



SISTEMAS DE COGERAÇÃO: MÉTODOS DE AVALIAÇÃO

Silvia Azucena Nebra

Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Caixa Postal 6122, CEP 13083-970, Campinas, São Paulo, Brasil

e-mail: sanebra@fem.unicamp.br

Resumo. *O objetivo deste trabalho é o de realizar uma comparação dos diferentes métodos de avaliação termodinâmica de sistemas de cogeração, em termos da primeira e segunda lei da termodinâmica. Em termos da primeira e segunda lei são apresentadas e discutidas definições de eficiência térmica e outras figuras de mérito, úteis na caracterização deste sistema. Outros métodos, também baseados na segunda lei da termodinâmica, como o de avaliação exergoeconômica ou termoeconômica, são apresentados e discutidos através de um exemplo de aplicação de um sistema de cogeração constituído por um motor alternativo de combustão interna e um sistema de refrigeração.*

Palavras chave: *cogeração, eficiência, segunda lei da termodinâmica, exergia, termoeconomia.*

1. INTRODUÇÃO

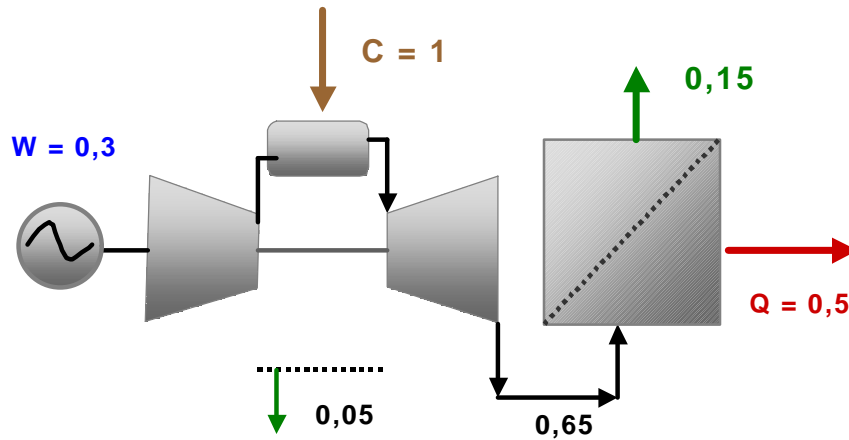
Na indústria brasileira a palavra *cogeração* é relativamente nova, já que em termos industriais esta palavra é utilizada *apenas* naqueles casos em que há geração de energia elétrica para venda externa, embora, estritamente, tem-se uma cogeração quando há *geração combinada de calor e potência* numa mesma planta, a partir de um único combustível (Horlock, 1997). Mais correto do que falar de geração seria dizer *transformação de energia*, já que se trata da transformação da energia contida no combustível em outras formas de energia (elétrica, por exemplo), e sua transmissão a outros fluxos (vapor, gases quentes).

A cogeração, como técnica, faz parte de uma área maior: a integração termo-química de processos (Hirs, 2000). Através da integração de processos industriais é possível obter um significativo aproveitamento da energia disponível (Le Goff, 1980), procedendo às transformações de energia de modo a minimizar o consumo global de energéticos.

2. AVALIAÇÃO PELA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A diferença de sistemas termodinâmicos que tem apenas um único *produto*, os sistemas de cogeração apresentam um desafio aos que pretendem avaliá-los utilizando conceitos apenas da primeira lei da termodinâmica.

Horlock (1997) e Huang (1996) propõem alguns índices ou *figuras de mérito* para a avaliação termodinâmica de sistemas de cogeração. Serão reportadas estas proposições considerando dois exemplos clássicos: uma turbina a gás com caldeira de recuperação (Fig.1) e um sistema a vapor, de uma caldeira e uma turbina (Fig.2).



Cogeração com turbina a gás

Figura 1: Exemplo de cogeração com turbina a gás.

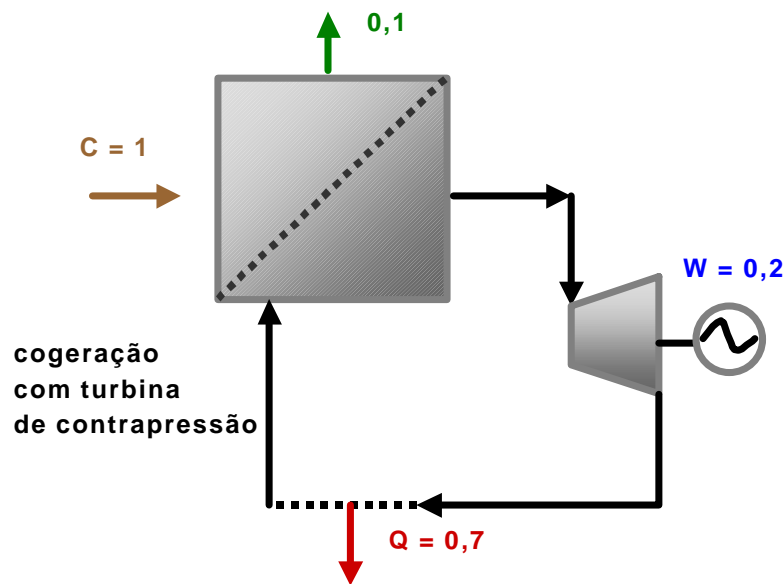


Figura 2: Exemplo de cogeração com turbina a vapor.

