



ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM BROMETO DE LÍTIO E ÁGUA

Celina Maria Ribeiro Varani

(*) Laboratório de Energia Solar(LES) da UFPB, Cidade Universitária -Campus I, 58059-900, João Pessoa/PB, e-mail: celina@les.ufpb.br

Carlos A. Cabral dos Santos

(*), e-mail: cabral@les.ufpb.br

Jurandir Crispiniano Viana de Andrade

(*), e-mail: jurandir@les.ufpb.br

Romberg Rodrigues Gondim

(*), e-mail: romberg@les.ufpb.br

***Resumo.** Este trabalho apresenta a Análise Exergética de um Sistema de Refrigeração por Absorção utilizando o par Brometo de Lítio e Água, que está sendo implantado na Universidade Federal da Paraíba (UFPB) - Laboratório de Energia Solar (LES). A análise termodinâmica aplica os conceitos da Primeira e da Segunda Lei para o balanço nos componentes do sistema. A simulação para o dimensionamento teve como base os parâmetros de entrada: calor disponível no gerador, temperatura do condensador, temperatura no evaporador, concentração da solução concentrada, concentração mínima da solução diluída, temperaturas de entrada e saída da água gelada, temperatura de entrada da água de resfriamento no absorvedor e temperatura de saída da água de resfriamento no condensador. Foi desenvolvido um código computacional para a determinação da exergia em cada ponto do ciclo e das irreversibilidades que ocorrem nos componentes do sistema, bem como as eficiências dos mesmos.*

***Palavras-chave:** Refrigeração por Absorção, Disponibilidade Energética, Eficiência Exergética.*

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração têm sido, ao longo dos anos, analisados, em sua grande maioria através da aplicação das leis de conservação, essencialmente, massa e energia. Os procedimentos e as análises decorrentes passam pela determinação do coeficiente de desempenho que quantifica a relação entre a energia obtida e a gasta para o alcance do objetivo estabelecido. Essa metodologia é também conhecida como análise energética pelo fato de ser o núcleo calcado na primeira lei da termodinâmica e ter a base de análise no efeito quantitativo não se preocupando com a qualidade, nem com os níveis de energia ou de temperatura em que os processos estão ocorrendo.

Uma nova metodologia conhecida como análise exergética, tem sido empregada para a avaliação dos sistemas térmicos, com propósitos mais amplos que inclui a preocupação com a qualidade de energia. Este novo enfoque, também, baseado nos conceitos de conservação, amplia o método anterior de análise com a inclusão do uso da segunda lei da termodinâmica, estendendo aos procedimentos os conceitos de exergia e de irreversibilidade. A literatura registra um avanço, para os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, sendo ainda restritos aos trabalhos aplicados aos sistemas de refrigeração por absorção tanto para o par água-amônia como para o par

brometo de lítio-água.

A análise exergetica já se constitui num referencial importante para os avanços dos fabricantes de equipamentos e sistemas na busca da redução das irreversibilidades detectadas, para a melhoria da qualidade e eficiência dos mesmos. Segundo Torres (1999), os primeiros trabalhos no assunto foram realizados em 1878 por Carnot, que enunciou a máquina térmica cíclica, a qual foi a base para a análise exergetica. Os pesquisadores Gouy, em 1889 e Stodola, em 1898, criaram o Teorema de Gouy-Stodola, com o qual se pode avaliar as irreversibilidades dos sistemas térmicos a partir da geração de entropia.

Kotas (1985) e Szargut (1988) escreveram metodologias para a análise exergetica. Kotas (1985), apresenta um desenvolvimento metodológico, com a sequência para a análise de um equipamento ou de uma planta. Szargut (1988) mostra os conceitos fundamentais sobre análise exergetica, bem como uma metodologia de cálculo de exergia química para diversas substâncias, inserida em exemplos práticos.

Para sistemas de simples efeito, pode-se citar Aphornratana e Eames (1995), que introduziram em sua análise a razão de circulação da solução, para melhor verificar o desempenho do ciclo e concluíram que, maiores razões de circulação implicam em maiores irreversibilidades no componente correspondente (gerador e absorvedor). Concluram, ainda, que para diminuir as irreversibilidades nos trocadores de calor é preciso que sejam dimensionados com a máxima efetividade possível.

Ng et al (1997) apresentaram um modelo termodinâmico para estudo de sistemas de refrigeração por absorção que inclui em sua equação de temperatura média de processo, os termos que causam as irreversibilidades internas, tanto para o par brometo de lítio - água como para o par água-amônia.

Berlitz (1999) apresentou um estudo econômico para chillers de absorção incluindo sistemas de duplo efeito, mas com o modelo termodinâmico endoreversível. Este estudo não considera as perdas devido às irreversibilidades internas do sistema.

Silveira et al (2001) apresentaram uma análise experimental de uma bomba de calor para produção de ar quente e seco, com uma inovação no seu projeto. Foi adaptado um duto capaz de interligar o evaporador ao condensador, canalizando o ar para ser aquecido. Depois efetuaram a análise exergetica e associaram o estudo termoeconômico para avaliação do equipamento.

