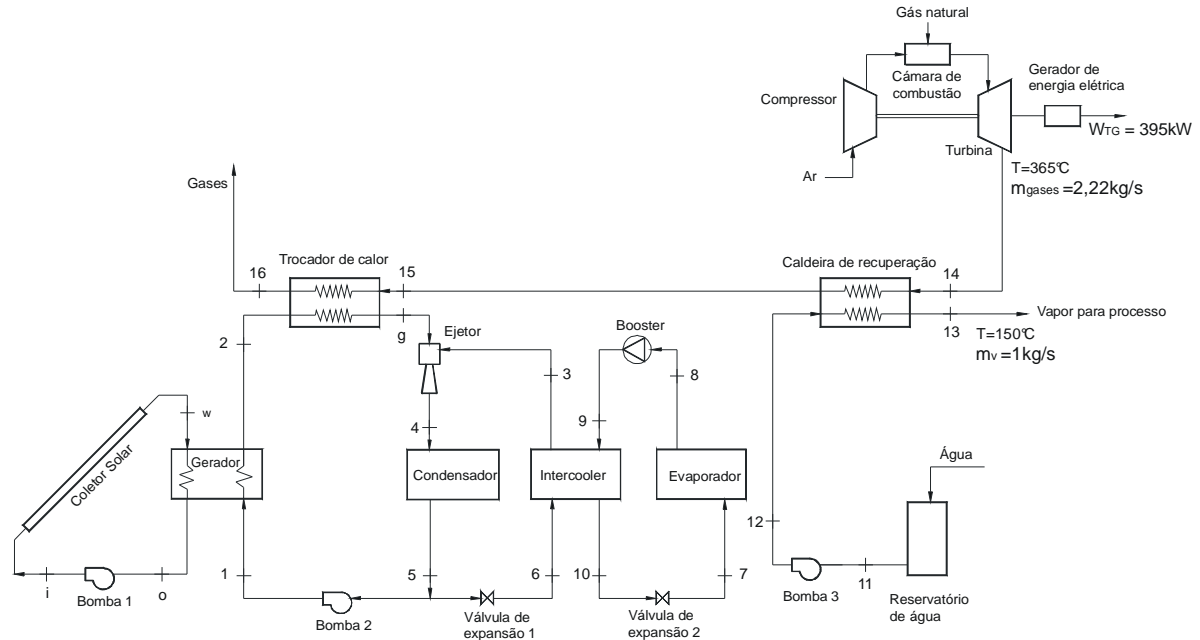


Figura 1. Esquema do sistema de cogeração conjugado ao ciclo ejetor-solar de dois estágios.

O calor auxiliar para a refrigeração do ciclo ejetor-solar de dois estágios provém do trocador de calor que aproveita a entalpia dos gases de descarga. A energia dos gases de descarga deverá reduzir o calor do processo em benefício da refrigeração, na circunstância da falta de energia solar. No período diurno, a energia auxiliar é reduzida na circunstância de haver oferta de energia solar para assistir o sistema ejetor-solar. A energia mecânica será produzida com energia elétrica da própria turbina a gás. O *booster* é usado com o propósito de diminuir a área de coletor solar e aumentar a eficiência térmica do sistema (Medina Tapia, 1997).

O sistema da Fig. 1 mostra que a energia dos gases de descarga é aproveitada primeiramente para gerar vapor para processo através da caldeira de recuperação, desta forma os gases de descarga, com temperatura menor, são aproveitados para assistir o sistema ejetor-solar.

3. Características gerais do sistema de cogeração proposto

O sistema consta de uma turbina a gás natural, com uma caldeira de recuperação para a produção de vapor para processo, um trocador de calor que conjuga o sistema ejetor e a turbina a gás.

No ciclo ejetor-solar de dois estágios, no caso de $T_s = T_e$ e para as condições estudadas, o ótimo termodinâmico acontece quando $\mu_w = 0,61$ (Medina Tapia, 2005) que corresponde a uma área de coletor solar de $A_c \approx 179 \text{ m}^2$, uma temperatura ótima de geração de $T_g \approx 84^\circ\text{C}$, e uma eficiência térmica do sistema de 6%. O rendimento pode ser melhorado aumentando o rendimento do coletor solar, isto implicaria em diminuir a temperatura de saída do coletor solar. A diminuição da temperatura de saída, T_g , implica num aumento da área do coletor solar para poder satisfazer a demanda de energia necessária para o sistema ejetor-solar.

Para aumentar o rendimento, e conseqüentemente diminuir a temperatura do coletor solar é necessário aumentar o valor de μ_w e manter constante o valor de M . A variação de T_g em função de μ_w é apresentada em Medina Tapia (2005). Observa-se que o aumento de μ_w implica numa diminuição da área do coletor solar, mantendo constantes os outros parâmetros. Para chegar a temperatura de geração necessária $T_g \approx 84^\circ\text{C}$ o sistema usa o calor dos gases de descarga uma vez que a temperatura de saída do coletor solar é inversamente proporcional ao aumento de μ_w .

Como parte, também, desta análise foi realizada a escolha das turbinas indicadas na Tabela 1. Os valores apresentados na tabela são oriundos do catálogo *Gas Turbine World* (2001).

Tabela 1. Valores importantes de algumas turbinas a gás.

Modelo	Pot.no eixo (kW)	Eficiência (%)	Taxa de calor (MJ/kWh)	Fluxode exaustão (kg/s)	Temp. de exaustão (°C)
ST5	395	32,7	11,0	2,22	365
ST6L-721	508	23,4	15,4	3,00	514
ST6L-795	678	24,7	14,6	3,24	589
ST6L-813	848	26,0	13,8	3,92	566
ST6-90	1175	28,0	12,9	5,17	536
ST18A	1961	30,2	11,9	7,97	532

4. Metodologia da análise funcional termoeconômica

A metodologia utilizada na análise funcional termoeconômica segue as seguintes etapas:

- i) identificação das funções do sistema de cogeração como um todo e de cada unidade individualmente;
- ii) construção do diagrama funcional termoeconômico;
- iii) Formulação do problema de otimização que envolve:
 - seleção de variáveis de decisão;
 - derivação das restrições (funções exergéticas de cada unidade);
 - derivação de funções de custo;
 - derivação da forma explícita das equações de otimização.
- iv) utilização do *software EES* (Klein e Alvaro, 2005) para resolver o sistema de equações de otimização.

4.1. Diagrama funcional do sistema de cogeração

O diagrama funcional (Fig. 2) está composto de figuras geométricas representando as unidades e de uma rede de linhas representando as distribuições das funções unitárias em termos exergéticos, conforme sugere Frangopoulos (1983).

A definição do diagrama funcional do sistema é o primeiro passo para a aplicação da Análise Funcional Termoeconômica. O sistema é dividido em quinze unidades reais, correspondentes aos quinze principais componentes do sistema, além de três unidades virtuais (junção, ramificação e ponto de derivação).

Para compreender a transposição da Fig. 1 para a Fig. 2 é importante observar que os fluxos considerados referem-se aos incrementos exergéticos e não ao valor absoluto desta propriedade termodinâmica. É necessário salientar que uma seta apontando para uma unidade não necessariamente representa uma corrente (de massa, energia ou exergia) que adentra a unidade, como será visto adiante.

A notação adotada na Fig. 2, y , corresponde as funções exergéticas; $y_{i,j}$, a j -ésima entrada à i -ésima unidade; $y_{i,k}$, k -ésima saída da i -ésima unidade; $y_{o,k}$, k -ésima entrada ao sistema; $y_{o,j}$, j -ésima saída do sistema.

Na simbologia, o ponto (.) entre os índices define as saídas das unidades e as entradas do sistema, enquanto a vírgula (,) define as entradas das unidades e as saídas para ambiente. Observe-se ainda que o primeiro índice refere-se a unidade, valendo zero para o ambiente exterior ao sistema.

No diagrama da Fig. 2 tem-se:

Unidades reais:

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1 – turbina (escolhida de catálogo); | 9 – gerador (trocaador de calor); |
| 2 – caldeira de recuperação; | 10 – coletor solar; |
| 3 – trocador de calor; | 11 – bomba do sistema solar; |
| 4 – ejetor; | 12 – bomba do ciclo ejetor; |
| 5 – condensador; | 13 – bomba para o processo; |
| 6 – <i>intercooler</i> ; | 14 – válvula de expansão no ciclo ejetor; |
| 7 – evaporador; | 15 – válvula de expansão no ciclo de compressão; |
| 8 – <i>booster</i> ; | |

Unidades virtuais:

- 16 – junção, onde as funções de sistema solar e da turbina se associam;
- 17 – ramificação, onde a função da unidade 3 se distribui para o ciclo ejetor e outra parte para o ambiente (gases);
- 18 – onde a função da turbina se distribui para geração de eletricidade, unidade 2 e unidade 3.

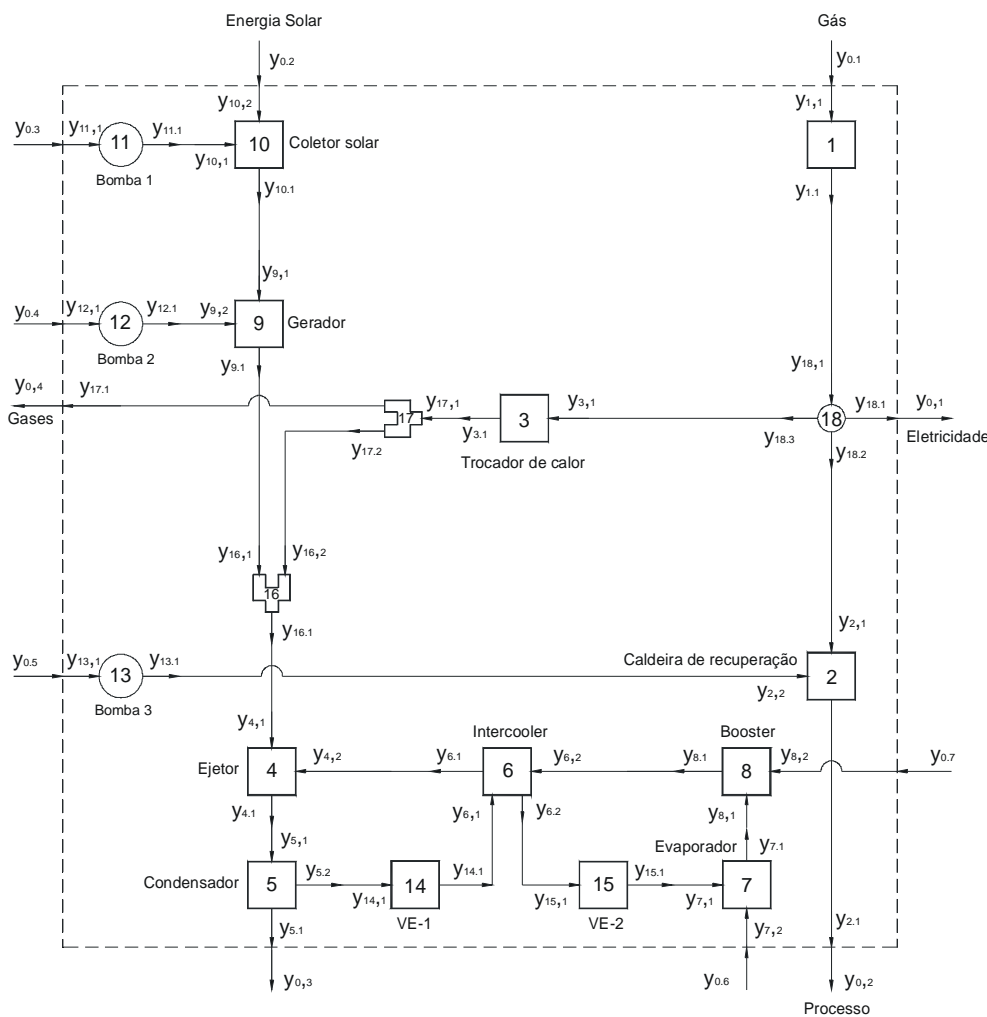


Figura 2. Diagrama funcional do sistema de cogeração.

5. Otimização do sistema proposto

O objetivo da otimização consiste na minimização do custo total de aquisição e operação do sistema. Como este sistema opera em paridade elétrica, isto é, a preocupação prioritária está no atendimento da curva de carga elétrica, pode ocorrer excedente ou déficit de energia térmica gerada; isto dependerá da estação do ano e também da turbina empregada.

5.1. Seleção das variáveis de decisão

No conjunto das possíveis variáveis de decisão, x , foram selecionadas a temperatura do *intercooler*; T_s ; área de coletor solar, A_c ; razão ótima (ω) entre os fluxos de massa no evaporador (\dot{m}_e) e os fluxos de massa no gerador (\dot{m}_g); razão ótima (M_s) entre os fluxos de massa no evaporador (\dot{m}_e) e os fluxos de massa no *intercooler* (\dot{m}_s) (fluxo de massa no *intercooler*) e fluxo de massa \dot{m}_e , ou seja:

$$x = (T_s, A_c, \omega, M_s, \dot{m}_e) \quad (1)$$

O modelo de otimização buscará o melhor valor para cada variável independente, de forma a minimizar os custos anuais encerrados na função objetivo.

5.2. A função objetivo

A minimização dos custos anuais (US\$/ano) de investimento e operação do sistema de cogeração proposto pode ser escrita pela seguinte função objetivo:

$$\min_x C_T = Z_{TG}^a + Z_{CR}^a + Z_{TC}^a + Z_{EJ}^a + Z_C^a + Z_I^a + Z_E^a + Z_{BT}^a + Z_G^a + Z_{CS}^a + Z_{B1}^a + Z_{B2}^a + Z_{B3}^a + Z_{VE1}^a + Z_{VE2}^a + C_{0.1} + C_{0.2} + C_{0.3} + C_{0.4} + C_{0.5} + C_{0.6} + C_{0.7} - C_{0.1} - C_{0.2} - C_{0.3} - C_{0.4} \quad (2)$$

na qual:

C_T - custo total anual, U\$/ano;	Z_{VE1}^a - custo anual da válvula de expansão 1, U\$/ano;
Z_{TG}^a - custo anual da turbina a gás, U\$/ano;	Z_{VE2}^a - custo anual da válvula de expansão 2, U\$/ano;
Z_{CR}^a - custo anual da caldeira de recuperação, U\$/ano;	$C_{0.1}$ - custo associado ao consumo de gás, U\$/ano;
Z_{TC}^a - custo anual do trocador de calor, U\$/ano;	$C_{0.2}$ - custo associado ao consumo da energia solar, U\$/ano;
Z_{EJ}^a - custo anual do ejetor, U\$/ano;	$C_{0.3}$ - custo associado ao consumo da bomba 1, U\$/ano;
Z_C^a - custo anual do condensador, U\$/ano;	$C_{0.4}$ - custo associado ao consumo da bomba 2, U\$/ano;
Z_I^a - custo anual do <i>intercooler</i> , U\$/ano;	$C_{0.5}$ - custo associado ao consumo da bomba 3, U\$/ano;
Z_E^a - custo anual do evaporador, U\$/ano;	$C_{0.6}$ - custo associado ao consumo do evaporador, U\$/ano;
Z_{BT}^a - custo anual do <i>booster</i> , U\$/ano;	$C_{0.7}$ - custo associado ao consumo do <i>booster</i> 1, U\$/ano;
Z_G^a - custo anual do gerador, U\$/ano;	$C_{0.1}$ - renda associada a venda de eletricidade, U\$/ano;
Z_{CS}^a - custo anual do coletor solar, U\$/ano;	$C_{0.2}$ - renda associada ou processo, U\$/ano;
Z_{B1}^a - custo anual da bomba 1, U\$/ano;	$C_{0.3}$ - renda associada ao condensador, U\$/ano;
Z_{B2}^a - custo anual da bomba 2, U\$/ano;	$C_{0.4}$ - renda associada aos gases residuais, U\$/ano.
Z_{B3}^a - custo anual da bomba 3, U\$/ano;	

5.3. Determinação das expressões para as funções exergeticas do diagrama funcional e restrições

Para a determinação das funções exergeticas do diagrama funcional termoeconômico serão desprezadas as perdas através das tubulações pois estas não são significativas e não invalidam a análise de acordo com Frangopoulos (1983). Com base na Fig. 1 pode-se obter as expressões para as restrições exergeticas da Fig. 2 (diagrama funcional), na qual cada unidade presta a sua própria contribuição exergetica ao sistema.

Nas expressões deste artigo tem-se:

$$\psi_i - \text{exergia específica do ponto "i", dada por } \psi_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0);$$

h_i - entalpia específica no ponto "i";

s_i - entropia específica no ponto "i".

Unidade 1: Turbina a gás

O produto da turbina a gás é a potência total,

$$y_{1.1} = \eta_{mTG} W_{TG}, \quad (3)$$

na qual η_{mTG} e W_{TG} são oriundos de catálogo e nas condições normais do projeto, para isso emprega-se a exergia do combustível, aqui assumida como:

$$y_{1.1} = \dot{m}_{GN} PCI_{GN}. \quad (4)$$

Unidade 2: Caldeira de recuperação

O produto da caldeira de recuperação é o calor suprido para a geração de vapor,

$$y_{2.1} = \dot{m}_v [\psi_{13} - \psi_{11} + v_{11}(P_{13} - P_{11})], \quad (5)$$

para produzi-lo utiliza exergia térmica suprida pela turbina,

$$y_{2,1} = y_{18,2} = \dot{m}_{gases} (\psi_{14} - \psi_{15}), \quad (6)$$

e a exergia de pressão da bomba 3,

$$y_{2,2} = \dot{m}_v v_{11} (P_{13} - P_{11}). \quad (7)$$

Unidade 3: Trocador de calor

O trocador produz exergia térmica (que eleva a temperatura do refrigerante),

$$y_{3,1} = y_{17,1} = \dot{m}_g (\psi_g - \psi_2), \quad (8)$$

utilizando também calor residual da turbina,

$$y_{3,1} = y_{18,3} = \dot{m}_{gases} (\psi_{15} - \psi_{16}). \quad (9)$$

Unidade 4: Ejetor

O produto do ejedor é a variação de exergia no processo de compressão,

$$y_{4,1} = y_{5,1} = (\dot{m}_g + \dot{m}_s) \psi_4 - \dot{m}_s \psi_3 - \dot{m}_g \psi_g. \quad (10)$$

Unidade 5: Condensador

O condensador produz,

$$y_{5,1} = (\dot{m}_g + \dot{m}_s)(h_4 - h_5), \quad (11)$$

$$y_{5,2} = y_{4,1} = \dot{m}_s (\psi_4 - \psi_5). \quad (12)$$

Unidade 6: Intercooler

Os produtos do *intercooler* são:

$$y_{6,1} = y_{4,2} = \dot{m}_s (\psi_3 - \psi_6), \quad (13)$$

$$y_{6,2} = y_{15,1} = \dot{m}_e [\psi_{10} - \psi_9 + v_8 (P_9 - P_8)]. \quad (14)$$

usando:

$$y_{6,1} = \dot{m}_s (\psi_3 - \psi_6), \quad (15)$$

$$y_{6,2} = \dot{m}_e v_8 (P_9 - P_8). \quad (16)$$

Unidade 7: Evaporador

O produto do evaporador é o calor tirado do ambiente,

$$y_{7,1} = y_{8,1} = \dot{m}_e (h_8 - h_7), \quad (17)$$

para produzi-lo emprega-se a exergia térmica,

$$y_{7,2} = \dot{m}_e (\psi_8 - \psi_7). \quad (18)$$

Unidade 8: Booster

O produto do *booster* é exergia térmica,

$$y_{8,1} = \dot{m}_e (\psi_9 - \psi_8). \quad (19)$$

Para produzi-lo emprega-se:

$$y_{8,2} = W_{mec} = \dot{m}_e (h_9 - h_8) / \eta_{mBT} . \quad (20)$$

Unidade 9: Gerador

O gerador produz exergia térmica,

$$y_{9,1} = y_{16,1} = \dot{m}_g [\psi_2 - \psi_1 + v_5 (P_2 - P_5)] , \quad (21)$$

usando exergia térmica associada ao calor entregue pelo coletor solar,

$$y_{9,1} = \dot{m}(\psi_w - \psi_0) , \quad (22)$$

e exergia de pressão da bomba 2,

$$y_{9,2} = \dot{m}_g v_5 (P_1 - P_5) . \quad (23)$$

Unidade 10: Coletor solar

A exergia associada ao calor recebido no coletor solar é,

$$y_{10,1} = \dot{m} [\psi_w - \psi_i + v_0 (P_i - P_0)] , \quad (24)$$

usando exergia térmica entregue pela energia solar,

$$y_{10,2} = Q_u = bG_T A_c (T_{st} - T_w) , \quad (25)$$

e pela bomba 1,

$$y_{10,1} = y_{11,1} . \quad (26)$$

Unidade 11: Bomba 1

O produto da bomba 1 é exergia térmica,

$$y_{11,1} = y_{10,1} = \dot{m}(\psi_i - \psi_0) . \quad (27)$$

Para produzi-lo emprega-se a potência,

$$y_{11,1} = W_{B1} = \dot{m}(h_i - h_0) / \eta_{mB1} . \quad (28)$$

Unidade 12: Bomba 2

O produto da bomba 2 é exergia térmica,

$$y_{12,1} = y_{9,2} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_5) . \quad (29)$$

Para produzi-lo emprega-se a potência,

$$y_{12,1} = W_{B2} = \dot{m}_g (h_1 - h_5) / \eta_{mB2} . \quad (30)$$

Unidade 13: Bomba 3

O produto da bomba 3 é exergia térmica,

$$y_{13,1} = y_{2,2} = \dot{m}_v (\psi_{12} - \psi_{11}) . \quad (31)$$

Para produzi-lo emprega-se a potência,

$$y_{13,1} = W_{B3} = \dot{m}_v (h_{12} - h_{11}) / \eta_{mB3} . \quad (32)$$

Unidade 14: Válvula de expansão 1

O produto da válvula de expansão 1 é:

$$y_{14,1} = y_{6,1} = \dot{m}_s (\psi_5 - \psi_6) . \quad (33)$$

Unidade 15: Válvula de expansão 2

O produto da válvula de expansão 2 é:

$$y_{15,1} = y_{7,1} = \dot{m}_e (\psi_{10} - \psi_7) . \quad (34)$$

Unidade 16: Junção

$$y_{16,1} = y_{4,1} = \dot{m}_g (\psi_g - \psi_5) , \quad (35)$$

$$y_{16,2} = y_{17,2} = \dot{m}_g [\psi_g - \psi_5 - \psi_2 + \psi_1 - v_5 (P_2 - P_5)] . \quad (36)$$

Unidade 17: Ramificação

$$y_{17,1} = y_{17,1} - y_{17,2} = \dot{m}_g [\psi_5 - \psi_1 + v_5 (P_2 - P_5)] . \quad (37)$$

Unidade 18: Partição

$$y_{18,1} = W_{TG} - W_{B1} - W_{B2} - W_{B3} - W_{mec} , \quad (38)$$

$$y_{18,1} = y_{18,1} + y_{18,2} + y_{18,3} . \quad (39)$$

5.4. Expressões para as funções de custos

As expressões para as funções de custos são derivadas das equações apresentadas em Silveira (1990) e Holanda (2003). Estas equações referem-se as aquisições das unidades do sistema de cogeração proposto em bases anuais (US\$/ano) e considerando a taxa equivalente de manutenção.