Um fator que define o perfil do sistema de cogeração é a razão:

$$RPQ = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} \quad (1)$$

Denomina-se W a energia mecânica ou elétrica produzida, e Q à diferença de entalpia do fluido de trabalho (saída – entrada) que transporta energia térmica para o consumidor final. Será utilizada mais adiante a expressão “geração de calor”, fazendo referência à energia térmica entregue pelo fluido de trabalho. O termo “geração” não é estritamente correto, trata-se somente de uma transformação da energia contida no combustível num outro tipo de energia, mecânica, elétrica ou térmica.

Sistemas típicos apresentam valores diferenciados desta grandeza, assim por exemplo, sistemas com caldeira e turbina a vapor apresentam valores baixos deste índice, menores de 0,3; sistemas com turbina a gás e caldeira de recuperação apresentam valores entre 0,4 e 1, enquanto motores alternativos com caldeira de recuperação apresentam valores entre 0,5 e 2 (Barreda et al. , 1999; Guarinello et al., 2000; Cruz e Nebra, 2002).

O Fator de Utilização de Energia, pode ser definido como segue:

$$FUE = \frac{\dot{W} + \dot{Q}}{\dot{C}} \quad (2)$$

Estritamente, este fator pode ser considerado uma eficiência de primeira lei do sistema. Um outro fator é o de Poupança de Combustível, PC, que compara o desempenho do sistema de cogeração com a geração separada de calor e de trabalho, em termos da diferença da quantidade de combustível utilizado:

$$\Delta\dot{C} = \frac{\dot{Q}}{h_Q} + \frac{\dot{W}}{h_W} - \dot{C} \quad (3)$$

Para a geração separada são arbitradas duas eficiências, num nível tecnológico condizente.

Um índice mais interessante é o Índice de Poupança de Combustível, que compara, na forma de uma razão, a relação do combustível poupado no sistema de cogeração com o que seria utilizado numa geração separada:

$$IPC = \frac{\Delta\dot{C}}{\frac{\dot{Q}}{h_Q} + \frac{\dot{W}}{h_W}} \quad (4)$$

Ainda é possível calcular o Índice do Combustível utilizado para a geração de potência mecânica ou elétrica, que Horlock chama “eficiência térmica artificial” , tentando avaliar isoladamente o desempenho do sistema de geração de potência:

$$h_{ta} = \frac{\dot{W}}{\dot{C} - \frac{\dot{Q}}{h_Q}} \quad (5)$$

Observe-se que no denominador desta expressão foi tirado do combustível total utilizado, àquele utilizado na geração de energia térmica.

Na Tabela 1 são mostrados valores das figuras de mérito propostas para os casos dos exemplos, adotando como padrão para as eficiências da geração separada de potência, 0,5 e de calor, 0,9 (Valores correspondentes a tecnologias avançadas, com combustíveis “nobres”).

Deve-se considerar que os valores numéricos da Tabela 2 são apenas demonstrativos, índices de sistemas reais deste tipo podem ser encontrados nos trabalhos de Barreda (1999), Torres (1999), Guarinello et al. (2000) e Sánchez Prieto e Nebra (2002).

Tabela 1: Valores típicos dos índices de desempenho para um sistema de turbina a gás e caldeira de recuperação e um sistema de cogeração a vapor.

	Gás	Vapor
Razão Potência / Calor	0,6	0,28
Fator de Utilização de Energia	0,8	0,9
Poupança de Combustível	0,2	0,18
Índice de Poupança de Combustível	0,17	0,15
Eficiência na Geração de Potência	0,68	0,91

Na Audiência Pública número 004/1999, da Agência Nacional do Petróleo, foi colocado em discussão um critério de eficiência térmica para o credenciamento de cogeneradores, este critério era definido pela equação que segue:

$$\frac{\dot{W} + \dot{Q} / X}{\dot{C}} \geq Fc \quad (6)$$

Onde os índices “X” e “Fc” adotam os valores definidos na Tabela 2. E os valores de potência, fluxo de calor e consumo de combustível eram calculados na base de médias anuais.

No item seguinte será visto que esta proposta esconde no seu bojo uma definição de eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica, infelizmente ela não se concretizou na forma de uma Portaria.