O presente trabalho visa apresentar a análise e discussão de um sistema de refrigeração por absorção com o par brometo de lítio-água de simples efeito, Fig. (1), baseado nos conceitos de exergia e irreversibilidade.

2. ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise energética é uma ferramenta utilizada para a avaliação de desempenho de sistemas térmicos. Como, não distingue calor e trabalho, não indica que tipo de energia pode ou não ser completamente convertida em outra. A energia é conservada, então, o efeito dos processos irreversíveis não aparece. Por isso, esta análise não considera as perdas externas e internas ocorridas no sistema, isto é, não levanta a quantidade nem a qualidade da energia perdida durante os processos. Entretanto, a segunda lei considera as limitações na conversão de energia, então a interação entre calor e trabalho é compreendida melhor quando definida em termos de exergia (também conhecida como disponibilidade), a qual decresce durante um processo real irreversível (Irreversibilidade).

O modelo exergetico faz uso das idéias e das equações utilizadas no modelo energético, acrescentando os balanços para a conservação de exergia e a equação para a avaliação da irreversibilidade. Os conceitos são aplicados em cada componente do sistema para a análise.

Todos os processos reais são, naturalmente, irreversíveis considerando os seguintes fatores: Atrito mecânico; perdas externas devido à taxa de transferência de calor finita entre os trocadores de calor e os reservatórios externos; perdas internas devidas à transferência de calor e massa; perdas internas devidas à perda de carga nos tubos e estrangulamento; perdas devido à transferência de

calor para/do ambiente.

O método endoreversível não é capaz de realizar um diagnóstico, predição e otimização desses tipos de sistema, porque considera somente as perdas externas como visto em Gordon et al (1995) e em Chua et al (1997). Somente recentemente é que as perdas internas foram explicitamente incorporadas nos modelos analíticos termodinâmicos, demonstrado por Gordon et al (1995), Chua et al (1997) e Ng et al (1997). Esses estudos identificam qual o máximo, real e possível, melhoramento do desempenho do sistema que pode ser feito quando, nem os seus componentes nem a tecnologia podem ser modificados. Portanto a aplicação da segunda lei da termodinâmica, se faz necessária, pois incluem as irreversibilidades acima citadas. A aplicação da primeira lei, no entanto serve como base para isto, sendo uma complementar à outra.

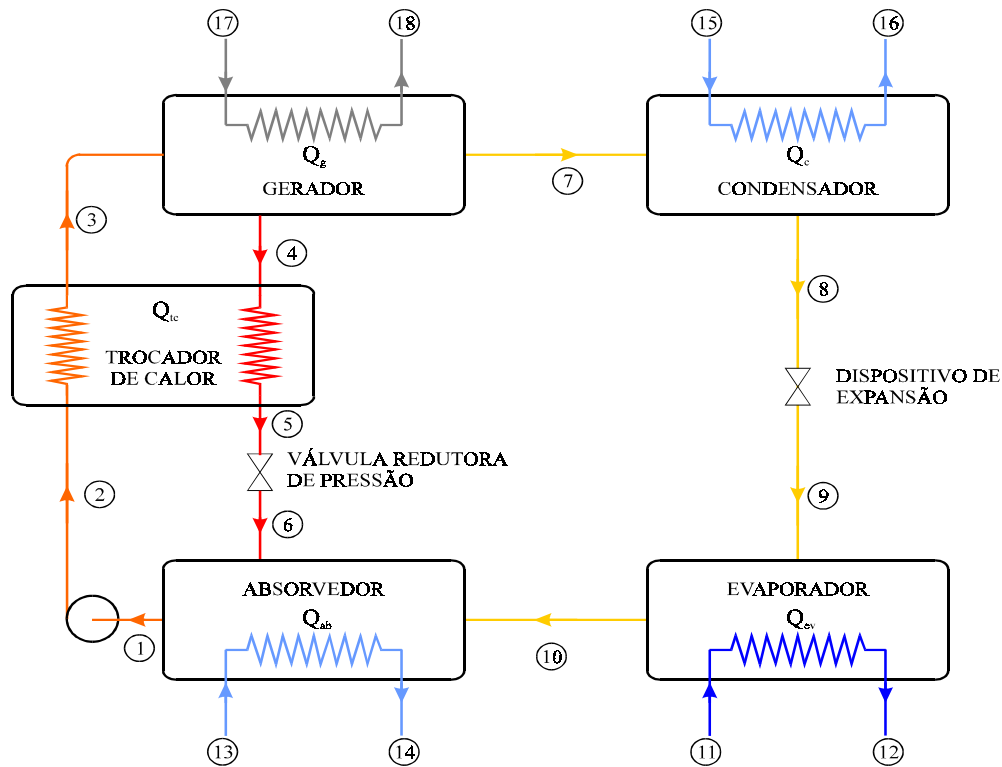


Figura 1. Esquema de uma Unidade de Refrigeração por Absorção de LiBr e Água.