Unidade 1: Turbina a gás

Para a turbina **ST5** (Tab.1), o custo aproximado é de US\$350.000,00, ou:

$$Z_{TG} = 886 \text{ US}/kW , \quad (40)$$

cujo valor foi extraído do catálogo *Gas Turbine World* (2001) para a turbina a gás indicada.

Sendo o custo anual:

$$Z_{TG}^a = f (1 + t_m) Z_{TG} y_{1,1} , \quad (41)$$

A taxa de manutenção, t_m , é considerada igual a 8%; o período de amortização, k , igual a 20 anos; e a taxa anual de juros, r , igual a 12%. O fator de anuidade é dado pela equação:

$$f = q^k (q - 1) / (q^k - 1) , \quad (42)$$

$$q = 1 + r/100 . \quad (43)$$

Unidade 2: Caldeira de recuperação

$$Z_{CR}^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{2,1}/A1)(h_{13} - h_{11})/\log(T_{13} - T_{11})]^{0,8} + 11820(y_{2,1}/A1) + 650 \dot{m}_{gases} , \quad (44)$$

$$A1 = \psi_{13} - \psi_{11} + v_{11}(P_{13} - P_{11}) . \quad (45)$$

Unidade 3: Trocador de calor

$$Z_{TC}^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{3,1}/A2)(h_g - h_2)/\log(T_g - T_2)]^{0,8} + 11820(y_{3,1}/A2) + 650\dot{m}_{gases}, \quad (46)$$

$$A2 = \psi_g - \psi_2. \quad (47)$$

Unidade 4: Ejetor

$$Z_{ej} = 10 U\$/kW, \quad (48)$$

$$Z_{ej}^a = f (1 + t_m) Z_{ej} y_{4,1}. \quad (49)$$

Unidade 5: Condensador

$$Z_C^a = 20,566 f (1 + t_m) (D1 y_{5,1}^{ST})^{0,55}, \quad (50)$$

$$D1 = (h_g - h_4)/(h_4 - h_5). \quad (51)$$

na qual $y_{5,1}^{ST}$ e $y_{5,1}$ encontram-se no sistema técnico, kcal/h.

Unidade 6: Intercooler

$$Z_I^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{6,1}/A3)(h_3 - h_6)/\log(T_3 - T_6)]^{0,8} + 11820(y_{6,1}/A3) + 650\dot{m}_e, \quad (52)$$

$$A3 = \psi_3 - \psi_6. \quad (53)$$

Unidade 7: Evaporador

$$Z_E^a = 20,566 f (1 + t_m) (D2 y_{7,1}^{ST})^{0,55}, \quad (54)$$

$$D2 = (h_9 - h_7)/(h_8 - h_7). \quad (55)$$

Unidade 8: Booster

$$Z_{BT}^a = f (1 + t_m) [6,522(y_{8,1}^{ST}/E_{BT})^{0,59} + 0,3264(y_{8,1}^{ST}/F_{BT})^{0,87}], \quad (56)$$

$$E_{BT} = \psi_9 - \psi_8, \quad (57)$$

$$F_{BT} = \eta_{mBT} \eta_{II BT}, \quad (58)$$

$$\eta_{II BT} = y_{8,1}/y_{8,2}. \quad (59)$$

Unidade 9: Gerador

$$Z_I^a = 4745 f (1 + t_m) [(y_{9,1}/A4)(h_2 - h_1)/\log(T_2 - T_1)]^{0,8} + 11820(y_{9,1}/A4) + 650\dot{m}, \quad (60)$$

$$A4 = \psi_2 - \psi_1. \quad (61)$$

Unidade 10: Coletor solar

$$Z_{coletor} = 100 U\$/m^2, \quad (62)$$

$$Z_{coletos}^a = 100 f (1 + t_m) A_c, \quad (63)$$

$$A_c = \dot{m}_e c_p / \omega M_s M (1 + \mu_w) F_R U_L, \quad (64)$$

na qual as variáveis ω e M_s são oriundas de Medina Tapia (2005) da forma:

$$\omega = -0,01842 + 0,15568 e^{T_s/14,7}, \quad (65)$$

$$M_s = 0,76835 + 0,00421 T_s. \quad (66)$$

Unidade 11: Bomba 1

$$Z_{B1}^a = f(1+t_m)[6,522(y_{8.1}^{ST}/E_{BT})^{0,59} + 0,3264(y_{8.1}^{ST}/F_{BT})^{0,87}], \quad (67)$$

$$E1 = \psi_i - \psi_0, \quad (68)$$

$$F1 = \eta_{mB1} \eta_{II B1}, \quad (69)$$

$$\eta_{II B1} = y_{11.1}/y_{11,1}. \quad (70)$$

Unidade 12: Bomba 2

$$Z_{B2}^a = f(1+t_m)[6,522(y_{8.1}^{ST}/E_{BT})^{0,59} + 0,3264(y_{8.1}^{ST}/F_{BT})^{0,87}], \quad (71)$$

$$E2 = \psi_1 - \psi_5. \quad (72)$$

$$F2 = \eta_{mB2} \eta_{II B2}. \quad (73)$$

$$\eta_{II B1} = y_{12.1}/y_{12,1}. \quad (74)$$

Unidade 13: Bomba 3

$$Z_{B3}^a = f(1+t_m)[6,522(y_{13.1}^{ST}/E3)^{0,59} + 0,3264(y_{13.1}^{ST}/F3)^{0,87}], \quad (75)$$

$$E3 = \psi_{12} - \psi_{11}, \quad (76)$$

$$F3 = \eta_{mB3} \eta_{II B3}, \quad (77)$$

$$\eta_{II B1} = y_{13.1}/y_{13,1}. \quad (78)$$

Unidade 14 e 15: Válvula de expansão

O custo das válvulas de expansão (tubos capilares) não será considerado na análise por representar valores pequenos comparados com as outras unidades.

5.5 Custo ou renda associada aos insumos

Os custos associados aos insumos (U\$/ano) necessários ao sistema do ambiente exterior podem ser determinados das seguintes equações:

Gás

$$C_{0.1} = (\$GN/PCI_{GN}) y_{0.1} t_{as}, \quad (79)$$

$$y_{0.1} = \dot{m}_{GN} PCI_{GN}. \quad (80)$$

na qual $\$GN = 0,07$ U\$/kg, $PCI_{GN} = 56738$ kJ/kg e $m_{GN} = 0,02127$ kg/s.

Os valores do preço do gás natural ($\$GN$) e do PCI_{GN} foram obtidos do site www.comgas.com.br em 25/02/2005. A vazão foi calculada para a turbina a gás selecionada usando a equação:

$$HR = \dot{m}_{GN} PCI_{GN} / W_{eixo}, \quad (81)$$

os valores de HR e W_{eixo} encontram-se documentados na Tab. 1.

Solar

$$C_{0.2} = c_{es} y_{0.2} t_{as} = 0. \quad (82)$$

Eletricidade

Bomba 1

$$C_{0.3} = c_{el,v} y_{0.3} t_{ah}. \quad (83)$$

Bomba 2

$$C_{0,4} = c_{el,v} y_{0,4} t_{ah} \cdot \quad (84)$$

Bomba 3

$$C_{0,5} = c_{el,v} y_{0,5} t_{ah} \cdot \quad (85)$$

Evaporador

$$C_{0,6} = 0. \quad (86)$$

Booster

$$C_{0,7} = c_{el,v} y_{0,7} t_{ah} \cdot \quad (87)$$

Eletricidade vendida

$$C_{0,1} = c_{el,v} y_{0,1} t_{ah} \cdot \quad (88)$$

sendo $c_{el,v} = 0,027$ U\$/kWh (valor previsto no Ministério de Minas e Energia – Proinfa, 25 fevereiro 2005, e aqui tomado como referência)

Processo

$$C_{0,2} = c_v y_{0,2} t_{ah} \cdot \quad (89)$$

O cálculo do custo do vapor está baseado em Kotas (1995) adaptada de uma caldeira convencional para uma caldeira de recuperação. No caso assumido, realizando um volume de controle em torno da caldeira de recuperação da Fig. 1 tem-se:

$$c_v \dot{m}_v \psi_{13} + c_{GN} \dot{m}_{GN} \psi_{15} = c_v \dot{m}_v \psi_{12} + c_{GN} \dot{m}_{GN} \psi_{GN} + Z, \quad (90)$$

sendo $\psi_{GN} = \dot{m}_{GN} PCI_{GN}$, $Z = a^c \text{custo}_T / t_{ah}$ e $a^c = r(1+r)^k / (1+r)^k - 1$. Resultando em $c_v = 0,01081$ U\$/kW .

Condensador

$$C_{0,3} = 0. \quad (91)$$

Gases residuais

$$C_{0,3} = 0. \quad (92)$$

sendo:

- $c_{el,v}$ - custo da eletricidade vendida;
- t_{as} - tempo anual de funcionamento em segundos;
- t_{ah} - tempo anual de funcionamento em horas.

O custo da externalidade da emissão de gases para a atmosfera, $C_{0,4}$, não será considerado neste trabalho, mas não representa qualquer dificuldade adicional para a solução do problema em questão.

6. Resultados

O desenvolvimento da Análise Funcional termoeconômica, vencida as eventuais complexidades do início, se revela como uma ferramenta poderosa de otimização. Este trabalho se limitou ao estudo da variação da temperatura no *intercooler* para três cenários de preços de gás natural e de venda da eletricidade (um assumido favorável, outro assumido como mais provável e outro como desfavorável). A capacidade de refrigeração, em todos os casos, foi mantida constante no valor de 10 TR, este valor foi escolhido como exemplo de aplicação.

Para obter os resultados desta metodologia desenvolveu-se um programa computacional no EES. O programa calcula os fluxos exergéticos incrementais, resolve as funções de custos e determina o valor da função objetivo.

A Fig. 3 mostra o efeito do aumento da temperatura do *intercooler* sobre o custo total no sistema. Pode-se observar que o sistema de cogeração tem menor custo quando a temperatura no *intercooler* aumenta. O efeito de venda da eletricidade a um preço maior também provoca um custo anual menor do sistema.

A Fig. 4 de forma similar mostra a variação do custo total anual em função da temperatura do *intercooler*, temperatura maiores no *intercooler* resultam em custo totais anuais menores. Também pode-se observar que, como era de se esperar, que custos menores de gás natural sempre resultam em benefício do sistema.

Na Fig. 5 é apresentada a área ótima necessária para uma capacidade de refrigeração de 10TR, pode-se observar, junto com as Figs 3 e 4, que para que o custo total do sistema seja menor, é necessário que o sistema ejetor-solar seja de dois estágios, isto implicaria em diminuir a área total de coletor solar pela ajuda na compressão do primeiro estágio com a inserção do *booster*.

A Fig. 6 mostra a variação do custo total do sistema em função da área do coletor solar, observa-se que uma área maior de coletor solar implica em maior custo, esta área pode ser reduzida usando um ciclo ejetor de dois estágios e escolhendo adequadamente a temperatura do *intercooler*.

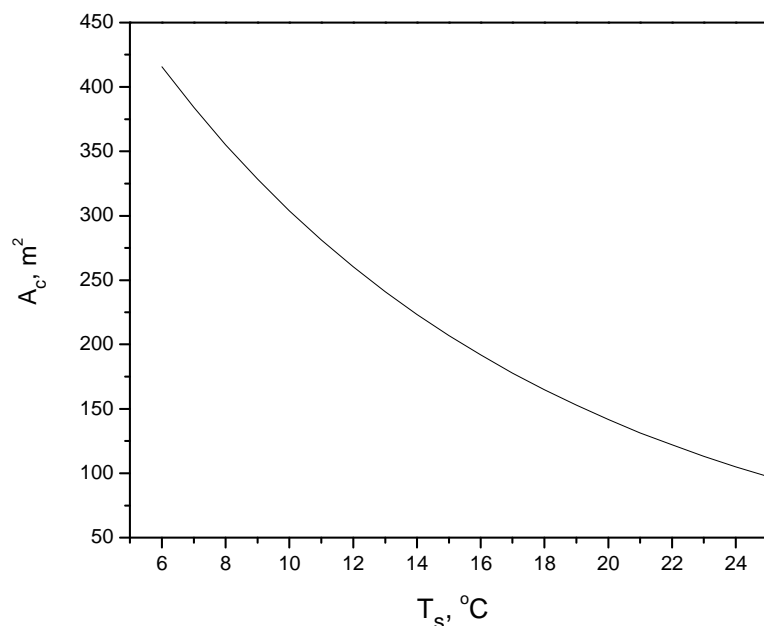


Figura 3. Variação da área de coletor do sistema em função da temperatura do *intercooler*.

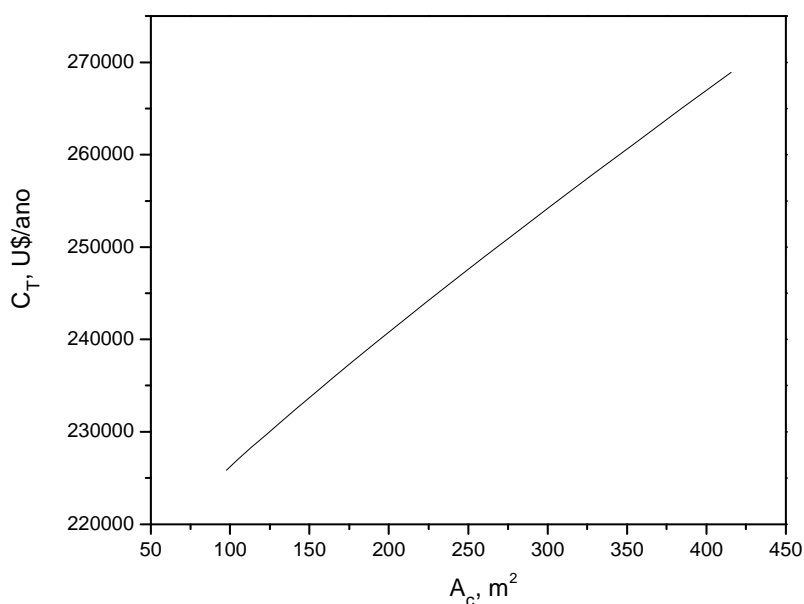


Figura 4. Variação do custo total em função da área de coletor solar, $C_{el,v} = 0,027$ U\$/kWh e $c_{GN} = 0,07$ U\$/kg.

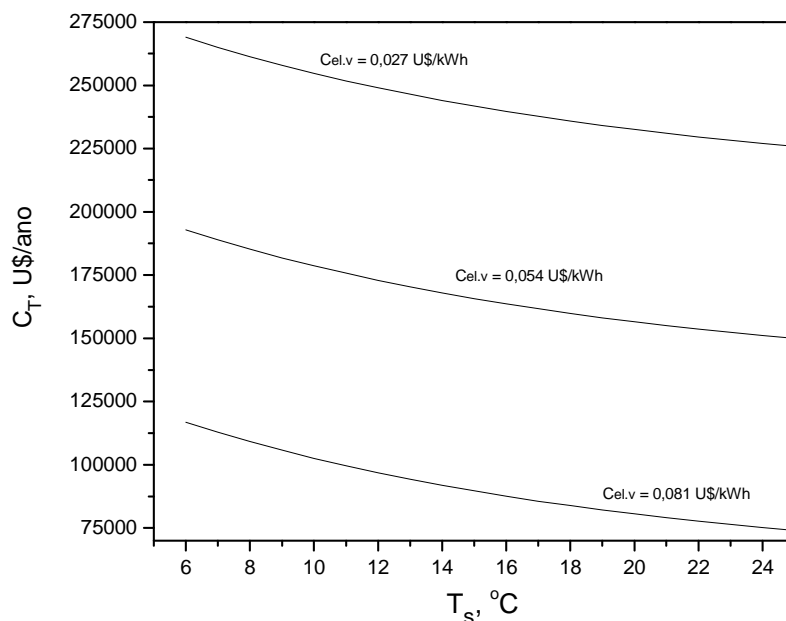


Figura 5. Variação do custo total do sistema em função da temperatura do *Intercooler* para diferentes custos de eletricidade vendida.

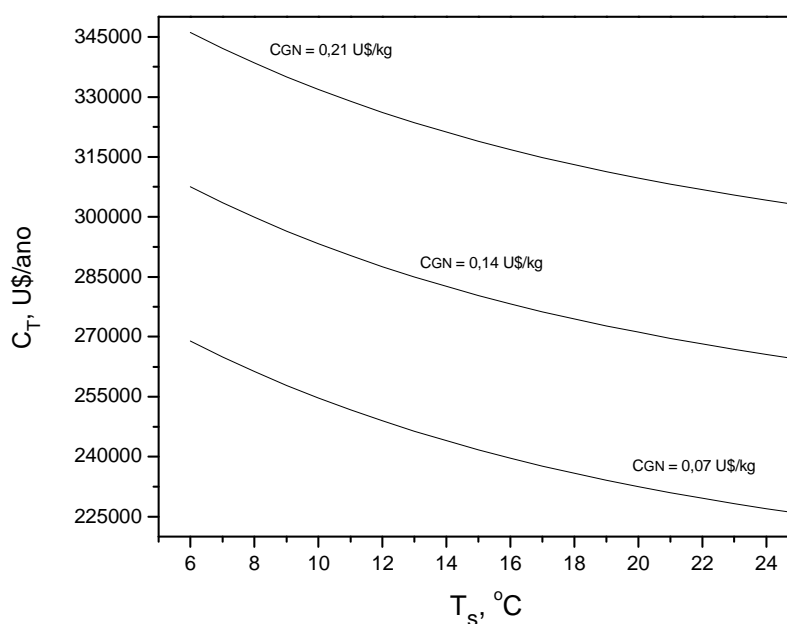


Figura 6. Variação do custo total do sistema em função da temperatura do *intercooler* para diferentes custos do gás natural.

7. Conclusões

A aplicação de um modelo de otimização econômica associado à análise termodinâmica revela-se uma ferramenta útil para a sua correta concepção e operação do sistema. Da análise teórica foi desenvolvido um modelo matemático que usa fundamentos da Análise Funcional Termoeconômica que permitiu encontrar os pontos ótimos de funcionamento dos coletores solares planos para a produção de energia motriz.

A análise termodinâmica funcional requer uma definição prévia da estrutura funcional, definidora da rede de trocas de insumos e produtos entre as unidades em que se divide o sistema. A representação gráfica, denominada diagrama funcional, facilita a interpretação da estrutura.