Tabela 2: Índices adotados na Audiência Pública número 004/1999, da Agência Nacional do Petróleo.

Potência Instalada	Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão		Demais Fontes	
	X	Fc	X	Fc
Maior ou igual a 1 MW e inferior ou igual a 5 MW	2,67	0,35	2,67	0,32
Maior que 5 MW e inferior ou igual a 20 MW	2,29	0,41	2,29	0,37
Maior que 20 MW e inferior ou igual a 50 MW	2,00	0,47	2,00	0,42

3. AVALIAÇÃO PELA SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

O conceito de disponibilidade ou exergia demonstra todo seu potencial particularmente quando aplicado a sistemas de cogeração, e com mais generalidade, a sistemas termo-químicos integrados.

No caso particular de um sistema de cogeração a eficiência de Segunda Lei define-se na forma:

$$h_{II} = \frac{\dot{W} + \dot{B}_Q}{\dot{B}_{comb}} \quad \text{ou} \quad h_{II} = \frac{\dot{W} + \dot{Q}q}{g \dot{C}} \quad (7) \quad \text{Onde:} \quad q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (8)$$

Onde indica-se com B a exergia de cada fluxo e o fator γ permite calcular a exergia do combustível a partir do seu poder calorífico inferior (Szargut et al., 1988). O fator θ é o fator de Carnot, a temperatura T é a do fluido de trabalho e T_0 é a temperatura ambiente, adotada como referência.

Calculando esta eficiência para os sistemas dos exemplos anteriores obtêm-se os valores reportados na Tabela 3, onde foi adotado $\gamma = 1$, por simplicidade, e para T_0 e T os valores 298 K e 420 K, respectivamente, o que resulta em $\theta = 0,29$ para os dois sistemas.

Tabela 3: Eficiência de Segunda Lei para um sistema de turbina a gás e caldeira de recuperação e um sistema de cogeração a vapor.

	Gás	Vapor
Eficiência de Segunda Lei	0,44	0,40

A diferença das outras, a eficiência de Segunda Lei marca em forma clara as perdas que o sistema tem nas transformações de energia. No que diz respeito à produção de potência, mostra imediatamente quanto da energia disponível no combustível a este fim foi efetivamente realizada, e no que diz respeito ao calor, mostra quanto da sua potencialidade é perdida numa transmissão através de uma diferença de temperaturas grande. Este último aspecto fica ainda mais em evidência calculando o fator de Carnot do lado dos gases quentes ou do vapor e do lado do sistema que absorve o fluxo de calor. Para a caldeira de recuperação do sistema com turbina a gás, assumindo uma temperatura dos gases de 898 K, o fator de Carnot resulta num valor de 0,67, a diferença deste valor para 0,29 foi perdida na transferência de calor dos gases para o vapor.

Voltando à proposta da Agência Nacional de Energia Elétrica, comparando a equação (6) com a (7), observa-se que “X” é a inversa do fator de Carnot (variando entre 0,37 e 0,5), e F_c seria um valor mínimo da eficiência de Segunda Lei que o sistema deve apresentar.

4. EXERGOECONOMIA

A exergoeconomia é uma área que, a partir dos trabalhos precursores da década de 70 (El Sayed e Evans, 1970^{a,b}) tem tido um expressivo desenvolvimento (Valero et al., 1994; Bejan et al., 1995).

Os conceitos básicos desta técnica de análise serão apresentados através de um exemplo (Fig.3): um sistema constituído por um motor alternativo de combustão interna para produção 915 kW de energia elétrica, onde o calor residual é aproveitado para produzir 90 TR de refrigeração com um sistema de absorção água – amônia (Cruz e Nebra, 2002). O equacionamento apresentado corresponde à Teoria do Custo Exergético de Lozano e Valero (1993^a), embora reflète também a concepção de Tsatsaronis (1993).

O detalhamento pormenorizado dos dados do sistema pode ser encontrado no trabalho de Cruz e Nebra (2002). Uma tabela de propriedades dos fluxos é incluída no Anexo deste trabalho.

O primeiro passo na análise é a elaboração do diagrama de volumes de controle (Figura 4), e a classificação dos fluxos em *insumos, produtos e perdas* (Tabela 4).

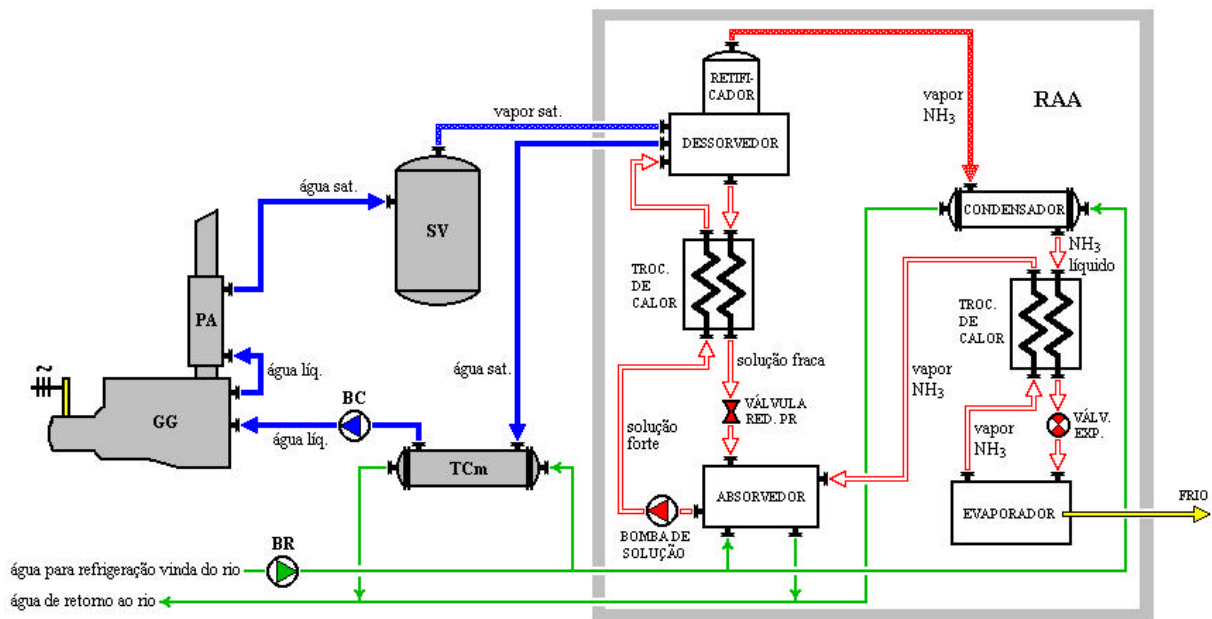


Figura 3: sistema de cogeração constituído por um motor de combustão interna e um sistema de refrigeração por absorção. Legendas: GG – grupo-gerador; PA – pós-aquecedor; SV – separador de vapor; TCm – trocador de calor do motor (proteção contra temperatura excedente); BC – bomba de circulação de água do motor/RAA; BR – bomba da água do rio para de refrigeração geral; RAA – máquina de refrigeração água-amônia.

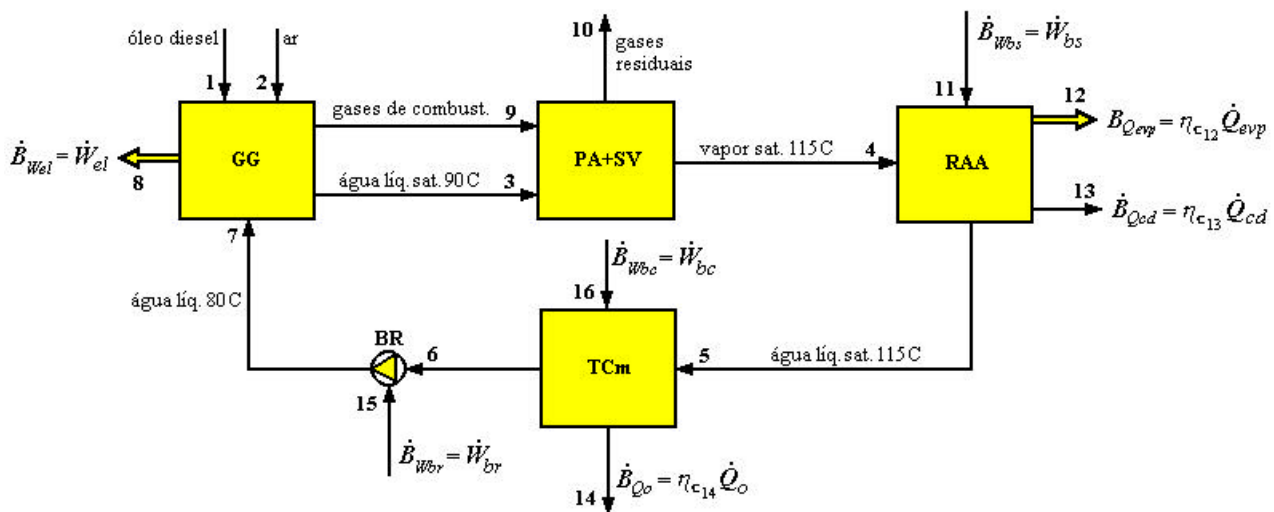


Figura 4: Diagrama de volumes de controle do sistema apresentado na Figura 3.