Do ponto de vista exergético observou-se que para que o custo total do sistema seja menor, é necessário que o ciclo ejetor seja de dois estágios. Com efeito, aumentando-se a temperatura do *intercooler* desloca-se a produção de refrigeração para o ciclo de compressão mecânica de vapores que é exergeticamente mais eficiente que o ciclo ejetor. A diminuição da temperatura do *intercooler* tem efeito inverso. Isto explica por que o custo exergético ótimo decresce com essa temperatura. Para temperaturas de *intercooler* excessivamente altas, o custo operacional aumenta o custo total pelo excesso de custo de energia elétrica. Temperaturas de *intercooler* excessivamente baixas por outro lado, diminuem consideravelmente o *COP* do ciclo ejetor e demandam, portanto, grandes áreas de coletor solar.

Resumindo, a análise desenvolvida mostrou-se satisfatória no que diz respeito à finalidade à qual o presente trabalho se propõe; possibilitou um entendimento da influência de alguns parâmetros relevantes no estudo do sistema de cogeração conjugado ao ciclo ejetor-solar. Finalmente, a aplicação prática desta metodologia desenvolvida será fundamental para a validação real e a determinação de seus limites operacionais.

8. Referências

- F-Chart Software, 1994; Engineering Equation Solver, Madison, USA.
- Frangopoulos, C. A., 1983; Thermoeconomics functional analysis : A method for optimal design or improvement of complex thermal systems, Ph. D., Georgia Institute of Technology, Atlanta, USA.
- Holanda, M. R., 2003; Perspectiva de Cogeração com resíduos sólidos municipais sob a ótica da gestão ambiental, Tese, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, Brasil.
- Klein, S.A., Alvarado, F.L., 2005, F-chart Software, Engineering Equation Solver, Madison, Usa.
- Kotas, T. J., 1995; The exergy method of thermal plant analysis, Reprint ed., Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA.
- Medina Tapia, G. I., 1997; Otimização termoeconômica de ciclo de refrigeração por compressão por ejetor auxiliado com energia solar, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.
- Medina Tapia, G. I., 2005; Análise termoeconômica de um sistema de cogeração a gás natural conjugado a ciclo ejetor-solar, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2000a; Otimização Termoeconômica de Ciclo de Refrigeração por Compressão com Ejetor Auxiliado por Energía Solar, Encit 2000, Porto Alegre-Brazil, October 3-6.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2000b; Optimización Termoeconómica del Ciclo de Refrigeración por Compresión por Ejetor Auxiliado con Energía Solar, COCIN-CONAE 2000, Valparaíso-Chile, October 10-13.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2001a; Análise Termoeconômica Comparativa do Ciclo de Refrigeração com Ejetor movido com Energia Solar para os Fluidos R141b e R134a, CIDIM 2001, Mérida-Venezuela, October 23-26.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2001b; Análise Termoeconômica Comparativa do Ciclo de Refrigeração com Ejetor movido com Energia Solar para os Fluidos R114 e R134a, COBEM 2001, Uberlândia-Brazil, November 26-30.
- Medina Tapia, G. I., Colle, S., 2001c; Economical Optimization of an Enhanced Ejector Cooling Cycle Assisted by Solar Energy, ISES 2001, Adelaide-Australia, 25 November-2 December.
- Ministério de Minas e Energia, PROINFA (Programa de Incentivo as Fontes Alternativas de Energia Elétrica). Disponível em: < <http://www.mme.gov.br>>. Acesso em: 25 fevereiro 2005.
- Silveira, J. L., 1990; Estudo de cogeração aplicado a fabricação de papel e celulose, Dissertação de mestrado, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, Brasil.

SIMULATION AND OPTIMIZATION OF HEAT EXCHANGERS CLEANING SCHEDULES

Cezar Otaviano Ribeiro Negrão

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais – PPGEM, Laboratório de Ciências Térmicas – LACIT, Av. Sete de Setembro, 3165, 80.230-901, Curitiba-PR.
negrão@cefetpr.br

Márcio Madi

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais – PPGEM, Laboratório de Ciências Térmicas – LACIT, Av. Sete de Setembro, 3165, 80.230-901, Curitiba-PR.

Abstract. In oil refining, heat exchangers networks are employed to recover heat and therefore save energy of the plant. However, many heat exchangers in the crude oil pre-heat trains are under high risk of fouling. Under fouling conditions, the thermal performance of heat exchangers is continuously reduced and its supervision becomes an important task. The large number of heat exchangers in pre-heat trains and the change of operation conditions and feedstock charges make the daily supervision a difficult task. The current works has two aims: i) the simulation of the thermal behavior of heat exchanger networks under fouling condition and; ii) the optimization of the heat exchanger cleaning schedule. Steady state energy balances are employed to evaluate the outlet temperatures of the heat exchanger streams. The flow is considered single-phased and the fouling thermal resistance is assumed to increase linearly. Simulations results are corroborated with experimental data. The optimization criterion is based on the operational and maintenance cost of fouling.

Keywords. Heat exchangers, Fouling, Simulation, Optimization, Pre-heat train

1. Introduction

Heat exchangers in oil refineries are under risk high of fouling, which reduces significantly their thermal performance over time. The consumption of fuel is thus increased in the furnaces in order to compensate this loss. Frequently, the operation of the heat exchangers is interrupted for maintenance and cleaning. According to Bailey (1999), the US process industry expends more than 5 billion dollars per year with fouling related problems, such as maintenance costs, production and energy losses. The expenditure with fouling of only the US oil refining industry surpasses 2 billion dollars per year.

The identification of the optimal period for cleaning is not a trivial task. The number of heat exchanger in a network (eg. in the pre-heat train, the number may reach 50), the different rate of fouling and interdependence of these components are the reasons for that. Besides, the prediction of the thermal performance reduction and consequently the economic losses related to that is a complex assignment. The simulation of the heat exchanger network is an approach to diagnose the performance of these equipments over time and therefore, it can be employed to estimate losses. Previous work on the subject has been performed (Smaili et al. 2002).

The current works has two aims: i) the simulation of the thermal behavior of heat exchanger networks under fouling condition and; ii) the optimization of the heat exchanger cleaning schedule. Steady state energy balances are employed to evaluate the outlet temperatures of the heat exchanger streams. The flow is considered single-phased and the fouling thermal resistance is admitted to increase linearly. Simulations results are corroborated with experimental data. The optimization criterion is based on the operational and maintenance cost of fouling.

2. Mathematical Model

2.1 Conservation Equations

Although the problem is transient it is considered quasi-static; in other words, the thermal inertia of the heat exchangers is small compared to the time changes of the operation conditions. Additionally, no phase change of the fluids within the heat exchangers is admitted. Therefore, the heat balance of each heat exchanger can be written as:

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) = (\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h1} - T_{c1}) \varepsilon \quad (1)$$

Alternatively, the energy balance can be written to evaluate the outlet temperature of the fluid streams:

$$T_{2c} = T_{1c} + \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_c} (T_{1h} - T_{1c}) \cdot \varepsilon \quad (2)$$

$$T_{2h} = T_{1h} - \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_h} (T_{1h} - T_{1c}) \cdot \varepsilon \quad (3)$$

where \dot{m} is the mass flow rate, c_p , the specific heat of the fluid at constant pressure and T , the temperature of the fluid. The h , c , 1 and 2 subscripts refer to the hot and cold streams and to the inlet and outlet conditions of the heat exchangers, respectively. The subscript *min* means the smallest heat capacity between the cold and hot streams. ε is the effectiveness of the heat exchanger. For a shell and tube heat exchanger with one pass in the shell and n even passes in the tubes, the effectiveness is (Incropera e DeWitt, 1998):

$$\varepsilon = \frac{2}{I + R + \sqrt{(I + R^2)} \frac{I + e^{\left[-NTU \sqrt{(I + R^2)} \right]}}{I - e^{\left[-NTU \sqrt{(I + R^2)} \right]}}} \quad (4)$$

Note that effectiveness is a function of the heat capacity ratio:

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (5)$$

and the Number of Transfer Units (NTU):

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (6)$$

and A is the heat transfer area. U is the overall heat transfer coefficient expressed as:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{(UA)_L} + R_{fj} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_{fj} \quad (7)$$

where the indices o and i represent, respectively, the shell and tube and the index L indicates the clean heat exchanger. R_{fj} is the fouling thermal resistance on both heat exchanger sides and h is the convection heat transfer coefficient that can be obtained from the literature (Kakaç and Liu, 1998). These convection coefficients are a function of the geometry, flow rates and fluid properties.

2.2 Fouling Model

Tonin (2003) showed that the Index of Fouling proposed by Jerónimo et al. (1997) and the thermal resistance of fouling are directly related. Therefore, Madi et al. (2004) proposed the following relationship in order to estimate the fouling thermal resistance as a function of time:

$$R_{fj}(t) = R_{fjd}(t) \cdot IF(t) \quad (8)$$

where R_{fjd} is the thermal resistance of fouling defined at the design stage of the heat exchanger (TEMA, 1978) and IF is the index of fouling. For the heat exchangers presented in current work, the index of fouling rises linearly with time and therefore, the fouling thermal resistance.

2.3 Method of solution

A general simulation program was developed in order to simulate any network configuration, which can be defined by the program user.

The model solution provides the evaluation of the outlet temperatures of all heat exchanger. Equations (1) and (2), written for each heat exchanger, yield a set of linear equations, as the flow rates and fluid properties are considered

known values. These equations are interdependent and, therefore, they need to be solved simultaneously. In the current work, an iterative procedure is employed on the solution of the linear equations. The iterative solution approach was found to be easy to implement for a general network algorithm.

2.4 Cost Analysis

The additional fuel expenses due to fouling per unit of time can be computed by:

$$\dot{C}_L(t) = c_F (\dot{Q}_0 - \dot{Q}(t)) \quad (9)$$

where \dot{Q}_0 is the heat exchange rate by the network at time zero (all heat exchangers are clean), $\dot{Q}(t)$ is the heat exchange rate at a certain date (fouled heat exchangers) and c_F is the fuel cost per unit of heat. The extra fuel expenses due to fouling can be expressed by:

$$C_T = \int_0^{t_F} \dot{C}_L dt + C_m \quad (10)$$

where C_T is the total cost and C_m is the cleaning cost of the heat exchangers. t_F is the considered time horizon. The integral represents the additional expenses due to the performance losses of the network. As those values are evaluated at different dates, they are all converted to present values, employing an interest rate of 8% per year.

3.0 Results

3.1 Model Verification

First of all the model results are compared to measured data. Four heat exchangers of an oil pre-heat train (Refinery President Getúlio Vargas of Petrobras, located in Araucária-PR) were chosen for the comparison. Figure 1 shows these four heat exchangers, named TC-04, TC-05, TC-06 and TC-07. All heat exchangers are shell-and-tube type, where the oil flows within the tubes and the products (hot fluids) in the shell. The oil flow rate is the same for all heat exchangers and the product streams have independent inlet flow rates and temperatures. The flow rates and inlet temperatures of the products change continuously over time. Fouling thermal resistance curves, developed by Madi et al. (2004), are employed for each heat exchanger.

In this comparison, the heat exchangers were considered isolated; in other words, both oil and products inlet temperatures (measured values) are employed as boundary conditions of the problem. Figure 2 presents the outlet oil temperature of the heat exchanger TC-05 for a period of 29 months. The variation of the temperature is not only related to inlet temperature and flow rate changes but also because of fouling thermal resistance. Note that the maximum temperature difference between measured and computed values is in the order of 5°C. In the simulations, the changes of thermophysical properties of the fluids were not considered. Besides, the measured and calculated curves show similar behavior, indicating the fouling model is adequate. For the TC-06 heat exchanger, the maximum difference of measured and calculated values is 4°C (see Figure 3) and the curves also show similar results. The simulated results for the other heat exchangers are also corroborated with measured data.

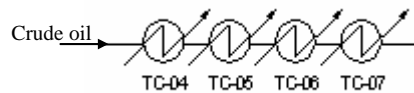


Figure 1 – Heat exchanger network.

3.2 Potentialities

The simulation allows the performance reduction evaluation of the heat exchanger network due to fouling and consequently, the prediction of extra fuel consumption in the furnace over time. Additionally, the removal of one or more heat exchangers from the network for cleaning can be simulated.

A case study was conducted to estimate the performance reduction of the network of Figure 1. The boundary conditions of the problem are considered constant over time: the mass flow rates and the product inlet temperatures for all heat exchangers and also the oil inlet temperature of heat exchanger TC-04. The thermophysical properties of the oil and products are also considered constant values. All the heat exchangers were admitted clean at the plant operation start-up (the fouling thermal resistances of all heat exchangers are null).

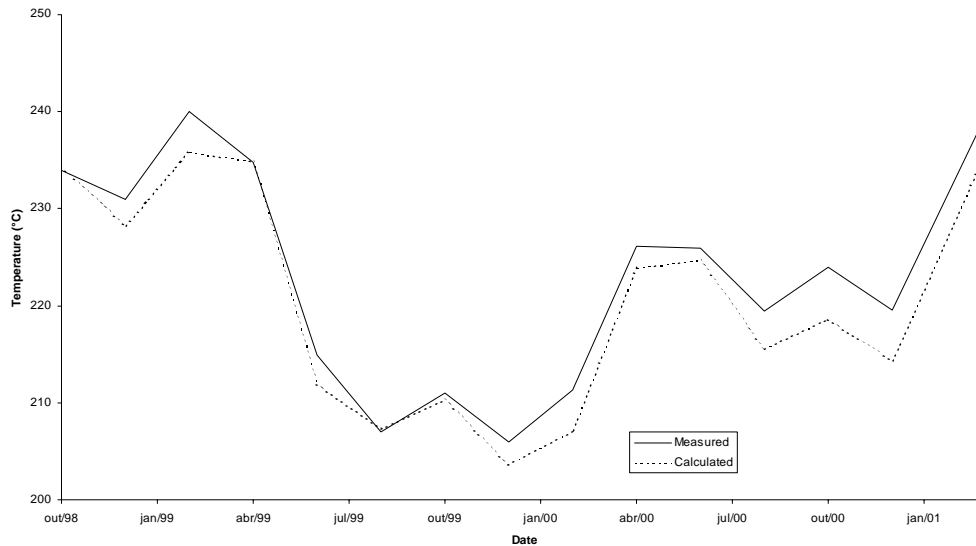


Figure 2 – Outlet oil temperature at heat exchanger TC-05.

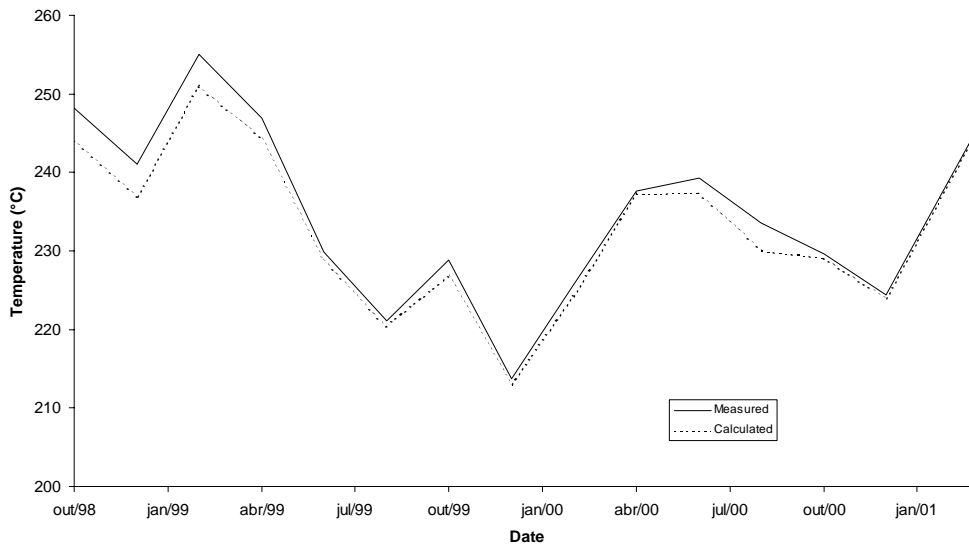


Figure 3 – Outlet oil temperature at heat exchanger TC-06.

Figure 4 shows the total heat rate of the network over a 30-month period. Between the tenth and twelfth months and between the twentieth and twenty second months the heat exchangers TC-6 and TC-07 were, respectively, removed for cleaning. During those periods, the network works with a by-pass at the removed heat exchanger position. After the cleaning time, the removed heat exchanger returns completely clean to its original position. The fouling and withdrawal effect of the heat exchanger on the network performance is clearly shown in Figure 4; the heat transfer rate reduction implies higher fuel consumption in the furnaces in order to reach the oil distillation temperature. One can see the cleaning of the heat exchanger TC-07 has a greater impact on the recovery of the network performance. Despite the fouling rates of both heat exchangers being similar, the second one was dirtier at its cleaning time. Additionally, the heat transfer rate of heat exchanger TC-07 is higher and therefore, its cleaning effect is more significant on the thermal performance of the network.

Employing the simulation results of the network without any cleaning over a 36-month period, a curve of additional fuel expenses in the furnace can be calculated by equation (9) (see Figure 5). All the single values shown in Figure 5 are present values computed by employing an 8% interest rate. The present value of any future value is zero as time tends to infinity and therefore the curve is asymptotic. The integration of such curve results in US\$ 480,275.39. That is the expenses with additional fuel over 36 months without any cleaning in the period.

3.3 Optimization

The optimization purpose is the minimization of equation (10), assuming the cleaning of a certain heat exchanger can take place at any month during the plant operation time. During the cleaning month, a particular heat exchanger is removed from the network and the oil is by-passed to the next one.

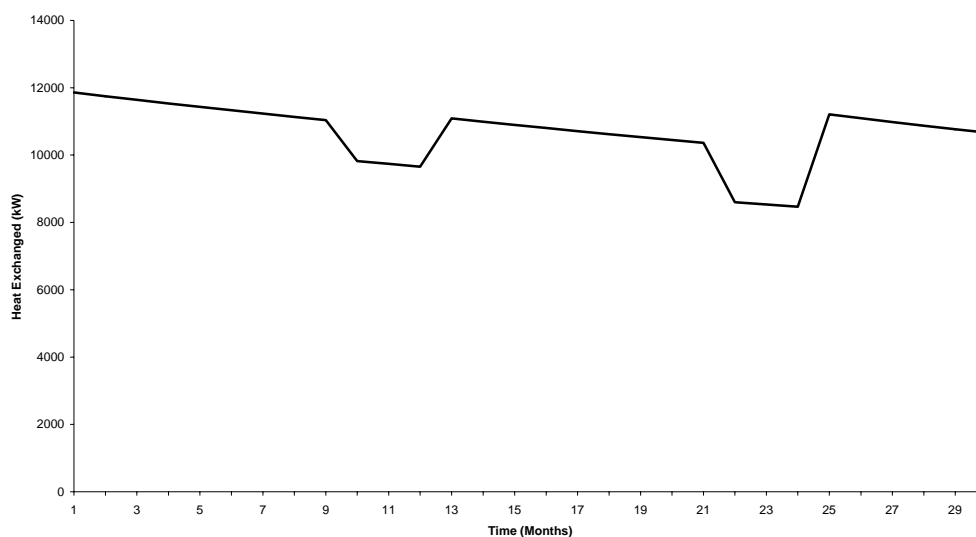


Figure 4 – Change of heat transfer rate of the network of Figure 1 over time.

The integration of equation (10) along 36 months, considering the cleaning of heat exchanger TC-06 at each month, is shown in Figure 6. Each point represents the present value of the integration. The value at time zero is the result of the integration without cleaning (US\$ 480,275.39), the value at month one is the integration when the heat exchanger is removed for cleaning in the first month of operation, and so on. The cleaning at the first two months provides expenses higher than that without cleaning. From this time on, the total expenses reduce, until a minimum value is found. The smaller value (US\$ 397,283.53) is reached at the eighteenth month. This value is 17% lower than the total expenses without cleaning. One can see the variation of the expenses from 16th to 21st month is under 0.5%. Therefore, the cleaning could take place during this period without great losses, providing more flexibility to the operation and maintenance staff.

The optimum cleaning time of heat exchanger TC-05 also takes place at the eighteenth month. The minimum value is US\$ 446,233.12 and it is 7% lower than total expenses without cleaning. Although the fouling thermal resistance of the heat exchanger TC-05 is higher than that of the heat exchanger TC-07 the cleaning of the first provides a lower reduction of the optimum total expenses because its heat transfer area is smaller. The cleaning of both heat exchangers at the eighteenth month reduces the total expenses to US\$ 372,129.17. This value represents 22.5% lower than the total expenses of the network without cleaning.

If heat exchangers TC-05, TC-06 and TC-07 are cleaned in the eighteenth month the total expenses are reduced to US\$ 340,476.32. On the other hand, if all heat exchangers are removed for cleaning in the eighteenth month the total expenses are US\$ 365,569.45. According to this criterion, the heat exchanger TC-04 should not be cleaned along the 36 months of the plant operation.

4. Conclusions

The current work presents an approach to simulate and optimize the cleaning schedule of heat exchanger networks due to fouling. This is useful for pre-heat trains of oil refinery plants. The modeling is based on the energy balance of heat exchangers. A linear fouling model is employed in order to predict the reduction of heat exchanger performance. The objective function is the additional fuel expenses in the furnace and the heat exchangers maintenance cost. A small network comprising four heat exchangers was chosen as a case study, and the heat exchangers have different fouling rates.

The simulation results were compared with measured values over 29 months and the differences are small. The fouling effect in the simulation results is similar to its counterpart in the measured data. Besides, the simulation can evaluate the network heat recovery and the removal effect of a heat exchanger on the network performance. The additional fuel expenses in the furnace are the difference between the clean network heat recovery and the heat recovery at a particular month.

The integration of the losses over a certain period provides the total additional expenses. The withdrawn of a heat exchanger each month for cleaning shows the total expenses has a minimum value. The optimization was conducted independently for each heat exchanger – the cleaning effect of a certain heat exchanger is not considered on the optimum of another heat exchanger. The results also show that cleaning three, out of four, heat exchangers at a certain month is cheaper than cleaning one, two or four.

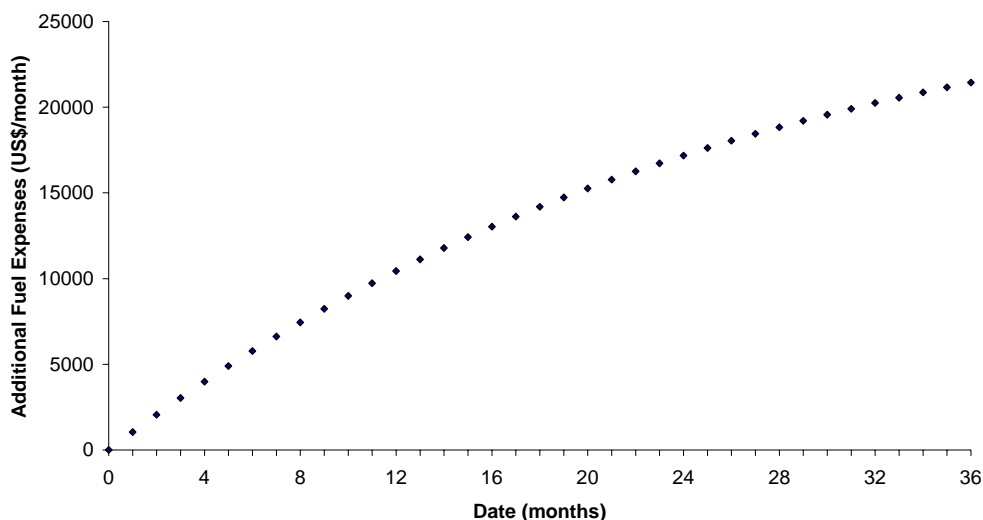


Figure 5 – Additional fuel expenses.

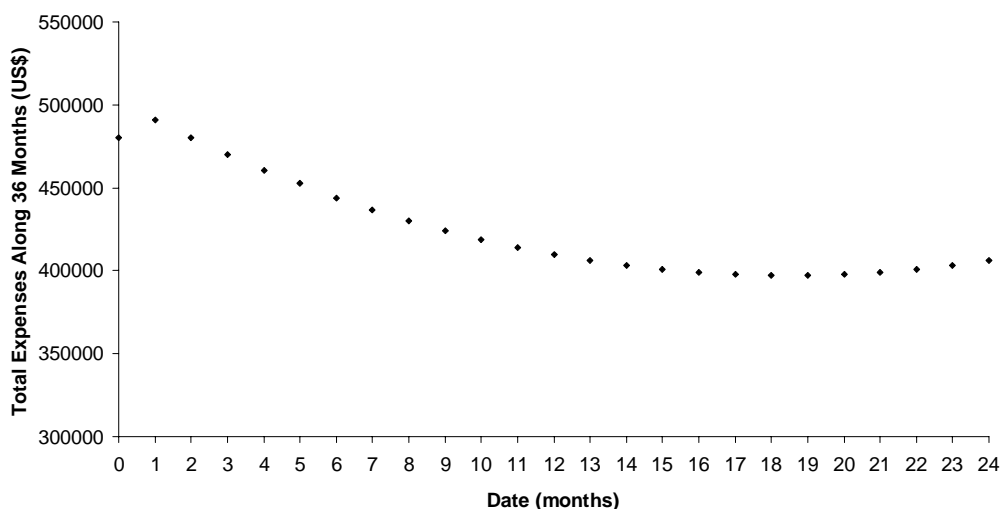


Figure 6 – Total additional expenses over 36 months when the heat exchanger TC-07 is cleaned each month.

5. Acknowledgements

The authors would like to thank the Brazilian Council of Technological and Scientific Development for the financial support and to REPAR/PETROBRAS for the provided measured data. Additionally, the authors acknowledges the financial support of ANP/FINEP – by means of the Human Resource Program of ANP for the gas and oil sector – PRH – ANP/MCT (PRH 10 – UTFPR).

6. References

- Bailey, K., 1999, “Optimize heat exchanger operations by minimizing fouling”, *Hydrocarbon Processing*, Vol. 78, No. 6, pp. 113-116.
- Incropera, F. P., Witt, D. P., 1990, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 3th edition, John Wiley and Sons.

- Jerónimo, M. A. S., Melo, L. F., Braga, A. S., Ferreira, P. J. B. F., Martins, C., 1997, “Monitoring the thermal Efficiency of Fouled Heat Exchangers – a Simplified Method”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 14, pp. 455-463.
- Kakaç, S., Liu, H., 1998, “Heat Exchangers – Selection, Rating and Thermal Design”, 1st edition, New York, CRC Press.
- Madi, M. Negrão, C. O. R., Massoquetti, 2004, R., “Analysis of Fouling Thermal Resistance of Heat Exchangers”, National Conference of Mechanical Engineering, Belém -PA, Brazil (in Portuguese).
- Smaïli, F., Vassiliadis, V. S. and Wilson, D. I., “Long Term Scheduling of Cleaning of Heat Exchanger Networks – Comparison of Outer Approximation-based Solutions with a Backtracking Threshold Accepting Algorithm”, *Trans. IChemE*, Vol. 80, Part A.
- TEMA, 1978, “Standards of the Tubular Exchangers Manufactures Association”, 6th edition, New York.
- Tonin, P. C., “Methodology for the Monitoring of Thermal Performance of Heat Exchangers Network”, MSc. Thesis, Post-graduate Program of Mechanical and Materials Engineering - PPGEM, Federal Center of Technological Education-Paraná - CEFET-PR, Curitiba-PR, Brazil (in Portuguese).

6. Copyright Notice

The author is the only responsible for the printed material included in his paper.

PROGRAMAÇÃO GENÉTICA COMBINADA COM ALGORITMO DOS MÍNIMOS QUADRADOS ORTOGONAIS APLICADA À IDENTIFICAÇÃO DE UM AQUECEDOR ELÉTRICO

Leandro dos Santos Coelho

Laboratório de Automação e Sistemas, LAS
Programa de Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, PPGEPS
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP 80215-901, Curitiba, PR, Brasil
leandro.coelho@pucpr.br

Resumo. A Programação Genética (GP, Genetic Programming), uma técnica heurística de otimização baseada na teoria de algoritmos genéticos, é um método bem sucedido usado para identificação de estruturas de modelos não-lineares pela análise dos sinais medidos do sistema. O problema de determinar um modelo para um sinal medido do sistema, isto é, a descoberta de relações matemáticas entre as variáveis observadas empiricamente medidas de um sistema é um importante problema em ciências térmicas. A GP habilita a identificação simultânea de modelos e parâmetros. Este artigo apresenta uma abordagem de GP combinada com algoritmo dos mínimos quadrados ortogonais para identificação de um aquecedor elétrico. O modelo matemático resultante e a análise do valor obtido para o coeficiente de correlação múltipla de Pearson entre a saída estimada e a saída real mostram a eficiência da abordagem de GP apresentada.

Palavras chave: sistema térmico, programação genética, aquecedor elétrico, identificação não-linear.

1. Introdução

A modelagem matemática, como ferramenta para reprodução do comportamento aproximado de fenômenos físicos, vem se destacando nas últimas décadas, seja para analisar as relações de causa e efeito em dados observados (Aguirre, 2004), seja para o desenvolvimento de controladores (Barroso, 2001).

Justificado pela complexidade dos modelos matemáticos não-lineares (Billings, 1980), os modelos lineares foram muito utilizados para representar o comportamento de sistemas em uma faixa restrita de operação. Os modelos lineares foram importantes para o desenvolvimento da modelagem, pois permitiram o entendimento local dos fenômenos. Entretanto, com o desenvolvimento tecnológico na área da computação, foi possível o desenvolvimento de técnicas de modelagem não lineares (Barroso, 2001), como, por exemplo, o método de Wiener, as séries de Volterra, os modelos bilineares (Haber e Unbehauen, 1990), as redes neurais artificiais (Haykin, 1996), os sistemas nebulosos (Harris *et al.*, 1993), os modelos polinomiais NARMAX (*Nonlinear AutoRegressive Moving Average with eXogenous inputs*) (Aguirre, 2004) usando o algoritmo dos mínimos quadrados ortogonais, entre outros (Ljung, 2001).

Muitos destes métodos são utilizados para estimar os parâmetros de um sistema desconhecido a partir de medidas de entrada e saída do sistema dinâmico sob análise, no entanto a mais importante questão é a identificação da estrutura do modelo. Uma abordagem frequente, neste caso, envolvendo a combinação do conhecimento do especialista (projetista ou engenheiro) e investigação experimental, é através de tentativa e erro selecionar a estrutura correta e a ordem do modelo desconhecido de um conjunto de modelos candidatos. As possíveis estruturas são deduzidas do conhecimento existente *a priori* do sistema, e a estimação dos valores dos parâmetros destes modelos é baseada em medidas disponíveis dos dados experimentais. Este procedimento consome tempo e leva, na maioria das vezes, à soluções sub-ótimas (Beligiannis *et al.*, 2005). Entretanto, é importante conhecer as potencialidades e limitações das diversas abordagens disponíveis na literatura, de forma a obter-se projetos eficientes em identificação de sistemas. Neste contexto, uma das mais importantes abordagens é a automação da seleção da estrutura do modelo, o que significa que uma gama extensa de estruturas de modelos seja mais rapidamente e facilmente investigada.

Este trabalho contribui com a apresentação de uma abordagem de programação genética (*Genetic Programming*, GP) para gerar modelos matemáticos de sistemas dinâmicos representados em uma estrutura em árvore. Na literatura tem sido propostas para aplicar GP em problemas de identificação de sistemas (Gray *et al.*, 1996, 1998; Dracopoulos e Kent, 1997; Rodríguez-Vázquez e Fleming, 1998; Hoffman e Nelles, 2001; Beligiannis *et al.*, 2005; Guo *et al.*, 2005; Yang, 2006). A idéia principal deste trabalho é aplicar o algoritmo dos mínimos quadrados ortogonais (*Orthogonal Least-Squares*, OLS) (Korenberg *et al.*, 1988) em conjunto a GP para estimar a contribuição de cada ramo da árvore na precisão do modelo. A estrutura de modelo testada pela GP em conjunto com o OLS foi a NARX (*Nonlinear AutoRegressive with eXogenous inputs*) para identificação de um forno elétrico.

O artigo é organizado da seguinte forma. Os fundamentos de identificação de sistemas são apresentados na seção 2. Os conceitos básicos e o procedimento de identificação usando GP são detalhados na seção 3. Uma breve descrição do

forno elétrico estudado e a análise dos resultados obtidos na identificação usando GP são comentadas na seção 4. Finalizando, a conclusão e comentários sobre futura pesquisa são apresentados na seção 5.

2. Identificação de sistemas

A tentativa de explicar ou reproduzir os comportamentos dos sistemas físicos é algo que há tempo desperta o interesse de pesquisadores. Com o desenvolvimento dos processos industriais e a necessidade de controlá-los, é preciso desenvolver modelos que reproduzam suas características estáticas e dinâmicas. A identificação de processos tem relevância, pois pode-se prever o que acontece a um processo, conhecendo a(s) entrada(s) e a(s) saídas anteriores, disponíveis do processo.

Os modelos matemáticos podem ser de dois tipos: físicos e empíricos (Pearson e Ogunnaike, 1997, Haber e Unbehauen, 1990). Os modelos físicos são decorrentes do conhecimento das características químicas e físicas do processo. Devido à complexidade e às incertezas do processo, os modelos físicos precisos são, freqüentemente, complexos e custosos de se desenvolver. No entanto, são capazes de representar com fidelidade o processo analisado. O custo pago pela fidelidade é a complexidade do modelo, e os modelos físicos, freqüentemente, não são adequados para o controle de processos, devido a dificuldades computacionais e matemáticas.

Os modelos empíricos, por outro lado, são estruturados pelos dados de entrada(s) e saída(s). Os modelos empíricos podem ser tão simples quanto desejados e podem ser projetados para auxiliar o projeto da estratégia de controle. Infelizmente, os modelos empíricos são, geralmente, menos precisos que os melhores modelos físicos, pois aproveitam a informação física. Evidentemente, muitas combinações de modelos físicos e empíricos existem, assim os dois grupos de modelos não são exclusivos.

O conhecimento matemático da dinâmica do processo é necessário na maioria dos esquemas de controle. O problema principal em identificação de processos é encontrar uma estrutura apropriada para o modelo do processo. A regra básica em estimação é “não estimar o que se conhece”. Em outras palavras, pode-se utilizar o conhecimento *a priori* do processo e suas características físicas, quando seleciona-se a estrutura do modelo. O conhecimento do processo pode ser classificado e codificado em (Sjöberg, 1995):

- (i) *modelo caixa-branca (white-box)*: o modelo é perfeitamente conhecido, sendo possível construí-lo a partir do conhecimento *a priori* das características físicas do sistema;
- (ii) *modelo caixa-cinza (grey-box)*: alguns conhecimentos das características físicas são avaliadas, mas diversos parâmetros necessitam ser determinados a partir dos dados observados. As duas modelagens consideradas para obtenção do modelo matemático são:
 - *modelagem física*: a estrutura do modelo é construída com base física, apresentando parâmetros a serem estimados a partir dos dados.
 - *modelagem semi-física*: o conhecimento das características físicas são utilizados para sugerir certas combinações de sinais de dados medidos.
- (iii) *modelo caixa-preta (black-box)*: o conhecimento das características físicas não é avaliado (ou utilizado), mas a escolha da estrutura do modelo apresenta flexibilidade.

A análise de modelos caixa-preta é uma tarefa complexa. O motivo é que nada é excluído, e um espectro amplo das possíveis descrições do modelo é manipulado. Os estudos em identificação caixa-preta de processos não-lineares é diversificada e abrange tópicos de estimação e regressão não-paramétrica. Entre os algoritmos desta área estão os *wavelets*, modelos de sistemas nebulosos e as redes neurais artificiais.

A identificação de processos é, muitas vezes, abordada como um problema de otimização, envolvendo algumas medidas para a adequação dos modelos candidatos a representar um processo. A escolha dos modelos matemáticos e o ajuste dos parâmetros são influenciados por fatores, entre os quais: (i) o conhecimento *a priori* do sistema (linearidade, grau de não-linearidade e atraso de transporte); (ii) as propriedades do modelo do sistema identificado (complexidade); (iii) a escolha da medida de erro a ser minimizada; e (iv) a presença de ruídos.

Um procedimento eficiente de identificação de sistemas envolve, muitas vezes, múltiplos e conflitantes objetivos, tipicamente a complexidade do modelo, o(s) critério(s) de desempenho e a validação que influenciam a seleção da estrutura do modelo matemático. Existem diversas razões para manter a ordem do modelo tão baixa quanto possível. Os critérios de informação podem ser introduzidos para combinar a adequação e os princípios fundamentais de construção de modelos, tais como: (i) *princípio da redução de dados*: o menor número de variáveis deve ser utilizado para explicar uma quantidade máxima de informação, e (ii) *princípio da parcimônia* (ou *razão de Occam*): os melhores modelos são obtidos utilizando-se as estruturas aceitáveis simples, contendo o menor número de parâmetros.

Entre os critérios utilizados destacam-se: informação Bayesiana, Akaike ou *minimum description length*, que combinam a variância residual e a ordem do modelo. O objetivo do algoritmo de otimização é a minimização de um critério de desempenho. Se todas as restrições e as condições forem atendidas, o modelo encontrado é aceito. Caso contrário, se uma das condições impostas é violada, o procedimento de determinação do modelo, de estimação de parâmetros e diagnóstico do modelo deve ser repetido até que seja encontrado um modelo apropriado.

A seguir são descritos os fundamentos da GP combinada com OLS para identificação de modelos NARX.

3. Fundamentos da computação evolutiva, programação genética e OLS

Os métodos de busca e otimização, usualmente, são classificados em técnicas baseadas em cálculo, procura randômica e enumerativas. As técnicas baseadas em cálculo utilizam um conjunto de condições necessárias e suficientes a serem satisfeitas pelas soluções ótimas de um problema de otimização, sendo estas técnicas subdivididas em métodos diretos (exemplo: Fibonacci, Newton) e indiretos (exemplo: gradiente conjugado, Gauss-Seidel, Jacobi). Os métodos enumerativos (exemplo: programação dinâmica) caracterizam-se pela procura de cada ponto relatado de um domínio do espaço através de uma função objetivo. Os métodos guiados por procura randômica são baseados em técnicas enumerativas, contudo utilizam-se de informação adicional para guiar a procura, e suas maiores classes são os paradigmas de *simulated annealing* e da computação evolutiva.

Atualmente, a Computação Evolutiva (CE) constitui-se numa alternativa as técnicas convencionais em busca e otimização. A CE engloba um número crescente de metodologias, das quais as mais importantes são (i) algoritmos genéticos, desenvolvidos principalmente por A.S. Fraser, H.J. Bremermann, J. Reed e J. Holland entre a década de 50 e 70, com refinamentos posteriores por K. De Jong, J. Grefenstette e D. Goldberg; (ii) estratégias evolutivas, desenvolvidas na Alemanha, por I. Rechenberg e H.P. Schwefel; (iii) programação evolucionária, desenvolvidas por L.J. Fogel, A.J. Owens e M. J. Walsh, nos Estados Unidos, na década de 60, refinada recentemente por D.B. Fogel; (iv) programação genética, tratadas por pesquisadores como J.R. Koza, J.P. Rice, P.J. Angeline e K.E. Kinnear; e (v) sistemas classificadores, abordados na literatura por G.E. Goldberg, S.W. Wilson e J.H. Holland. O paradigma CE atualmente tende a interagir de modo a dar origem aos denominados algoritmos evolutivos ou evolucionários (AEs). Na figura 1 é apresentado um pseudocódigo básico de um algoritmo evolutivo.

```

geração ← 0
inicialização (P(t))
avaliação da aptidão da população (P(t))
enquanto o critério de parada para P(t) não for atingido
{
    geração ← geração + 1
    P(t) = seleção (P(t-1))
    recombinação (P(t))
    mutação (P(t))
    avaliação da aptidão da população(P(t))
}
    
```

Figura 1 - Pseudocódigo básico de um AE.

3.1. Programação genética

A metodologia da computação evolutiva denominada programação genética é uma extensão dos algoritmos genéticos no tratamento da complexidade de estruturas computacionais, visando a obtenção de soluções potenciais em um ambiente que imite o processo de Darwin. A GP é uma abordagem para a geração automática de programas de computador desenvolvida por John Koza (Koza, 1992; Koza, 1994). A GP utiliza um desenvolvimento eficiente à geração de expressões simbólicas e executa regressões simbólicas direcionando a determinação simultânea da estrutura e complexidade requerida pelo modelo durante o processo evolutivo.

A resolução de um problema por GP pode ser abordado como uma busca através de possíveis combinações de expressões simbólicas definidas pelo projetista. Cada expressão é codificada como uma estrutura em árvore, apresentando um comprimento variável e subdividida em nós. Os elementos da população são um alfabeto funcional, por exemplo, o conjunto $\{+, -, *, /, \sqrt{\quad}, \log, \exp\}$, e um alfabeto terminal, por exemplo, uma variável, valor constante ou número, por exemplo, o conjunto $\{2, x, y, z, 2,67\}$. Os elementos são tipicamente conjuntos fixos de símbolos selecionados no tratamento da solução de problemas em domínio de interesse, permitindo a otimização de uma estrutura em árvore de maneira mais apropriada que apenas por parâmetros numéricos.

Para garantir a viabilidade das árvores de sintaxe abstrata, John Koza definiu a propriedade de fechamento (*closure*) (Koza, 1992). Para satisfazê-la, cada função do conjunto F deve aceitar, como seus argumentos, qualquer valor que possa ser retornado por qualquer função ou terminal. Esta imposição garante que qualquer árvore gerada pode ser avaliada corretamente (Rodrigues, 2002).