Tabela 4: Insumos, produtos e perdas segundo o diagrama de volumes de controle do sistema de cogeração com motor alternativo.

VC	Insumos (kW _{ex})		Produtos (kW _{ex})		Perdas (kW _{ex})	
Motor	$\dot{B}_1 + \dot{B}_2 - (\dot{B}_3 - \dot{B}_7)$	2 234,00	$\dot{B}_8 + \dot{B}_9$	1.048,00	—	0,00
caldeira	\dot{B}_9	133,20	$\dot{B}_4 - \dot{B}_3$	126,30	\dot{B}_{10}	40,43
Refrigeração	$(\dot{B}_4 - \dot{B}_5) + \dot{B}_{11}$	124,70	\dot{B}_{12}	55,20	\dot{B}_{13}	10,02
Resfriamento	$\dot{B}_5 + \dot{B}_{16}$	23,66	\dot{B}_6	16,31	\dot{B}_{14}	2,44
bomba	\dot{B}_{15}	0,11	$\dot{B}_7 - \dot{B}_6$	0,04	—	0,00

A exergoeconomia pretende *contabilizar*, em termos exergéticos, os insumos necessários para obter um determinado produto, tratando cada volume de controle como um *centro de custos*. Falar-se-á nesse caso de *custos exergéticos*, assim, por exemplo, no caso de cada um dos volumes de controle definidos na Tabela 4, tem-se:

$$\dot{B}_1^* + \dot{B}_2^* - (\dot{B}_3^* - \dot{B}_7^*) = \dot{B}_8^* + \dot{B}_9^* \quad (9)$$

$$\dot{B}_9^* = \dot{B}_4^* - \dot{B}_3^* \quad (10)$$

$$(\dot{B}_4^* - \dot{B}_5^*) + \dot{B}_{11}^* = \dot{B}_{12}^* \quad (11)$$

$$\dot{B}_5^* + \dot{B}_{16}^* = \dot{B}_6^* \quad (12)$$

$$\dot{B}_{15}^* = \dot{B}_7^* - \dot{B}_6^* \quad (13)$$

Onde o superíndice *estrela* indica custo exergético.

Como tem-se 15 fluxos, será necessário arbitrar algumas outras equações para obter um sistema determinado.

Os custos exergéticos dos insumos externos ao sistema são igualados a suas exergias:

$$\dot{B}_1^* = \dot{B}_1 \quad (14) \quad \dot{B}_2^* = \dot{B}_2 \quad (15)$$

O custo das perdas é considerado nulo:

$$\dot{B}_{10}^* = 0 \quad (16) \quad \dot{B}_{13}^* = 0 \quad (17) \quad \dot{B}_{14}^* = 0 \quad (18)$$

Observar que considerar custo nulo para as perdas implica em que elas serão custeadas pelos fluxos úteis do sistema, segundo as equações de conservação dos custos (9) a (13).

Os fluxos da mesma origem (em bifurcações) terão igual *custo exergético unitário*:

$$k_i = \frac{B_i^*}{B_i}$$

$$k_8 = k_{11} \quad (19) \quad k_8 = k_{15} \quad (20) \quad k_8 = k_{16} \quad (21)$$

Estas três igualdades se referem à potência elétrica gerada no motor e consumida internamente pelas bombas necessárias ao funcionamento do sistema.

Faltando ainda equações para completar o sistema, pode ser utilizada a *regra dos insumos* (Lozano e Valero,1993^a), que diz que “uma ou mais correntes que constituem o insumo de um volume de controle tem custos exergéticos unitários iguais”:

$$k_3 = k_7 \quad (22)$$

$$k_4 = k_5 \quad (23)$$

As equações (22) e (23) igualam os custos unitários da água na saída e na entrada do motor, e na entrada e saída do sistema de refrigeração. A aplicação desta regra implica em carregar os custos das irreversibilidades geradas nos volumes de controle aos produtos do mesmo, a água está sendo *poupada* de carregar esses custos, ela é tratada como um fluido de trabalho, cuja única missão é transportar energia. No caso do motor, até este momento estaria - se carregando os custos na potência gerada e nos gases de exaustão, no caso do sistema de refrigeração o custo será carregado pelo fluxo refrigerante útil.

Antes de escolher a última relação necessária para fechar o sistema, uma pergunta se impõe: é correto considerar no motor, como produtos em pé de igualdade a potência e os gases de escape? Esta pergunta é motivo de polêmica e não tem uma resposta única, mas neste caso decidiu-se fazer:

$$k_1 = k_9 \quad (24)$$

A equação (24) implica em considerar que o custo exergético unitário dos gases de escape é igual ao custo do combustível, aplicando também a regra dos insumos. O raciocínio feito foi que o sistema de refrigeração podia utilizar, para seu funcionamento, a queima direta de combustível, embora é sabido que numa combustão existe uma forte geração de irreversibilidade na própria reação química e também na transferência de calor posterior, irreversibilidade que segundo esta escolha será carregada na potência produzida no motor. Na realidade, a opção feita corresponde a uma tentativa de outorgar um custo baixo a um fluxo que normalmente é um rejeito. Outras opções são possíveis, como zerar o valor do fluxo 9, ou no outro extremo, considera-lo com um custo unitário igual ao da potência gerada.