Um caso típico de problema de Fechamento é a operação de divisão. Matematicamente, não é possível dividir um valor por zero. Uma abordagem possível é definir uma função alternativa que permita um valor para a divisão por zero. É o caso da função de divisão protegida (*protected division*) % proposta por (Koza, 1992). A função % recebe dois argumentos e retorna o valor 1 (um) caso seja feita uma divisão por zero e, caso contrário, o seu quociente (Rodrigues, 2002).

Para garantir a convergência para uma solução, John Koza definiu a propriedade de suficiência (*sufficiency*) onde os conjuntos de funções F e o de terminais T devem ser capazes de representar uma solução para o problema (Koza 1992). Isto implica que deve existir uma forte evidência de que alguma composição de funções e terminais possa produzir uma solução. Dependendo do problema, esta propriedade pode ser óbvia ou exigir algum conhecimento prévio de como deverá ser a solução (Rodrigues, 2002).

O espaço de busca é um hiper-espaço de todas as possíveis composições de funções que podem ser recursivamente compostas pelo alfabeto funcional e terminal. As expressões simbólicas (*S-expressions*) de uma linguagem de programação *LISP* (*List Processing*) são maneiras especialmente convenientes de criar e manipular as composições de funções e terminais. Estas expressões simbólicas em *LISP* correspondem diretamente a uma *parse tree* que é internamente criada por muitos compiladores (Koza, 1992; Koza, 1994). A figura 1 apresenta um diagrama de blocos típico de uma árvore de GP. Na figura 1, $u(t)$ representa um sinal de entrada e $y(t)$ é um sinal de saída em um sistema dinâmico.

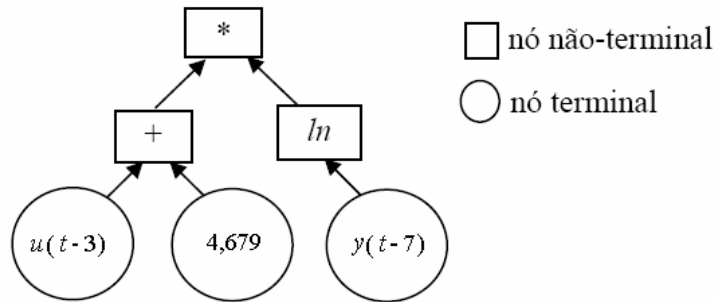


Figura 1 - Representação de um diagrama de blocos típico da GP.

O ciclo básico de otimização na programação genética pode ser resumido em um fluxograma, conforme apresentado na figura 2.

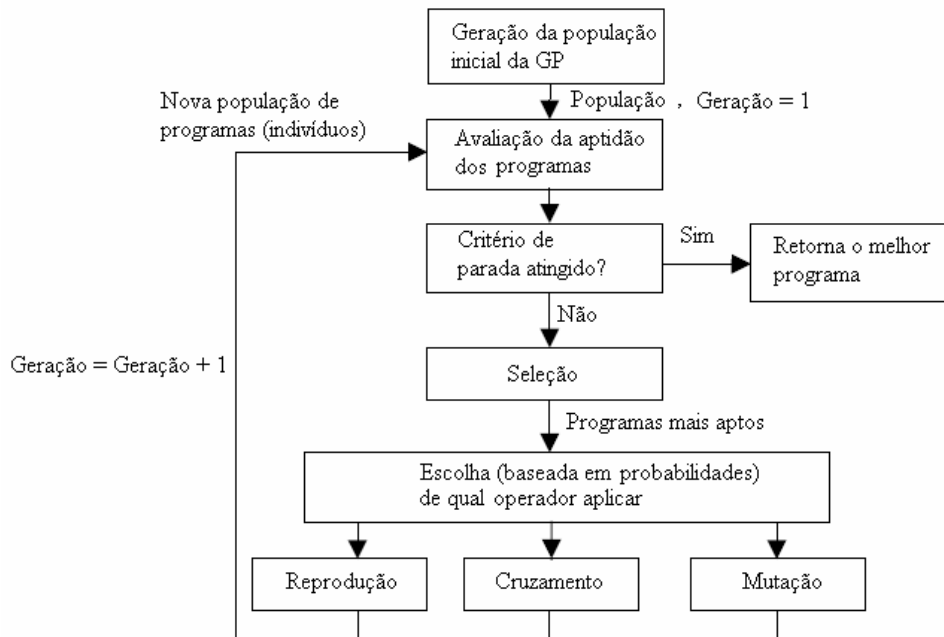


Figura 2 – Ciclo básico de otimização da GP.

3.1.1. Operadores utilizados na programação genética

Cruzamento: O *crossover* (ou cruzamento) é o operador responsável pela recombinação de características dos indivíduos, seria a reprodução sexuada da biologia. Consiste basicamente em trocar um segmento de um indivíduo por um segmento de outro e vice-versa.

A operação de cruzamento é implementada por meio de sub-árvores de indivíduos aleatoriamente selecionados e pela execução de permutações de termos entre estas. As operações de mutação, mais usuais, consistem da troca de

genes com imposição de restrições pelo projetista (McKay *et al.*, 1996; Gray *et al.*, 1996). Neste trabalho, é adotado o cruzamento com um ponto de corte. Um exemplo de operação de cruzamento é apresentado na figura 3.

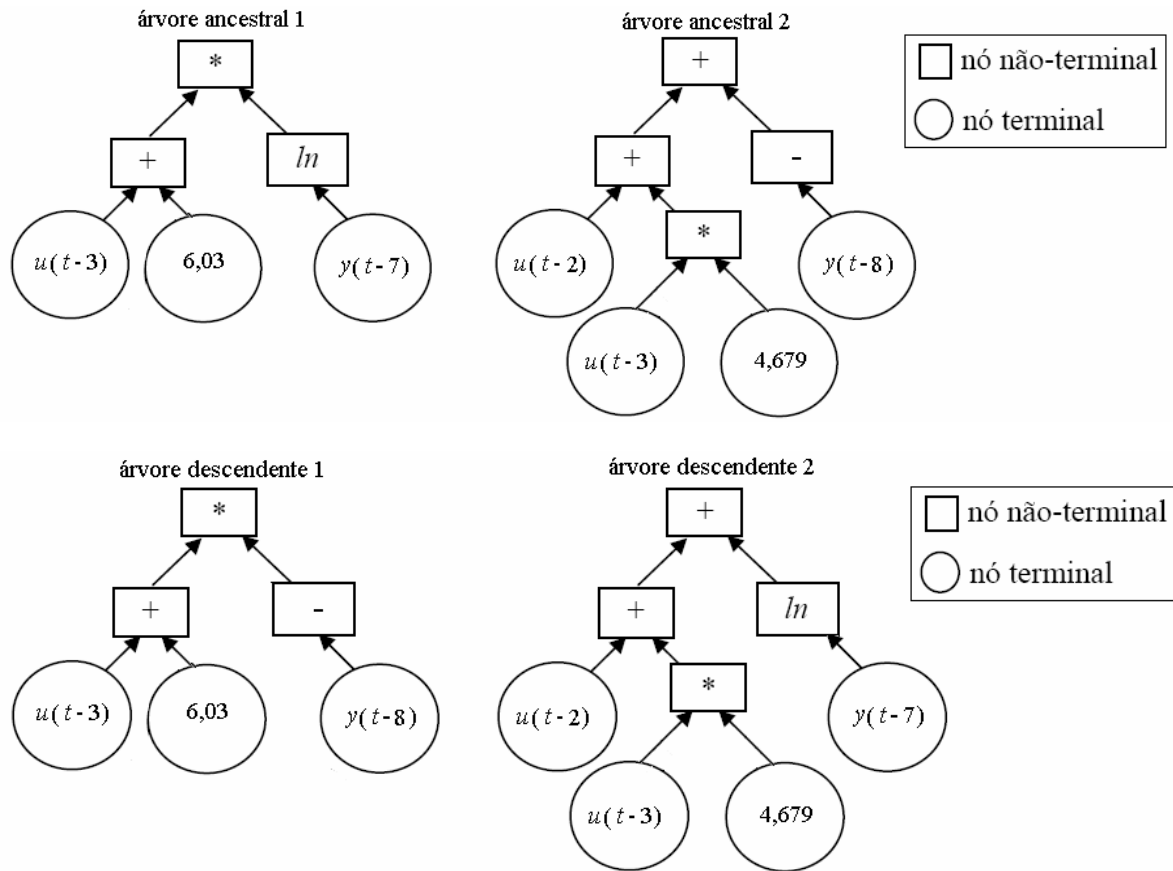


Figura 3 - Exemplo de uma operação de cruzamento com um ponto de corte.

Mutação: Na GP, a mutação consiste em selecionar aleatoriamente um ponto da árvore, a qual representa um indivíduo, e gerar aleatoriamente uma nova sub-árvore para ser colocada neste ponto. Nas figuras 4 e 5 são apresentados exemplos de operações de mutação.

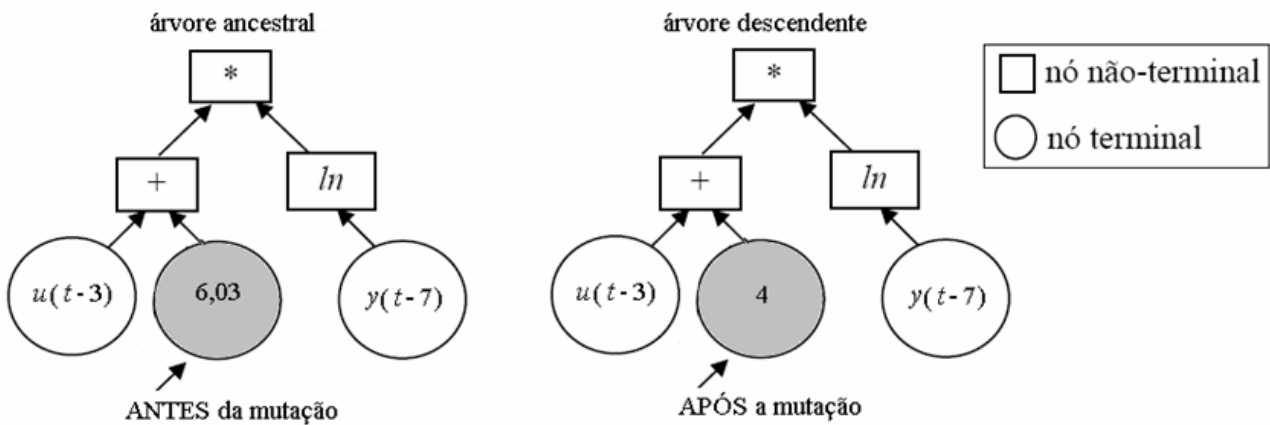


Figura 4 – Exemplo de uma operação de mutação.

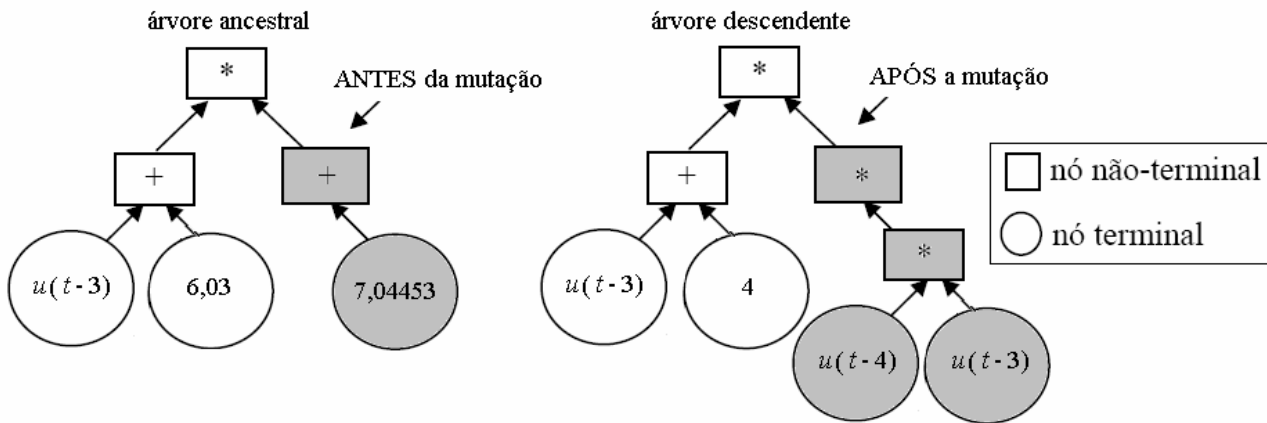


Figura 5 - Exemplo de outra operação de mutação.

Reprodução e Seleção: A reprodução assexuada simplesmente copia os indivíduos para a próxima população, ou seja, não é realizada nenhuma mudança. No entanto, a seleção é responsável pela escolha de n indivíduos (árvores no caso da GP) que sofrerão a aplicação dos operadores genéticos, gerando N novos indivíduos que irão participar da próxima população. É importante observar que, no caso específico em que se deseja manter constante o número de indivíduos em cada nova população gerada, a seleção escolhe n indivíduos de uma população de n indivíduos, mas isso não quer dizer que todos os indivíduos da população serão selecionados. Um indivíduo pode ser selecionado mais de uma vez, pois a seleção de cada indivíduo é feita a partir da população inteira (incluindo indivíduos já selecionados). Existem vários métodos de seleção. Entre eles, o método da roleta (*roulette-wheel*) e a seleção por torneio. Neste trabalho é adotado o método da roleta com elitismo.

3.1.2. Identificação de sistemas usando programação genética

Os modelos lineares nos parâmetros podem ser formulados como:

$$y(t) = \sum_{i=1}^M p_i F_i(x(t)), \tag{1}$$

onde F_1, \dots, F_M são funções não-lineares e p_1, \dots, p_M são os parâmetros do modelo. O problema de seleção da estrutura para modelos lineares nos parâmetros é o de determinar um conjunto apropriado de funções não lineares. Para lidar com este problema, duas abordagens podem ser adotadas: (i) gerar todas as possíveis estruturas de modelos e selecionar a melhor, e (ii) transformar o problema em um problema de otimização e resolvê-lo baseado em um algoritmo (heurístico) de busca.

O problema da primeira abordagem é que existe um vasto número de estruturas possíveis o que torna impossível na prática avaliar todas elas. A segunda abordagem é então adotada neste trabalho, sendo esta baseada em GP.

O algoritmo OLS é aplicado a GP no intuito de transformar as árvores em árvores mais simples (algoritmo de poda) e que sejam mais transparentes, mas também tão precisas quanto às árvores originais. O algoritmo OLS para isto é baseado em uma taxa de redução de erro (*Error Ratio Reduction, ERR*). O *ERR* indica o quanto cada termo inserido no modelo pode melhorar a representação do sistema. Um termo que diminua muito os erros de modelagem é, a princípio, melhor para a qualidade do modelo que um outro que não os reduza tanto assim. É importante ressaltar que o cálculo do *ERR* exige a estimação dos parâmetros do modelo usando a GP. O *ERR* é portanto uma medida da “importância” individual de cada termo na modelagem. Essa medida permite ordenar um conjunto de termos candidatos a serem incluídos num modelo em ordem decrescente de “importância”. Esta é a base da detecção de estrutura utilizando o critério *ERR* (Freitas, 2001). Detalhes sobre o OLS são encontrados em Korenberg *et al.* (1988), Kukreja (2003) e Aguirre (2004).

Durante o procedimento de identificação, o conjunto de funções F da GP foi selecionado para conter as operações aritméticas $F = \{+, -\}$ e o conjunto terminal T contendo os seguintes argumentos $T = \{u(t-1), \dots, u(t-n_u), y(t-1), \dots, y(t-n_y)\}$, onde n_u e n_y são as ordens de atrasos das entradas $u(t)$ e saída $y(t)$ do sistema dinâmico, respectivamente, no instante de tempo t . Baseado no algoritmo OLS, os termos de cada modelo são ordenados pelos valores de *ERR*.

4. Identificação de sistemas

Na natureza os seres vivos são selecionados naturalmente com base no seu grau de adaptabilidade ao meio ambiente. Em GP, isto é expresso pela função de aptidão (*fitness*). Os programas que melhor resolverem o problema recebem os melhores valores de aptidão e, conseqüentemente, têm maior chance de serem selecionados para reproduzir (Rodrigues, 2002).

A identificação de sistemas trata do problema de construção de modelos baseados em dados medidos do sistema. O procedimento de identificação exige o envolvimento do modelador, e consiste em: (i) projeto e execução de testes para a obtenção dos dados e determinação da taxa de amostragem; (ii) detecção de não-linearidades no sistema; (iv) escolha da representação; (v) detecção da estrutura do modelo; (vi) estimação dos parâmetros do modelo; e (vii) validação do modelo (Coelho, 2002).

Neste caso, a etapa de estimação dos parâmetros e também validação do modelo deve possuir um índice de avaliação quantitativa do desempenho do modelo baseado na saída predita do modelo em relação a saída do sistema. No contexto da identificação do forno térmico será considerada apropriada se um critério de erro definido previamente pelo projetista está entre valores admissíveis às necessidades do projeto. O critério escolhido neste estudo (função *fitness* a ser maximizada pela GP) foi o coeficiente de correlação múltipla regido pela equação

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{t=1}^N (y(t) - \hat{y}(t))^2}{\sum_{t=1}^{Na} (y(t) - \bar{y})^2}, \quad (2)$$

onde N é o número de amostras avaliado, $y(t)$ é a saída do sistema térmico, $\hat{y}(t)$ é a saída estimada pela GP, \bar{y} é a média das medidas do sistema térmico. Quando o valor de R^2 é igual a 1,0 indica uma aproximação exata do modelo aos dados medidos do processo. O valor de R^2 entre 0,9 e 1,0 é considerado suficiente para aplicações práticas, principalmente em projetos de identificação e sistemas de controle baseados em modelo.

4.1. Estudo de caso: Aquecedor elétrico

Este forno elétrico encontra-se no Laboratório de Controle de Processos Industriais (LCPI) do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento em Engenharia Elétrica (CPDEE) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG) (Aguirre *et al.*, 2005). O forno é uma caixa metálica com dimensões 15 x 10 x 31 cm, construído a partir de uma chapa de alumínio com espessura igual a 2 mm. O elemento de aquecimento interno é uma lâmpada elétrica de 200 W. O forno não é isolado termicamente, de modo que variações na temperatura ambiente afetam seu comportamento dinâmico. O sensor utilizado para medição da temperatura é um resistor de coeficiente de temperatura negativo (NTC) ligado em ponto de Wheatstone, a qual encontra-se equilibrada a temperatura ambiente (Côrrea, 1997, Rodrigues, 1996). Devido ao mecanismo interno de transferência de calor, o processo é não-linear e dependente da condição de operação. Além disso, ele apresenta diferentes constantes de tempo de aquecimento e resfriamento, caracterizando uma dinâmica bilinear (Abreu, 1993). Estes fenômenos não-lineares não podem ser reproduzidos por modelos lineares convencionais (Aguirre *et al.*, 1998). Os sinais de entrada e saída são mostrados na figura 6.

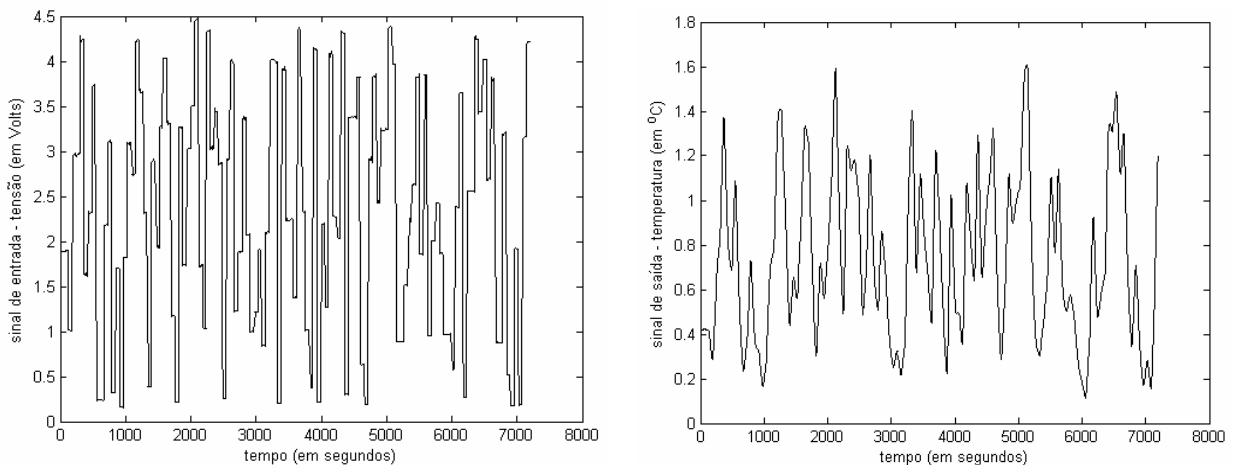


Figura 6 - Dados de entrada e saída do forno elétrico.

Adota-se, neste artigo, uma GP com tamanho de população de 40 indivíduos (vetores solução), probabilidade de cruzamento de 0,90, probabilidade de mutação de 0,50 e critério de parada de 20 gerações.

Tradicionalmente, a população na GP é composta por árvores geradas aleatoriamente a partir dos conjuntos de funções F e de terminais T . Usualmente se especifica um limite máximo para a profundidade da árvore para se evitar árvores muito grandes. Neste trabalho adotou-se uma profundidade máxima de 5.

O valor de polarização (*bias*) ERR adotado no OLS foi 0,01. Foram testadas várias configurações de projeto usando diferentes ordens para n_y e n_u , sendo estas limitadas a sistemas de terceira ordem. Neste caso o melhor resultado (melhor média harmônica para R^2 e também MSE) obtido foi no teste 8 (ver tabela 1 e a melhor representação na figura 7) com um modelo NARX de 5 parâmetros para representar o forno elétrico. Neste caso houve a presença de um termo regressor não linear $\{u(t-2)u(t-1)\}$. A equação para representar o sistema obtida pela GP, visando a predição de infinitos passos à frente, foi

$$y(t) = -0,286494y(t-3) + 0,235753y(t-2) + 0,004042u(t-1) + 0,004315u(t-2)u(t-1) - 0,001186 \quad (3)$$

Tabela 1. Resultados das simulações na identificação NARX do forno elétrico usando GP.

teste realizado	n_y (máximo)	n_u (máximo)	R^2 (estimação)	R^2 (validação)	R^2 (média harmônica)	MSE (estimação)	MSE (validação)	MSE (média harmônica)
1	1	1	0,6593	0	0	0,0419	0,2596	0,0722
2	2	1	0,9965	0,9455	0,9703	$4,2670 \cdot 10^{-4}$	0,0068	$8,0295 \cdot 10^{-4}$
3	1	2	0,8276	0	0	0,0212	0,2301	0,0388
4	2	2	0,9934	0,9650	0,9790	$8,1477 \cdot 10^{-4}$	0,0040	0,0014
5	1	3	0	0	0	0,6064	6,1096	1,1033
6	3	1	0,1822	0	0	0,1004	0,5486	0,1698
7	2	3	0,9923	0,9707	0,9814	$9,4407 \cdot 10^{-4}$	0,0036	0,0015
8	3	2	0,9837	0,9806	0,9822	0,0020	0,0024	0,0022
9	3	3	0,8423	0,3655	0,5098	0,0194	0,0789	0,0311

Notação: MSE é a sigla adotada para *Mean Squared Error*

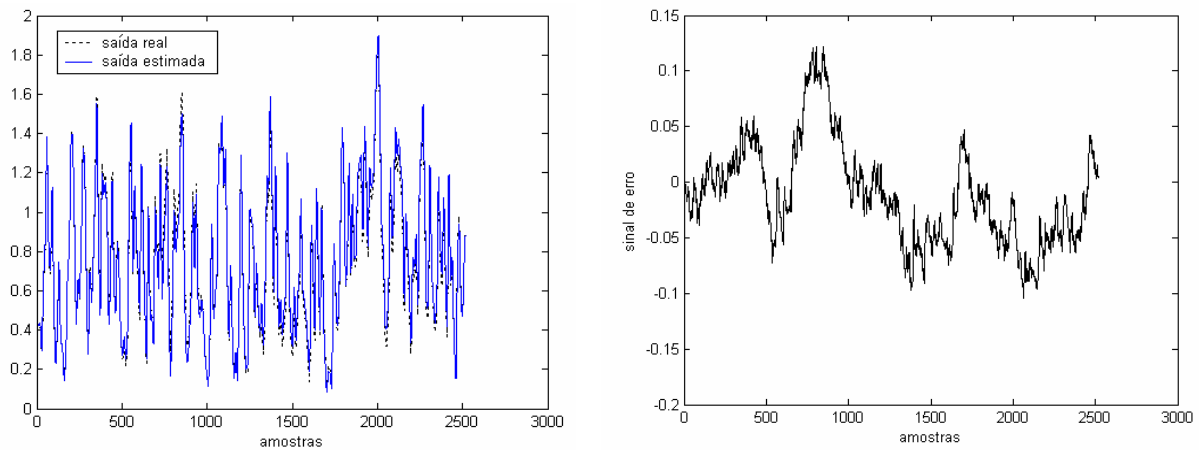


Figura 7 - Melhor estimativa na identificação do forno elétrico (teste 8 da tabela 1) usando GP.

Os resultados obtidos quando as ordens máximas $n_y = n_u = 1$ foram adotadas foram insatisfatórios baseando-se no índice R^2 apresentado na tabela 1. Neste contexto, nota-se pelos resultados apresentados na tabela 1, que quando $n_y \geq 2$ foi utilizado no projeto da GP, os resultados de R^2 foram promissores. Entretanto, todas as estimativas quando o n_y proposto era unitário foram inadequadas.

5. Conclusão e futura pesquisa

A idéia da identificação de sistemas é permitir a elaboração do modelo matemático de um sistema dinâmico baseado em medidas coletadas pelo ajuste de parâmetros e/ou do modelo matemático, até que a saída do sistema aproxime, de forma adequada, os valores de saída desejada (Johansson, 1993). Neste caso, a identificação de sistemas

pode ser aplicada sempre que se procura obter modelo matemático para um sistema que possui grandezas mensuráveis e para o qual, por qualquer motivo, não tenha sido possível derivar um modelo pela física do processo por ser muito complexa ou devido à inexistência de conhecimento a respeito do sistema em questão.

A representação dos programas em GP tradicionalmente se baseia em árvore de sintaxe abstrata, isto é, os programas são formados pela livre combinação de funções e terminais adequados ao domínio do problema. Este tipo de representação é adequada para o desenvolvimento de procedimentos de identificação de sistemas. Neste contexto, existem várias alternativas de identificação de modelos lineares ou mesmo não lineares.

Este trabalho contribuiu com a apresentação de uma abordagem de GP aliada ao algoritmo dos mínimos quadrados ortogonais para a identificação de modelos NARX para representar o comportamento dinâmico de um forno elétrico.

Um resumo dos resultados obtidos com a GP foi apresentado na tabela 1 para predição de infinitos passos à frente do comportamento da variável de saída do forno elétrico. Observou-se pelos resultados da tabela 1, que em termos da média harmônica do coeficiente de correlação múltipla (R^2), os resultados da GP usando ordens máximas de atraso com valores $(n_y, n_u) = (2,1), (2,1), (2,2), (2,3), (3,2)$ obtiveram boa aproximação para a saída do forno elétrico.

Em futura pesquisa, deseja-se implementar métodos de otimização não-linear para aprimorar o projeto da GP em termos de precisão quando aplicada em problemas de identificação não-linear.

6. Referências

- Abreu, S.D.G., 1993, “Avaliação de Desempenho de Controladores Auto-Ajustáveis”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.
- Aguirre, L.A., 2004, “Introdução à Identificação de Sistemas: Técnicas Lineares e Não Lineares Aplicadas a Sistemas Reais”, Editora da UFMG, Belo Horizonte, MG.
- Aguirre, L.A., Coelho, M.C.S., Corrêa, M.V., 2005, “On the Interpretation and Practice of Dynamical Differences Between Hammerstein and Wiener Models”, IEE Proceedings, Part D: Control Theory and Applications, Vol. 152, No. 4, pp. 349-356.
- Aguirre, L.A., Rodrigues, G.G., Jácome, C.R.F., 1998, “Identificação de Sistemas Não-Lineares Utilizando Modelos NARMAX Polinomiais – Uma Revisão e Novos Resultados”, SBA Controle & Automação, Vol. 9, No. 2, pp. 90-106.
- Barroso, M. F. S., 2001, “Métodos de Otimização Mono-Objetivo Aplicados à Identificação Caixa-Cinza de Sistemas Não-Lineares”, Dissertação de Mestrado do PPGEE, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.
- Beliagiannis, G.N., Skarlas, L.V., Likothanassis, S. D., Perdikouri, K. G., 2005, “Nonlinear Model Structure Identification of Complex Biomedical Data Using a Genetic-Programming-Based Technique”, IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, Vol. 54, No. 6, pp. 2184-2190.
- Coelho, M.C.S., 2002, “Modelos de Hammerstein e de Wiener: Conexões com Modelos NARX e sua Aplicação em Identificação de Sistemas Não-lineares”, Dissertação de Mestrado do PPGEE, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.
- Corrêa, M.V., 1997, “Identificação de Sistemas Dinâmicos Não Lineares Utilizando Modelos NARMAX Racionais - Aplicação a Sistemas Reais”, Dissertação de Mestrado do PPGEE, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.
- Daisy, Database for the Identification of Systems, <http://www.esat.kuleuven.ac.be/sista/daisy/> [Acesso 16/02/2006], 2006.
- Dracopoulos, D.C., Kent, S., 1995, “Genetic Programming for Prediction and Control”, Neural Computing & Applications, Vol. 6, No. 4, pp. 214-228.
- Dullerud, G., Smith, R., 1996, “Sampled Data Model Validation: an Algorithm and Experimental Application”, International Journal of Robust and Nonlinear Control, Vol. 6, No. 9/10, pp. 1065-1078.
- Freitas, U.S., 2001, “Uso de Técnicas de Detecção de Estrutura na Identificação de Modelos Dinâmicos Contínuos Não Lineares Polinomiais”, Dissertação de Mestrado do PPGEE, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.
- Gray, G.J., Li, Y., Murray-Smith, D.J., Sharman, K.C., 1996, “Structural System Identification using Genetic Programming and a Block Diagram Oriented Simulation Tool”, Electronic Letters, Vol. 32, No. 15, pp.1423-1424.
- Gray, G.J., Murray-Smith, D.J., Li, Y., Sharman, K.C., Weinbrenner, T., 1998, “Nonlinear Model Structure Identification Using Genetic Programming”, Control Engineering Practice, Vol. 6, pp. 1341-1352.
- Guo, H., Jack, L.B., Nandi, A.K., 2005, “Feature Generation Using Genetic Programming with Application to Fault Classification”, IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics – Part B; Cybernetics, Vol. 35, No. 1, pp. 89-99.
- Haber, R., Unbehauen, H., 1990, “Structure Identification of Nonlinear Dynamic Systems — a Survey on Input/Output Approaches”, Automatica, Vol. 26, No. 4, pp. 651-677.
- Harris, C.J., Moore, C.G., Brown, M., 1993, “Intelligent Control: Aspects of Fuzzy Logic and Neural Nets”, World Scientific.
- Haykin, S., 1996, “Neural Networks”, 2nd edition, Prentice-Hall, Upper Saddle River, NJ, USA.

- Hoffmann, F., Nelles, O., 2001, "Genetic Programming for Model Selection of TSK-fuzzy systems", *Information Sciences*, Vol. 136, pp. 7-28.
- Johansson, R., 1993, "System Modeling and Identification", Prentice-Hall, Englewood Cliffs, USA.
- Korenberg, M., Billings, S.A., Liu, Y.P., McIlroy, P.J., 1988, "Orthogonal Parameter Estimation Algorithm for Non-Linear Stochastic Systems", *International Journal of Control*, Vol. 48, No. 1, pp. 193-210.
- Koza, J.R., 1992, "Genetic Programming: on the Programming of Computers by Means of Natural Selection", MIT Press, Cambridge, MA.
- Koza, J.R., 1994, "Genetic Programming II: Automatic Discovery of Reusable Programs", MIT Press, Cambridge, MA.
- Kukreja, S.L., Galiana, H.L., Kearney, R.E., 2003, "NARMAX Representation and Identification of Ankle Dynamics", *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 70-81.
- Ljung, L., 2001, "Black-box Models from Input-output Measurements", *Proceedings of the 18th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference*, Budapest, Hungary, pp. 138-146.
- McKay, B., Willis, M.J., Hiden, H.G., Montague, G.A., Barton, G.W., 1996, "Identification of Industrial Processes Using Genetic Programming", *International Conference on Identification in Engineering Systems*, Swansea, UK.
- Pearson, R.K., Ogunnaike, B.A., 1997, "Nonlinear Process Identification", In: Henson, M. A., Seborg, D. E. (eds.). *Nonlinear Process Control*, Prentice Hall PTR, Upper Saddle River: NJ, USA. Chapter 2, pp. 11-110.
- Rodrigues, G.G., 1996, "Identificação de Sistemas Dinâmicos Não Lineares Utilizando Modelos NARMAX Polinomiais - Aplicação a Sistemas Reais", *Dissertação de Mestrado do PPGE, Universidade Federal de Minas Gerais*, Belo Horizonte, MG.
- Rodrigues, E.L.M., 2002, "Evolução de Funções em Programação Genética Orientada a Gramáticas", *Dissertação de Mestrado do PPGI, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR*.
- Rodríguez-Vásquez, K., Fleming, P.J., 1998, "Multi-objective Genetic Programming for Nonlinear System Identification", *Electronics Letters*, Vol. 34, No. 9, pp. 930-931.
- Sjöberg, J., 1995, "Non-Linear System Identification with Neural Networks", *PhD. Thesis, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweden*.
- Yang, W.-X., 2006, "Establishment of the Mathematical Model for Diagnosing the Engine Valve Faults by Genetic Programming", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 293, pp. 213-226.

GENETIC PROGRAMMING COMBINED WITH ORTHOGONAL LEAST-SQUARES APPLIED TO ELECTRICAL HEATER IDENTIFICATION

Leandro dos Santos Coelho
Laboratório de Automação e Sistemas, LAS
Programa de Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, PPGEPS
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP 80215-901, Curitiba, PR, Brasil
leandro.coelho@pucpr.br

Abstract

Genetic Programming (GP), a heuristic optimization technique based on the theory of genetic algorithms, is a method successfully used to identify nonlinear model structures by analyzing a system's measured signals. The problem of finding a model for a system's measured signal, i.e. discovering the mathematical relationship between empirically observed variables measuring a system, is an important problem in thermal sciences. The GP enables the identification of models and parameters simultaneously. This paper presents a GP approach combined with an Orthogonal Least Squares (OLS) algorithm for identification of an electrical heater. The resulting mathematical models and the analysis of Pearson's multiple correlation coefficient show the efficiency of GP approach presented.

Keywords: heating system, genetic programming, electrical heater, orthogonal least-squares, nonlinear identification.

CALCULO DA EXERGIA DA SOLUÇÃO BROMETO DE LÍTIO – AGUA (LiBr-H₂O)

Reynaldo Palacios Bereche

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, P. O. Box 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brasil.
rpalacios@fem.unicamp.br

Raúl Gonzales Palomino

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, P. O. Box 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brasil.
raul.gonzales@petrobras.com

Silvia A. Nebra

Núcleo Interdisciplinar de Planejamento Energético, Universidade Estadual de Campinas, Rua Dr. Shigeo Mori, 2013 - Cidade Universitária - 13083-770 Campinas, SP, Brasil.
silvia.nebra@pesquisador.cnpq.br

Resumo. O objetivo deste trabalho é apresentar uma metodologia para o cálculo da exergia da solução de brometo de lítio-água (LiBr/H₂O) a qual é utilizada em sistemas de refrigeração por absorção. As propriedades utilizadas, tais como entalpia e, entropia foram adotadas de trabalhos recentemente publicados. Dado que a solução LiBr/H₂O é não ideal, é necessário levar em conta as atividades dos constituintes no cálculo da exergia química. A atividade da água na solução, foi obtida da literatura, a atividade do brometo de lítio na solução foi obtida neste trabalho mediante a equação de Gibbs-Duhem. Adotando o ambiente de referência proposto por Szargut et al., foi obtida a exergia química do brometo de lítio puro, assim como a física e química da solução de brometo de lítio e água. Resultados são reportados para uma faixa de temperaturas de 5 a 180°C. Observou-se que a atividade do LiBr na solução, quase nula para baixas concentrações, cresce abruptamente perto do limite de solubilidade. Também foi observado que a exergia química e a destruição de exergia pelo efeito de dissolução apresentam valores importantes. Em razão do alto valor da exergia química de referência do LiBr, a exergia química da solução resulta de maior valor que a física, para temperaturas de até 80 °C e a determinados intervalos de concentração de LiB, e a destruição de exergia devida à dissolução dos componentes é também maior, em módulo, que a exergia física, na faixa de concentrações de trabalho dos sistemas de refrigeração, para a faixa de temperaturas estudada.

Palavras chave: brometo de lítio-água, exergia, refrigeração por absorção.

NOMENCLATURA

a	Atividade
C_p	Calor específico a pressão constante; kJ/kg-K
ex	Exergia específica; kJ/kg
h	Entalpia; kJ/kg
m	Molalidade; kmol/kg de solvente

\bar{M}	Massa molecular; kg/kmol
P	Pressão; kPa
\bar{R}	Constante universal dos gases ideais; kJ/kmol-K

\bar{s}	Entropia molar; kJ/kmol-K
T	Temperatura; K
V	Volumem; m ³ /kg
ν	Número de dissociação do soluto
X	Concentração de soluto em massa porcentagem; %
x	Concentração de soluto em massa
y	Fração molar

Letras gregas

ϕ	Coefficiente osmótico
--------	-----------------------

$\tilde{\epsilon}^0$	Exergia química padrão
$\Delta\tilde{g}_f^0$	Energia de Gibbs de formação

Sub índices

0	Estado de referencia
Br_2	Bromo molecular
ch	Química
H_2O	Água
Li	Lítio
$LiBr$	Brometo de lítio
$mist$	Mistura
ph	Física
sat	Saturação
sol	Solução

Super índices

*	Estado de saturação do solvente puro
∞	Fluido ideal do soluto
E	Excesso
l	Líquido

1. Introdução

A solução brometo de lítio-água (LiBr/H₂O) é amplamente usada como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção. Este tipo de sistemas esta atraindo um crescente interesse, devido que eles podem ser acionados por uma fonte de calor a baixa temperatura, isto provê de um excelente médio para converter energia solar ou calor de rejeito em um efeito útil de refrigeração.

A solução LiBr/H₂O é não volátil e sua utilização é não tóxica, além disso, é ambientalmente amigável visto que este fluido não causa depleção da camada de ozônio. Assim, utilizando esta solução, o emprego de refrigerantes CFC's e o conseqüente dano ao meio ambiente pode ser evitado.

Baixo custo e fácil manipulação são as vantagens da água empregada como refrigerante (apesar de seu alto ponto de congelamento). Por outro lado a baixa temperatura de cristalização, alta capacidade de absorção e baixa viscosidade são as vantagens da solução LiBr/H₂O como absorvente, Koehler *et al.* (1988).

Na bibliografia existem artigos aplicando a análise exergética e termoeconômica para sistemas de refrigeração por absorção que utilizam como fluido de trabalho a solução LiBr/H₂O. Neste tipo de estudos é necessário fazer o cálculo da exergia do fluido de trabalho em diferentes pontos do sistema. Infelizmente, nos trabalhos até hoje encontrados (Talbi e Agnew, 2000; Misra *et al.*, 2002, 2005; Sencan *et al.*, 2005), a exergia da solução é calculada apenas considerando a sua componente térmica (exergia física), a exergia química não é considerada. O presente trabalho pretende demonstrar que a exergia química é uma parcela importante no cálculo da exergia total da solução, e deve ser levada em conta nos balanços e no cálculo das irreversibilidades, apresentando uma proposta metodológica para o cálculo da exergia da solução LiBr/H₂O. Não foram encontradas na literatura propostas específicas para o cálculo da atividade do brometo de lítio na solução nem para a exergia química da mesma.

2. Propriedades da solução de brometo de lítio - água

Para o cálculo da exergia da solução LiBr/H₂O, as propriedades termodinâmicas são muito importantes. A entalpia específica e a entropia específica são importantes para o cálculo da exergia física, entanto que a consideração da atividade dos componentes da solução é importante para o cálculo da exergia de mistura (Kotas, 1995 e Szargut *et al.*, 1998)

Vários estudos termodinâmicos foram feitos no passado, tentando descrever as propriedades da solução de brometo de lítio, o mais conhecido destes estudos foi provavelmente o trabalho de MacNelly publicado em 1979. McNelly desenvolveu correlações numéricas para o cálculo da entalpia da solução para uma ampla faixa de concentrações e temperaturas (Kim e Infante Ferreira, 2006).

Koheler *et al.* (1988) apresentou correlações numéricas para o cálculo da entropia da solução LiBr/H₂O. O estado de referencia no seu artigo foi $s=0$ kJ/kg para água líquida a 0°C e $s=0$ kJ/kg para LiBr cristalino a 25°C. As correlações fornecidas foram feitas para a faixa de 0°C < T < 100°C e 0% < X < 70%.

Patterson e Pérez Blanco (1988) apresentaram correlações para as propriedades termodinâmicas e de transporte da solução LiBr/H₂O. Neste trabalho não são apresentadas correlações numéricas para a entropia, mas é apresentada uma extensão do trabalho de MacNelly para o cálculo da entalpia. Estas correlações foram fornecidas para a faixa de 0 °C < T < 180°C e 0% < X < 70% (Kim e Infante Ferreira, 2006).