A questão do aproveitamento de rejeitos é ainda uma questão aberta em termos da exergoeconomia e sujeita ainda a muita polêmica. Um tratamento muito interessante para este tipo de fluxos é o proposto por Frangopoulos (1983) e desenvolvido depois também por Lozano e Valero (1993^b), e Lozano et al.(1993) utilizando o conceito de *neguentropia*.

Na tabela 5 são apresentados os resultados da avaliação dos custos exergéticos, solução do sistema de equações (9) a (24).

Observando os resultados obtidos vê-se logo que a quase totalidade da exergia do combustível foi carregada como custo na potência elétrica, que apresenta um custo unitário de 2,40. Por outro lado, embora se tenha favorecido o sistema de absorção com a escolha de distribuição de custos feita, o custo unitário do fluxo de refrigeração, fluxo 12, resulta em 2,65, isto é devido à utilização dos fluxos de calor em baixa temperatura, aos rejeitos de calor inerentes ao funcionamento do sistema, e ao próprio COP baixo (0,6) típico dos sistemas de absorção água-amônia. Os fluxos da corrente de água (líquida e vapor) apresentam valores intermediários consistentes com sua missão de fluido de trabalho, carregador - transmissor de energia, e carregador – transmissor dos custos exergéticos.

Tabela 5: Exergia, custos exergoeconômicos totais e unitários de cada fluxo do sistema de cogeração com motor de combustão interna e sistema de absorção.

Fluxo	\dot{B}_j (kW _{ex})	\dot{B}_j^* (kW _{ex} /h)	k_j^*	Fluxo	\dot{B}_j (kW _{ex})	\dot{B}_j^* (kW _{ex} /h)	k_j^*
1	2 336.00	2 336.00	1.000	9	133.20	133.20	1.000
2	0.00	0.00	0.000	10	40.43	0.00	0.000
3	17.99	30.70	1.706	11	3.50	8.41	2.404
4	144.29	163.90	1.136	12	55.20	146.10	2.647
5	23.06	26.19	1.136	13	10.02	0.00	0.000
6	16.31	27.63	1.694	14	2.44	0.00	0.000
7	16.35	27.90	1.706	15	0.11	0.27	2.404
8	915.00	2 200.00	2.404	16	0.60	1.44	2.404

Custos Monetários

Na mesma linha de raciocínio antes apresentada é possível determinar os custos monetários do sistema, incluindo os custos dos insumos e dos equipamentos no referente a capital, manutenção e instalação, para obter os custos de cada fluxo, em termos de US\$/h. Observe-se que neste caso se estará fazendo uma *divisão de custos baseada na exergia dos fluxos e em regras advindas da interpretação do funcionamento termodinâmico do sistema*.

Os valores totais dos custos assim como os custos por hora são reportados na Tabela A2, do anexo. Maiores detalhes sobre a determinação dos custos podem ser encontrados no trabalho de Cruz e Nebra (2002), antes mencionado.

As equações de custo correspondentes aos volumes de controle antes definidos, em termos do custo unitário de cada fluxo, são como segue.

$$c_1 \dot{B}_1 + c_2 \dot{B}_2 - (c_3 \dot{B}_3 - c_7 \dot{B}_7) - c_8 \dot{B}_8 - c_9 \dot{B}_9 + \dot{Z}_{motor} = 0 \quad (25)$$

$$c_9 \dot{B}_9 + c_3 \dot{B}_3 - c_4 \dot{B}_4 + Z_{caldeira} = 0 \quad (26)$$

$$c_4 \dot{B}_4 - c_5 \dot{B}_5 + c_{11} \dot{B}_{11} - c_{12} \dot{B}_{12} + Z_{sis.absorção} = 0 \quad (27)$$

$$c_5 \dot{B}_5 + c_{16} \dot{B}_{16} - c_6 \dot{B}_6 + Z_{sist.resfr.} = 0 \quad (28)$$

$$c_{15} \dot{B}_{15} + c_6 \dot{B}_6 - c_7 \dot{B}_7 + Z_{bomba} = 0 \quad (29)$$

Nas equações (25) a (29) foram eliminados os termos correspondentes às perdas, zerando seus custos, como foi feito no equacionamento dos custos exergéticos (equações 16 a 18).