Aphornratama S. e Eames W. (1995) apresentaram um método para o cálculo da entropia da solução LiBr/H₂O que obtida a partir de uma modificação dos métodos de Koheler *et al.* e Anan e Kumar. Neste trabalho é apresentado um gráfico com valores de entropia em função da temperatura e concentração para a faixa de 10°C < T < 200°C e 20% < X < 70% .

Chua *et al.* (2000) realizaram um interessante trabalho ao obter correlações para a entropia e a entalpia da solução LiBr/H₂O. Neste artigo é apresentada uma tabela com dados de entalpia e entropia para diferentes temperaturas e concentrações (0°C < T < 190°C e 0% < X < 75%) .

Kaita (2001) apresentou correlações numéricas para o cálculo da entalpia e a entropia da solução LiBr/H₂O para altas temperaturas. Este trabalho foi desenvolvido para ser usado depois na modelagem de um sistema de refrigeração por absorção de tripla efeito. Estas correlações fornecem valores de entalpia e entropia para uma faixa de 40°C < T < 210°C e 40% < X < 65%.

Em um estudo mais recente Kim e Infante Ferreira (2006) apresentam correlações para o cálculo da entalpia, entropia, coeficiente osmótico e a energia livre de Gibbs da solução LiBr/H₂O para uma faixa de 0°C < T < 210°C e 0% < X < 70%.

2.1. Solubilidade do LiBr puro em água

Na Fig. 1 é apresentado o gráfico da solubilidade em função da temperatura do LiBr puro em água. Os dados são de Boryta, 1970. (Herold *et al.* 1996)

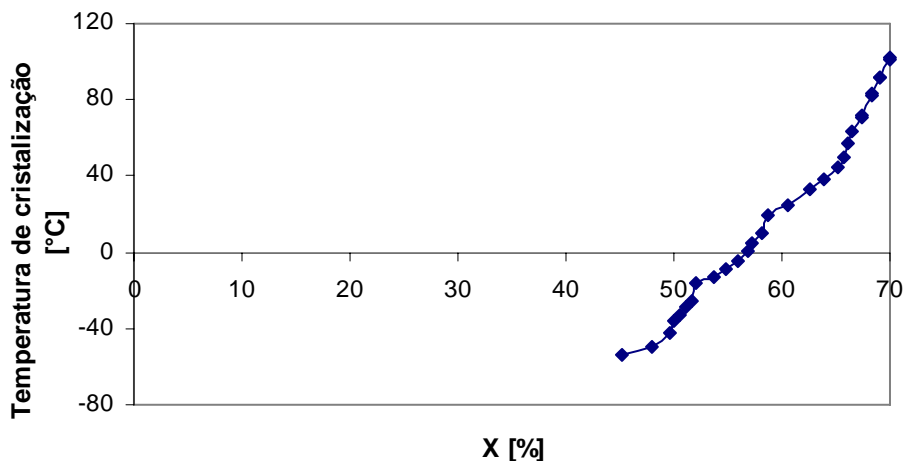


Figura 1. Solubilidade do LiBr puro em água.

2.2. Entalpia

A entalpia da solução LiBr/H₂O foi calculada segundo o procedimento descrito no trabalho de Kim e Infante Ferreira (2006)

$$\bar{h} = y_{LiBr} \cdot \bar{h}_{LiBr(T,P)}^{\infty} + (1 - y_{LiBr}) \cdot \bar{h}_{H_2O(T,P)}^l + \bar{h}_{(T,P,m)}^E \quad (1)$$

Onde o termo $\bar{h}_{LiBr(T,P)}^{\infty}$ é a entalpia molar do fluido ideal de LiBr, $\bar{h}_{H_2O(T,P)}^l$ é a entalpia molar da água pura e $\bar{h}_{(T,P,m)}^E$ é o excesso de entalpia. Estes termos podem ser calculados com as Eqs. (2), (3) e (4). Os valores das constantes empregadas nas equações são apresentados na Tab. 1.

$$\bar{h}_{LiBr}^{\infty} = \bar{h}_{LiBr,0}^{\infty} + \int_{T_0}^T C_{pLiBr}^{\infty} dT - \left[V_{LiBr}^{\infty} - T \left(\frac{\partial V_{LiBr}^{\infty}}{\partial T} \right) \right] (p - p_0^*) \quad (2)$$

$$\bar{h}_{H_2O}^l = \bar{h}_{H_2O,0}^l + \int_{T_0}^T C_{pH_2O}^l dT - \int_{p_0^*}^p \left[V_{H_2O}^l - T \left(\frac{\partial V_{H_2O}^l}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (3)$$

$$\bar{h}^E = -y_{LiBr} \cdot v \cdot \bar{R} \cdot T^2 \sum_{j=1}^6 \frac{2}{i} \left(\frac{\partial a_i}{\partial T} + \frac{i}{2 \cdot v} \frac{\partial b_i}{\partial T} p \right) m^{i/2} \quad (4)$$

Onde:

v: Numero de dissociação do soluto (para o caso do LiBr v=2).

$$C_{pLiBr}^{\infty} = \bar{R} \cdot T^{-2} \sum_{j=0}^2 \frac{c_j}{T^j} \quad (5)$$

$$V_{LiBr}^{\infty} = \bar{R} \cdot T \cdot b_0 \quad (6)$$

$$C_{p_{H_2O}}^l = \bar{R} \cdot \sum_{j=0}^2 d_j \cdot T^j \quad (7)$$

$$V_{H_2O}^l = R \cdot \sum_{j=0}^2 e_j \cdot T^j \quad (8)$$

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot T^{-j} \quad (9)$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} \cdot T^{-j} \quad (10)$$

Os valores de referência adotados para a entalpia são os da água pura e o da solução a uma diluição de 50%, a 0°C.

Finalmente, a entalpia da solução pode ser expressa em kJ/kg:

$$h = \frac{\bar{h}}{\bar{M}_{sol}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (11)$$

Na Fig. 2 são apresentados os resultados de entalpia calculados com as equações anteriores:

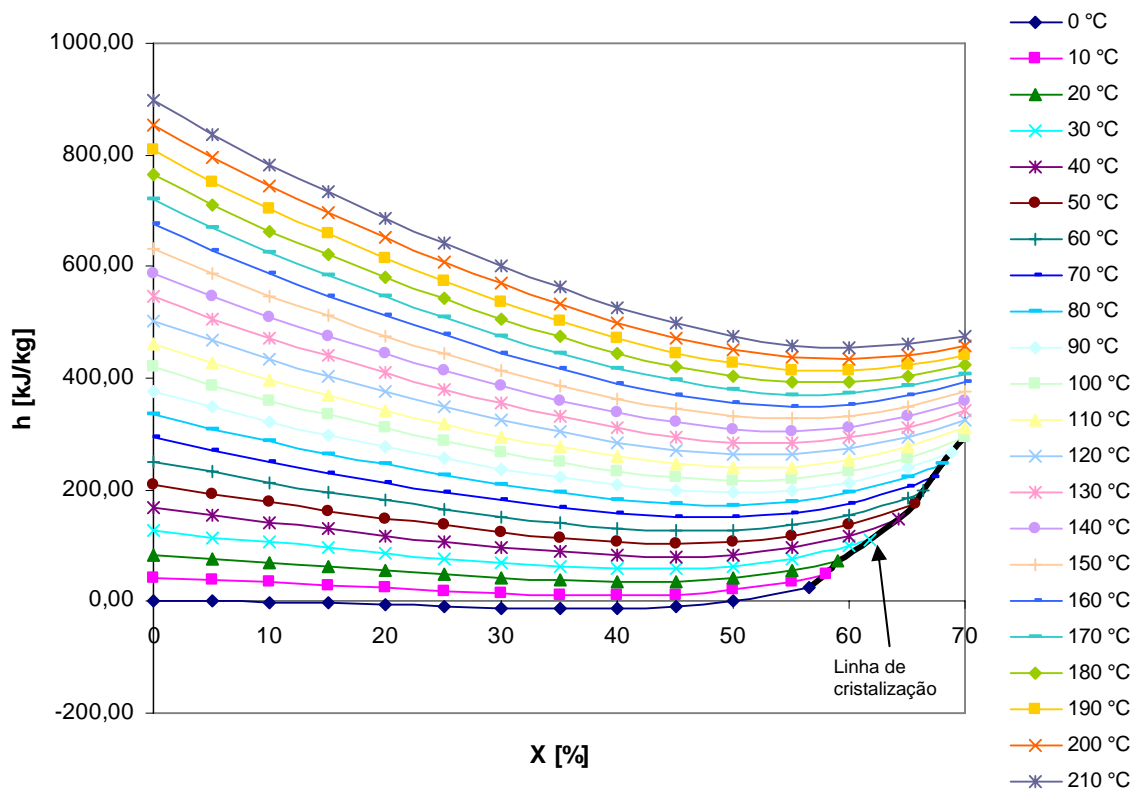


Figura 2. Entalpia das soluções de brometo de lítio e água em função da concentração, para diferentes temperaturas.

2.3. Entropia

Para o cálculo da entropia da solução de brometo de lítio são utilizadas as correlações de Kim e Infante Ferreira (2006):

$$\bar{s} = y_{LiBr} \bar{s}_{LiBr(T,P)}^{\infty} + (1 - y_{LiBr}) \bar{s}_{H2O(T,P)}^l - y_{LiBr} \nu \bar{R} \left[\ln \left(\frac{m}{m_0} \right) - 1 \right] + \bar{s}^E(T,P,m) \quad [\text{kJ/kmol-K}] \quad (12)$$

Onde o termo $\bar{s}_{LiBr(T,P)}^{\infty}$ é a entropia molar do fluido ideal de LiBr, e $\bar{s}_{H2O(T,P)}^l$ é a entropia molar de água pura.

O terceiro termo é a geração de entropia numa mistura ideal (m_0 é a molalidade padrão: $m_0=0,001\text{kmol/kg}$ de solvente) e o último termo $\bar{s}^E(T,P,m)$ é a geração de entropia adicional para um processo de mistura real. Estes termos podem ser calculados com as Eq. (13), (14) e (15). Os valores das constantes empregadas nas equações são apresentados na Tab. 1.

$$\bar{s}_{LiBr}^{\infty} = \bar{s}_{LiBr;0}^{\infty} + \int_{T_0}^T \frac{C_{pLiBr}^{\infty}}{T} dT - \int_{p_0^*}^p \left(\frac{\partial V_{LiBr}^{\infty}}{\partial T} \right)_p dp \quad (13)$$

$$\bar{s}_{H2O}^l = \bar{s}_{H2O;0}^l + \int_{T_0}^T \frac{C_{pH2O}^l}{T} dT - \int_{p_0^*}^p \left(\frac{\partial V_{H2O}^l}{\partial T} \right)_p dp \quad (14)$$

$$\bar{s}^E = y_{LiBr} \cdot \nu \cdot \bar{R} \cdot \sum_{j=1}^6 \left[a_j + \frac{i \cdot b_j}{2 \cdot \nu} p + T \cdot \left(\frac{\partial a_j}{\partial T} + \frac{i}{2 \cdot \nu} \frac{\partial b_j}{\partial T} p \right) \right] \cdot m^{i/2} \quad (15)$$

Os valores de $\bar{s}_{LiBr;0}^{\infty}$ e $\bar{s}_{H2O;0}^l$ são apresentados na tabela 1. O valor zero de entropia (referência) foi adotado para água pura e para a solução a 50% a uma temperatura de 0°C.

Tabela 1. Constantes das equações, Kim e Infante Ferreira, 2006.

	j = 0	j = 1	j = 2
a_{1j}	-2,19631551x10 ¹	+4,9372316x10 ³	-6,5548406x10 ⁵
a_{2j}	-3,8104752x10 ³	+2,6115345x10 ⁶	-3,6699691x10 ⁸
a_{3j}	+1,2280854x10 ⁵	-7,7187923x10 ⁷	+1,0398560x10 ¹⁰
a_{4j}	-1,4716737x10 ⁶	+9,1952848x10 ⁸	-1,1894502x10 ¹¹
a_{5j}	+7,7658213x10 ⁶	-4,9375666x10 ⁹	+6,3175547x10 ¹¹
a_{6j}	-1,5118922x10 ⁷	+9,8399744x10 ⁹	-1,2737898x10 ¹²
b_{0j}	-4,4178654x10 ⁻⁵	+3,1148992x10 ⁻²	-4,36112260
b_{1j}	+3,0793992x10 ⁻⁴	-1,8632098x10 ⁻¹	+2,7387137x10 ¹
b_{2j}	-4,0807943x10 ⁻⁴	+2,1607955x10 ⁻¹	-2,5175971x10 ¹
c_j	-9,4401336x10 ⁵	-5,8423257x10 ⁸	0
d_j	+1,1971933x10 ¹	-1,8305511x10 ⁻²	+2,8709378x10 ⁻⁵
e_j	+2,6629961x10 ⁻³	-3,8651891x10 ⁻⁶	+7,4648411x10 ⁻⁹
$\bar{h}_{LiBr;0}^{\infty}$ [kJ/kmol]	-57,1521	$\bar{h}_{H2O;0}^l$ [kJ/kmol]	0
$\bar{s}_{LiBr;0}^{\infty}$ [kJ/kmol-K]	+47,5562	$\bar{s}_{H2O;0}^l$ [kJ/kmol-K]	0
T_0 [K]	273,15 K	p_0^* [kPa]	0,6108

Finalmente, a entropia da solução pode ser expressa em kJ/kg-K:

$$s = \frac{\bar{s}}{\bar{M}_{sol}} \text{ [kJ/kg-K]} \quad (16)$$

Na Fig. 3 são apresentados os resultados de entropia calculados com as equações anteriores. Faixa de validade da equação (12): concentrações mássicas de LiBr, x de 0% até 70% e temperaturas de solução T de 0°C até 210°C.

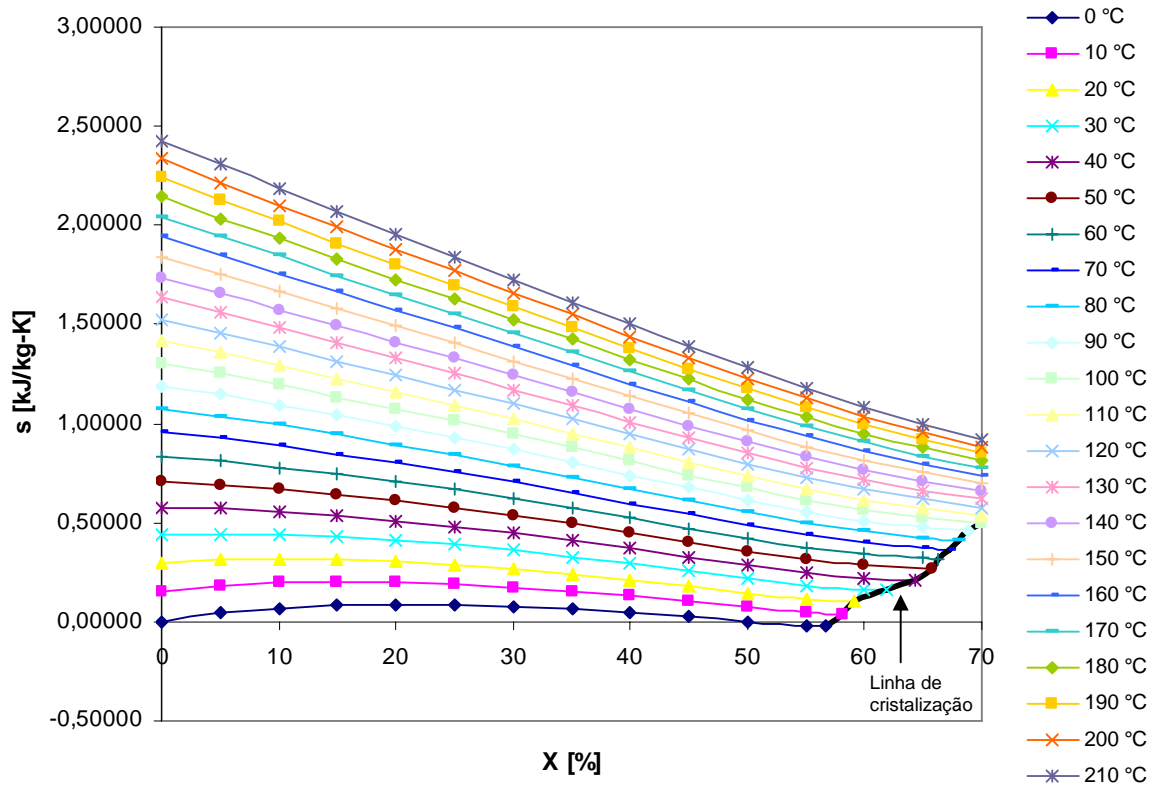


Figura 3. Entropia das soluções de brometo de lítio e água em função da concentração, para diferentes temperaturas.

2.4 Atividades

A atividade da água na solução pode ser calculada partir da seguinte expressão (Zafarani *et al.* 2001; Nasehzadeh *et al.* 2004; Safarov, 2005; Lin e Lee, 2005 e Amado e Blanco, 2005):

$$\ln(a_{H_2O}) = -\phi.v.m.\bar{M}_{H_2O} \quad (17)$$

2.4.1 Molalidade

A molalidade normalmente é definida como o número de moles por kg de solvente. No presente cálculo, segundo o procedimento reportado por Kim e Infante Ferreira (2006), a molalidade é redefinida em kmol de soluto por kg de solvente.

A molalidade pode ser calculada a partir da fração molar (y_{LiBr}) ou a concentração do LiBr (x_{LiBr}) segundo a Eq. (18):

$$m = \frac{x_{LiBr}}{(1-x_{LiBr}).\bar{M}_{LiBr}} = \frac{y_{LiBr}}{(1-y_{LiBr}).\bar{M}_{H_2O}} \text{ [kmol/kg de solvente]} \quad (18)$$

2.4.2 Coeficiente osmótico

Kim e Infante Ferreira (2006) apresentam a seguinte expressão para o cálculo do coeficiente osmótico da solução LiBr/H₂O. Os termos a_i e b_i são calculados com as Eq. (9) e (10).

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i \cdot m^{i/2} + \frac{p}{2 \cdot v} \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i \cdot m^{i/2} \quad (19)$$

2.4.3 Cálculo da atividade do LiBr na solução

A atividade do LiBr na solução pode ser obtida a partir da atividade da água na solução aplicando a equação de Gibbs-Duhem Eq. (20), seguindo o método descrito por Balzhiser *et al.* (1980).

Este método é utilizado no cálculo do coeficiente de atividade de um componente não volátil se são conhecidas as atividades das outras espécies (Balzhiser *et al.*, 1980).

$$\int_1^2 d(\ln a_{LiBr}) = - \int_1^2 \frac{y_{H2O}}{y_{LiBr}} d(\ln a_{H2O}) \quad (20)$$

Os limites de integração foram definidos da seguinte maneira (Nebra e Fernández Parra, 2005):

Ponto 1: Estado genérico, y_{LiBr}

Ponto 2: Estado saturado correspondente ao estado de máxima solubilidade, $y_{LiBr;sat}$

O limite superior da integral foi adotado devido a que neste estado a solução esta em equilíbrio com o brometo de lítio puro, então o valor de referencia para a atividade do LiBr neste ponto (ponto 2) corresponde à de LiBr puro ($a_{LiBr_2} = 1$)

Substituindo a Eq. (20) de acordo com Eq. (17), Eq. (18) e Eq. (19), depois de operar e integrar pode se chegar a:

$$\ln(a_{LiBr}) = -v \cdot \left[\ln \left(\frac{y_{LiBr}}{(1-y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H2O}} \right) + \sum_{i=1}^6 \frac{(i+2)}{i} \cdot \left(a_i + i \cdot \frac{p \cdot b_i}{2 \cdot v} \right) \cdot \left(\frac{y_{LiBr}}{(1-y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H2O}} \right)^{i/2} \right] \Bigg|_{y_{LiBr}}^{y_{LiBr;sat}} \quad (21)$$

Onde: $b_3 = b_4 = b_5 = b_6 = 0$

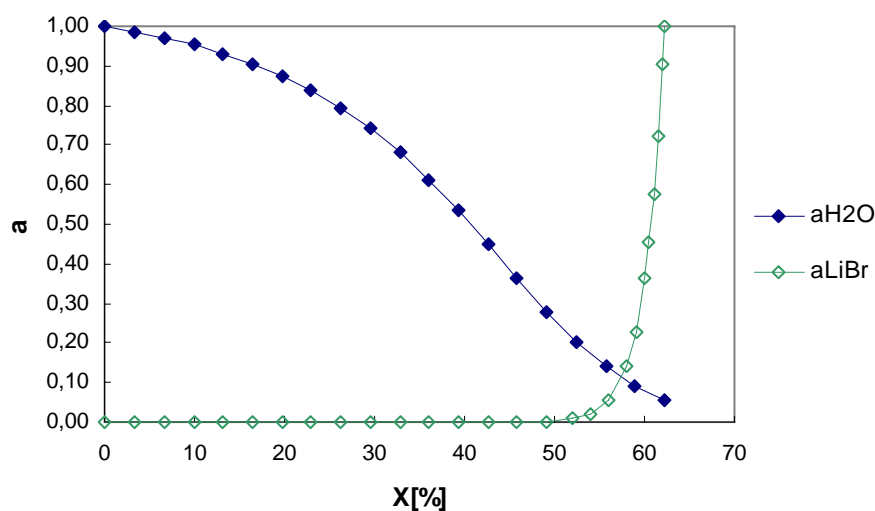


Figure 4. Atividade da água e do LiBr na solução, a 25°C, em função da fração mássica de LiBr

3. Cálculo da exergia da solução de brometo de lítio – água

A exergia da solução brometo de lítio - água pode ser calculada como a soma da exergia física e a exergia química:

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (22)$$

3.1 Exergia física

A exergia física é o máximo trabalho disponível quando o sistema é levado desde seu estado inicial (T, p) ate o estado de referencia (T_0, p_0) mediante um processo reversível trocando calor só com o meio ambiente de referência. A exergia física pode ser calculada com a seguinte expressão:

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (23)$$

O gráfico da Fig. 5 apresenta a exergia física calculada a partir da Eq. (23), para concentrações mássicas de LiBr, x de 0% ate 70% e diferentes temperaturas T . O estado de referencia adotado foi $T_0=25^\circ\text{C}$, e $p_0=101,325\text{kPa}$.

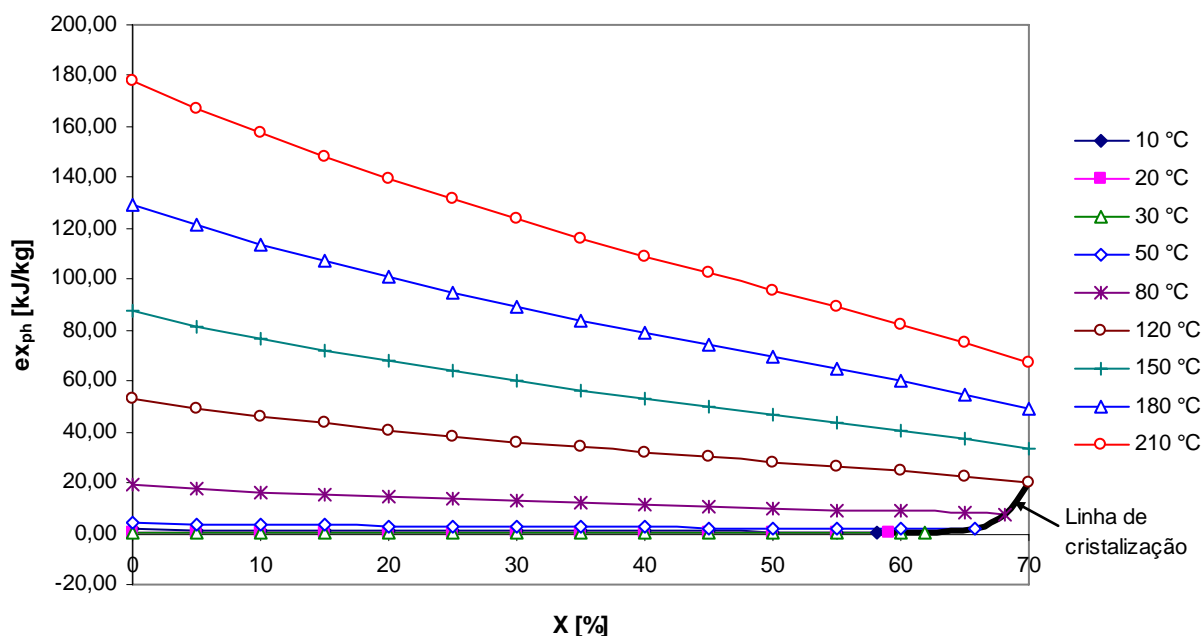


Figure 5. Exergia física da solução LiBr/H₂O, em função da concentração, em base mássica do LiBr.

3.2 Exergia química

A exergia química é o máximo trabalho que se pode obter quando a substancia em consideração é levada desde estado de equilíbrio de pressão e temperatura com o ambiente (estado morto restrito) ate o estado de equilíbrio de concentrações com o ambiente (estado morto irrestrito) mediante processos que envolvem troca de calor e massa com o meio ambiente. Devido a que a solução LiBr/H₂O é uma solução não ideal, para o cálculo da exergia química é usada a seguinte expressão (Kotas, 1995), em função das atividades e as exergias de referência dos componentes puros:

$$ex_{ch} = \sum_{i=1}^n y_i \cdot \tilde{\varepsilon}_i^0 + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{i=1}^n y_i \cdot \ln a_i \quad (24)$$

Para o caso da solução LiBr/H₂O:

$$ex_{ch} = y_{H_2O} \cdot \tilde{\varepsilon}_{H_2O}^0 + y_{LiBr} \cdot \tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 + \bar{R} \cdot T_0 (y_{H_2O} \cdot \ln(a_{H_2O}) + y_{LiBr} \cdot \ln(a_{LiBr})) \quad (25)$$

Na exergia química podem-se distinguir duas parcelas:

Exergia química de referência dos componentes puros : $ex_{ch;0} = y_{H_2O} \cdot \tilde{\varepsilon}_{H_2O}^0 + y_{LiBr} \cdot \tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 \quad (26)$

Destruição de exergia química devida ao processo de dissolução:

$$ex_{ch;mist} = \bar{R} \cdot T_0 (y_{H_2O} \cdot \ln(a_{H_2O}) + y_{LiBr} \cdot \ln(a_{LiBr})) \quad (27)$$

3.2.1 Exergias químicas padrões

As exergias químicas padrões para a água, o lítio e o bromo foram encontrados no texto de Szargut *et al.* (1998):

$$\tilde{\varepsilon}_{H_2O}^0 = 0,9 \text{ kJ/mol}$$

$$\tilde{\varepsilon}_{Li}^0 = 393 \text{ kJ/mol}$$

$$\tilde{\varepsilon}_{Br_2}^0 = 101,2 \text{ kJ/mol}$$

O calculo da exergia química padrão para o composto LiBr pode ser calculado segundo proposto por Kotas (1995), na forma.

$$\tilde{\varepsilon}^0 = \Delta \tilde{g}_f^0 + \sum_{i=1}^n \tilde{\varepsilon}_{el}^0 \quad (28)$$



$$\tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 = \Delta \tilde{g}_f^0_{LiBr} + \tilde{\varepsilon}_{Li}^0 + \frac{1}{2} \tilde{\varepsilon}_{Br_2}^0 \quad (30)$$

$$\Delta \tilde{g}_f^0_{LiBr} = -342,0 \text{ kJ/mol (CRC PRESS, 2000)}$$

A Eq. (29) deu como resultado: $\tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 = 101,6 \text{ kJ/mol}$. Este valor será usado depois na Eq. (25) para o calculo da exergia química da solução LiBr/H₂O.

O gráfico da Fig. 6 apresenta a parcela da exergia química calculada em função das exergias padrões dos constituintes da solução ($ex_{ch;0}$), como indicado na Eq. (26). Por outro lado, o gráfico da Fig. 7 apresenta a variação da exergia química devida à dissolução, calculada segundo a Eq. (27).

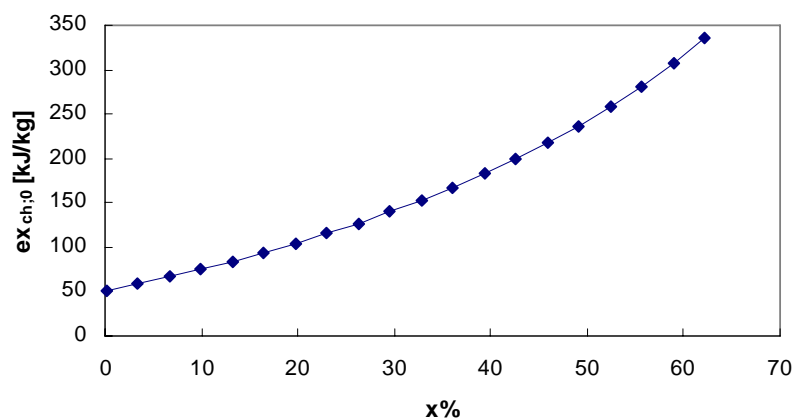


Figure 6. Parcela da exergia química da solução LiBr/H₂O calculada em função das exergias padrões, em função da concentração, em base mássica do LiBr.

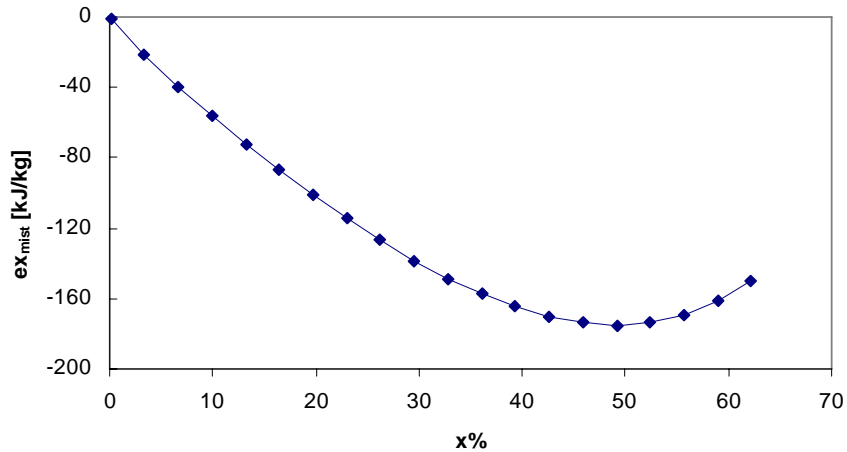


Figure 7. Variação da Exergia química da solução de LiBr/H₂O pelo efeito de dissolução (Eq. (27)), a 25°C em função da concentração, em base mássica do LiBr.

Finalmente, na Fig. 8 são apresentados valores da exergia química da solução LiBr/H₂O calculada a partir da Eq. (25), e na Fig. 9 é apresentada a exergia total, somando as parcelas física e química, calculada a partir da Eq. (22).

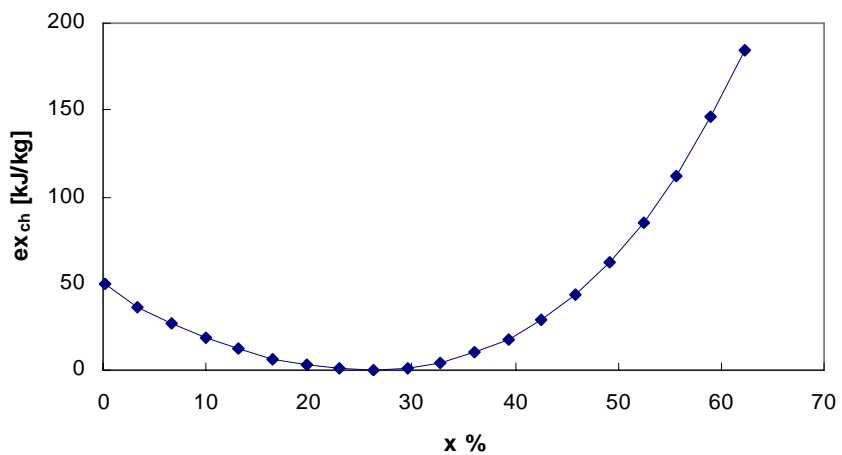


Figure 8. Exergia química total da solução LiBr/H₂O a 25°C em função da concentração em base mássica do LiBr.

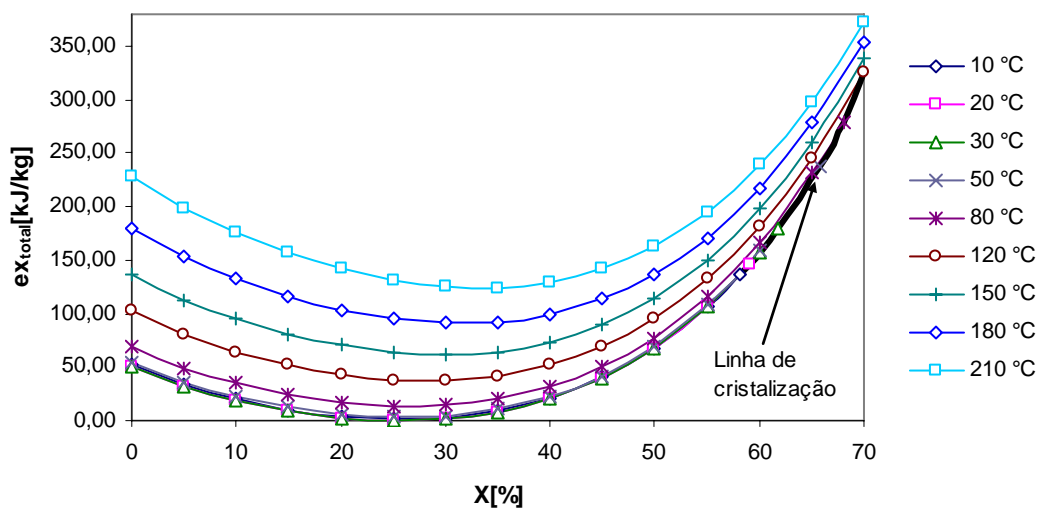


Figure 9. Exergia total, química e física da solução LiBr/H₂O em função da concentração em base mássica do LiBr.

4. Conclusões

Foi apresentada uma metodologia para o cálculo da exergia da solução de brometo de lítio e água, utilizada em sistemas de refrigeração por absorção. As propriedades da solução foram adotadas a partir da bibliografia. A metodologia contemplou o cálculo das parcelas denominadas comumente exergia física e exergia química, levando em conta a exergia de dissolução (Kotas, 1995 e Szargut *et al.* 1998). Energia

Devido a que a solução LiBr/H₂O é não ideal, no cálculo da exergia química, além da concentração da solução, teve que ser utilizado o conceito de atividade. A atividade da água foi obtida a partir do coeficiente osmótico, enquanto que para a atividade do LiBr na solução foi desenvolvida uma correlação obtida a partir da atividade da água, utilizando a equação de Gibbs-Duhem. Os resultados mostraram que a atividade do LiBr na solução, é quase nula para baixas concentrações, e cresce abruptamente perto da concentração correspondente ao limite de solubilidade.

Com respeito à exergia química, a parcela calculada com as exergias padrões é a maior e aumenta com respeito à concentração de LiBr. A parcela da exergia química referente ao processo de dissolução resultou negativa, devido à destruição de exergia inerente a este processo, acompanhando a tendência de diminuição da energia livre de Gibbs para o mesmo. Isto indica que é necessário efetuar trabalho para separar os constituintes da dissolução.

Com respeito à exergia total, soma das assim chamadas exergia física e exergia química, esta aumenta com respeito à concentração de LiBr em base mássica no intervalo de 30 a 70%. Além disto, é importante ter presente que a exergia química representa o maior percentual da exergia total para concentrações de LiBr em base mássica de 0 a 10% e de 40 a 70% e temperaturas menores que 80 °C, o que indica que esta parcela não pode ser desconsiderada nas análises de sistemas de refrigeração por absorção LiBr/H₂O que envolvam cálculos exergeticos, como vem sendo feito em trabalhos publicados por diversos autores.

6. Agradecimentos

Os autores desejam agradecer a CNPq (Proc. 305720/2003-1) pela ajuda financeira.

7. Referências

- Amado E., Blanco L. H., 2005, "Isopiestic determination of the osmotic and activity coefficients of dilute aqueous solutions of symmetrical and unsymmetrical quaternary ammonium bromides with a new isopiestic cell at 298.15K", *Fluid Phase Equilibria*, Vol. 233, No. 2, pp. 230–233.
- Aphornratama S., Eames W., 1995, "Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamic method", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 4, pp. 244-252.
- ASHRAE, 1989, "ASHRAE Handbook: 1989 Fundamentals", American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, 1989, Atlanta, EE.UU.
- Balzhiser R. E., Samuels M. R., Eliassen J. D., 1980, "Termodinámica química para ingenieros", Tradução ao espanhol, Prentice Hall International, Espanha, 733p.
- Chua H. T., Toh H. K., Malek A., Ng K. C., Srinivasan K., 2000, "Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, No. 6, pp. 412-429.
- Herold K. E., Radermacher R., Klein S. A., 1996, "Absorption chillers and heat pumps", CRC Press LLC, Estados Unidos, 329 pp.
- CRC PRESS, "Standard thermodynamic properties of chemical substances", CRC PRESS LLC, 2000.
- Kaita Y., 2001, "Thermodynamic properties of lithium bromide – water solutions at high temperatures", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, No. 5, pp. 374-390.
- Kim D. S., Infante Ferreira C. A., 2006, "A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29., No. 1, pp. 36-46.
- Koehler W. J., Ibele W. E., Soltes J., 1988, "Availability simulation of a lithium bromide absorption heat-pump", *Heat recovery systems & CHP*, Vol. 8, No. 2, pp. 157-171.
- Kotas, T. J., 1995, "The exergy method of thermal plant analysis"; Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 328 p.
- Lin H., Lee L., 2005, "Estimations of activity coefficients of constituent ions in aqueous electrolyte solutions with the two-ionic-parameter approach", *Fluid Phase Equilibria*, Vol.237, No. 1-2, pp. 1–8.
- Misra, R.D.; P.K. Sahoo and A. Gupta., "Application of the exergetic cost theory to the H₂O/LiBr vapour – absorption system"; *Energy*, 27 (2002), pp. 1009 – 1025.
- Misra, R.D. P.K. Sahoo and A. Gupta, "Thermoeconomic Optimization of a double-effect H₂O/LiBr vapour – absorption refrigeration system using the exergetic cost theory". *Proceedings of ECOS 2005*, Trondheim, Norway, June 20-22, 2005, pp. 477 – 484.
- Nasehzadeh A., Noroozian E., Omrani H., 2004, "Experimental and theoretical studies of thermodynamics of lithium halide solutions – ethanol mixtures", *Journal of Chemical Thermodynamics*, Vol. 36, No.3, pp. 245–252
- Nebra S.A., Fernández Parra M.I., 2005, "The exergy of sucrose – water solutions: proposal of a calculation method", *Proceedings of ECOS 2005*, Trondheim, Norway June 20-22.

- Patterson M. R., Perez-Blanco H., 1988, "Numerical fits of the properties of lithium-bromide water solutions", ASHRAE Trans 94, pp. 2059-2077.
- Safarov J. T., 2005, "Vapor pressure of heat transfer fluids of absorption refrigeration machines and heat pumps: Binary solutions of lithium nitrate with methanol", Journal of Chemical Thermodynamics, Vol. 37, No. 12, pp. 1261-1267
- Sencan A., Yakuta K. A., Kalogirou S. A., 2005, "Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems", Renewable Energy, Vol. 30, No. 5, pp. 645-657.
- Szargut J., Morris D. R., Steward F. R., 1998, "Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process", Hemisphere Publishing Corporation, USA, 332p.
- Talbi M. M., Agnew B., 2000, "Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids", Applied Thermal Engineering, Vol. 20, No. 7, pp. 619-630.
- Zafarani - Moattar M. T., Aria M., 2001, "Isopiestic determination of osmotic and activity coefficients for solutions of LiCl, LiBr and LiNO₃ in 2-propanol at 25°C"; Journal of Solution Chemistry, Vol. 30, No. 4, pp. 351-363.

EXERGY CALCULATION OF THE LITHIUM BROMIDE WATER SOLUTION (LiBr-H₂O)

Reynaldo Palacios Bereche

Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, P. O. Box 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brazil
rpalacios@fem.unicamp.br

Raúl Gonzales Palomino

Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, P. O. Box 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brazil
rpguni@fem.unicamp.br

Silvia A. Nebra

Interdisciplinary Center of Energy Planning, State University of Campinas, Rua Dr. Shigeo Mori, 2013 - Cidade Universitária - 13083-770 Campinas, SP, Brazil
silvia.nebra@pesquisador.cnpq.br

Abstract

The aim of this work is to present a calculation methodology of the lithium bromide-water solution (LiBr/H₂O) which is used in absorption refrigeration systems. The properties used, such as enthalpy and entropy were adopted from recent published papers. As the LiBr-H₂O solution is not ideal, it is necessary to take into account the activity of the constituents, at the chemical exergy calculation. The water activity in the solution was obtained from the literature, the LiBr activity was obtained in this work using the Gibbs-Duhem equation. Adopting the reference environment proposed by Szargut et al. , the chemical exergy of pure LiBr was obtained, and also, the chemical and physical exergy of the LiBr - H₂O solution. Results are reported for a temperature interval of 5 to 180 °C. It was observed that the LiBr activity, almost null for low concentrations, abruptly increased near the solubility limit. It was also observed that the chemical exergy presents high values, higher than the physical exergy, along the conditions studied, for the reference environment considered.

Keywords: lithium bromide - water, exergy, absorption refrigeration.