Incorporando nestas equações as mesmas considerações feitas na análise de custos exergéticos, equações (14), (15) e (19) a (24), obtém-se:

$$c_1 = c_{combustível} \quad (30) \quad c_2 = 0 \quad (31)$$

$$c_8 = c_{11} \quad (32) \quad c_8 = c_{15} \quad (33)$$

$$c_8 = c_{16} \quad (34)$$

$$c_3 = c_7 \quad (35)$$

$$c_4 = c_5 \quad (36)$$

$$c_9 = c_{\text{combustível}} \quad (37)$$

Como exemplo serão analisadas as conseqüências desta forma de distribuição de custos, no volume de controle correspondente ao motor.

Levando as expressões (30), (31), (35) e (37) à (25), fica:

$$c_8 \dot{B}_8 = c_1(\dot{B}_1 - \dot{B}_9) - c_3(\dot{B}_3 - \dot{B}_7) + \dot{Z}_{\text{motor}} \quad (38)$$

A equação (38) explicita que o custo da potência elétrica produzida é função do custo do combustível mais a amortização do motor (equipamento, instalação, manutenção), tirando o custo da exergia do fluxo de gases rejeitados, e da retirada pela água de resfriamento.

É imediato ver que se não houvesse aproveitamento dos rejeitos de calor o custo da energia elétrica gerada seria maior, igual ao custo do combustível mais a amortização dos custos do motor.

Uma análise similar pode ser feita para cada um dos volumes de controle. O resultado da resolução do conjunto de equações é mostrado na Tabela 6.

Tabela 6: Custos monetários totais e unitários de cada fluxo do sistema de cogeração com motor de combustão interna e sistema de absorção.

Fluxo	\dot{C}_j (US\$/h)	c_j^B (US\$/TJ _{ex})	Fluxo	\dot{C}_j (US\$/h)	c_j^B (US\$/TJ _{ex})
1	63,680	7,573	9	3,631	7,573
2	0	0	10	0	0
3	2,978	45,980	11	0,294	23,370
4	8,806	16,950	12	34,860	175,400
5	1,407	16,950	13	0	0
6	2,672	45,500	14	0	0
7	2,707	45,980	15	0,009	23,370
8	76,970	23,370	16	0,051	23,370

Os resultados da Tabela 6 mostram que o custo da potência (fluxo 8) é grandemente determinado pelo custo do combustível, com uma pequena fração do custo do equipamento, sendo praticamente irrelevante a diminuição do custo da potência pelo aproveitamento dos rejeitos. Em unidades mais comuns, o custo da potência resulta em 82,51 US\$/MWh, e o custo do resfriamento (fluxo 12) em 2,22 US\$/TRh (1 TRh= 12660,882 kJ), este custo é em grande parte devido ao custo do sistema de resfriamento, em relação à exergia obtida no fluxo-produto, o que resulta evidente da comparação dos custos dos fluxos 4-5+11 (insumos energéticos) e o 12. Os restantes fluxos são internos ao sistema, devem ser interpretados no conjunto, lembrando que a água – vapor é um portador de energia.

6. CONCLUSÕES

A avaliação de sistemas energéticos, tanto no referente aos aspectos termodinâmicos quanto de custos monetários é uma poderosa ferramenta no caminho de uma utilização melhor dos recursos disponíveis.

A análise pela Segunda Lei permite perceber de imediato as perdas de exergia ou disponibilidade, ou seja, de trabalho útil, nos diferentes equipamentos, é de grande utilidade particularmente na análise de sistemas de cogeração, onde tem-se geração combinada de calor e trabalho.

A exergoeconomia é um tipo de análise ainda em desenvolvimento, com aspectos desafiadores, tais como o de realizar um tratamento e valorização adequada dos rejeitos aproveitados, e ainda, dos impactos ambientais gerados pelos sistemas energéticos (Pereira e Nebra, 1999).

Agradecimentos

A autora deste trabalho gostaria de agradecer o apoio recebido do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) assim como o auxílio do Prof. Ricardo Wilson Cruz, na preparação dos exemplos apresentados.

7. REFERÊNCIAS

- Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M., 1995, "Thermal Design and Optimization", Edit. Wiley, New York.
- Barreda Del Campo, E. R., 1999, "Avaliação Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário", Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.
- Cerqueira, S. A. A. G., 1999, "Metodologias de Análise Termoeconômica", Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.
- Cruz, R. W. and Nebra, 2002, "Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of Compression Ignition Engine and Aqua-ammonia Absorption Refrigeration Working at Low Temperature", submetido ao 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress, New Orleans, USA.
- El - Sayed, Y.M. and Evans, R.B., 1970 ^a, "Termoeconomics and the Design of Heat Systems", *Journal of Engineering for Power*, pp. 27 - 35.
- El - Sayed, Y.M. and Evans, R.B.; 1970 ^b, "Application of the Termoeconomic Approach to the Analysis and Optimization of a Vapor - Compression Desalting System", *Journal of Engineering for Power*, pp. 17 - 26.
- Frangopoulos, 1983, "Thermoeconomic Funcional Analysis: A Method for Optimal Design and Improvement of Complex Thermal Systems", PhD Thesis, Georgia, Institute of Technology, Atlanta, USA.
- Guarinello, F. ; Cerqueira, S. A A G ; Nebra, S.; 2000, "Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System"; *Energy Conversion and Management*, V. 41, pp. 1191-1200.
- Hirs, G.G.; Editor, 2000, Process Integration, Eurotherm Seminar 65, Part 3: ECOS 2000 Proceedings, Universiteit Twentee, Nederland, July, 2000.
- Huang, F.F.; 1996, Proceedings of ECOS'96, Stockholm, Sweden, pp. 117-210.
- Horlock, J.H.; 1997, Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP), Edit. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA.
- Le Goff, P.; 1980, Energetique Industrielle, V. 1 – Analyse Thermodynamique et Mécanique des Économies d'Énergie, Edit. Technique & Documentation, Paris.
- Lozano, M. A e Valero, A , 1993^a , "Theory of Exergetic Cost", *Energy*, V. 18, N. 9, pp. 939 – 960.

- Lozano, M.A e Valero, A , 1993^b , “Thermoeconomics Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems”, In H. J. Ritcher, ed. “Thermodynamics and Design, Analysis and Improvement of Energy Systems”, ASME, pp. 311 –319.
- Lozano, M. A ; Valero, A e Sierra, L.; 1993, “Theory of Exergetic Cost and Thermoeconomic Optimization”, Proceedings of de Congress: Energy Systems and Ecology, Cracow, Poland, July 5-9. Edited by Jan Szargut and George Tsatsaronis.
- Pereira, J. T. V. e Nebra S. A ; 1999, "Transformities and Exergetic Cost - A Discussion" foi publicado em EMERGY SYNTHESIS - Theory and Applications of the Emergy Methodology - Proceedings of the First Biennial Emergy Analysis Research Conference, Gainesville, Florida. pp. 71-79 ; ISBN: 0-9707325-0-3.
- Sánchez Prieto e Nebra, 2002, “Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration system of a Sugar Mill Plant”; aceito para publicação nos anais da 15th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS 2002, July 3-5, Berlin, Germany.
- Szargut, J.; Merris, D.R.; Steward, E.R.; 1988; Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes; Edit. Hemisphere, Washington D C.
- Torres, E. A., 1999, "Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico", Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.
- Tsatsaronis, G., 1993 , “Thermoeconomics Analysis and Optimization of Energy Systems”, *Progress in Energy and Combustion Sciences*, V. 19, N.3, pp. 227-257.
- Valero, A.; Lozano, M. A.; Serra, L.; Tsatsaronis, G.; Pisa, R.; Frangopoulos, C.; von Spakovsky, M. R., “CGAM Problem: Definition and Conventional Solution,” *Energy*, VOL. 19, No. 3, pp 279-286, 1994.

ANEXOS

Tabela A1: Propriedades dos fluxos do sistema de cogeração com motor alternativo e sistema de absorção

Fluxo	\dot{m}_j (kg/s)	T_j (K)	p_j (kPa)	h_j (kJ/kg)	s_j (kJ/kg.K)	b_j^{phy} (kJ/kg)	b_j^{chem} (kJ/kg)	\dot{B}_j (kW _{ex})
1	0.0513	298.1	nc	nc	nc	nc	45 507.00	2 336.00 ¹
2	1.4120	298.1	99.31	nc	nc	nc	nc	0.00
3	0.2359	363.2	326.30	377.0	1.192	26.32	49.96	17.99
4	0.2359	388.2	283.70	2 699.0	7.183	561.70	49.96	144.29
5	0.2359	388.2	241.20	482.3	1.473	47.80	49.96	23.06
6	0.2359	353.2	205.00	334.9	1.074	19.18	49.96	16.31
7	0.2359	353.2	375.20	335.1	1.074	19.36	49.96	16.35
8	—	—	—	—	—	—	—	915.00
9	1.4630	733.2	162.70	-104.5	0.758	21.98	69.06	133.20
10	1.4630	423.1	99.31	-137.7	0.713	2.11	25.53	40.43
11	—	—	—	—	—	—	—	3.50
12	—	253.9	nc	nc	nc	nc	nc	55.20 ²

Tabela A.2: Custos de instalação, manutenção e instalação dos equipamentos

Sistema	Z (U\$)	\dot{Z} (U\$/hr)
Motor	982,150	17.19
Caldeira	114,000	2.20
Sist. Refrigeração	1,410,000	27.17
Resfriamento	63,000	1.21
bomba	1,320	0.03