2.1. Sistema Desenvolvido

O sistema de refrigeração por absorção desenvolvido, teve o calor disponível no gerador igual a 21,101 kW. O dimensionamento, a seleção e o projeto dos componentes, foram realizados através dos resultados obtidos com o modelo estabelecido a partir da Primeira Lei da Termodinâmica, cujos parâmetros de entrada fixados foram: calor disponível no gerador, temperatura do condensador (37°C), temperatura no evaporador (5°C), concentração da solução concentrada (64%), concentração mínima da solução diluída (48%), temperaturas de entrada e saída da água gelada (12°C e 7°C), temperatura de entrada da água de resfriamento no absorvedor (29,5°C) e temperatura de saída da água de resfriamento no condensador (35°C), temperaturas de e saída dos produtos de combustão (300°C e 200°C).

A unidade piloto é constituída de três sub-sistemas: sistema de absorção, túnel de combustão e sistema de água gelada/fan-coil. O **sistema de absorção** consta de: gerador, absorvedor, condensador, evaporador, tubo em “U”, trocador intermediário, ejetor, bombas e será acoplado a uma torre de refrigeração, como mostra a Fig. (2). O **túnel de combustão**, que alimenta o sistema de absorção, é composto por um túnel onde escoarão os gases quentes mais um queimador,

acoplado a um exaustor e quadro de comando. O **sistema de água gelada** é composto de duto de tomada de ar externo, caixa de mistura de ar, fan-coil com manta filtrante classe G1, duto de insuflamento, duto de retorno de ar, damper e difusor.

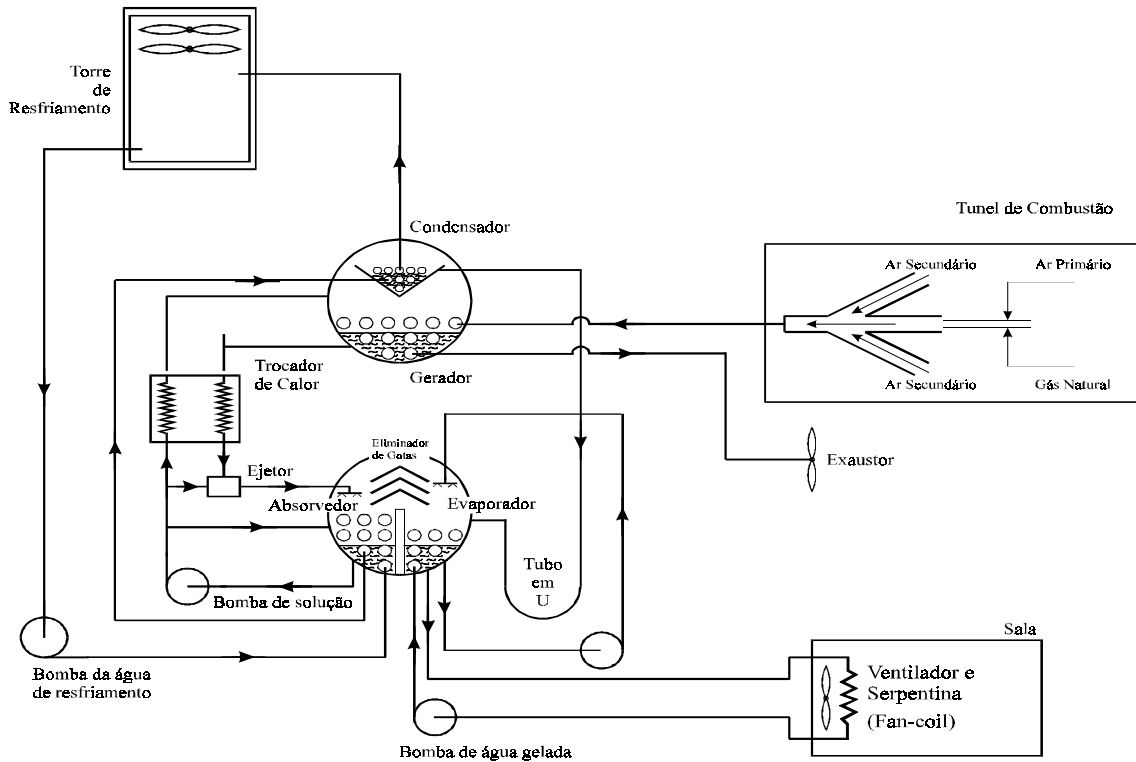


Figura 2. Esquema completo do sistema de refrigeração por absorção desenvolvido.

O código computacional desenvolvido (Varani, 2001) utilizou a linguagem de programação estruturada FORTRAN 90 (Hahn, 1997) e trabalhou com os seguintes parâmetros, temperatura de condensação, vazão da água de resfriamento e concentração da solução diluída, temperatura de cristalização da solução, temperatura do vapor de refrigerante na saída do gerador, propriedades termofísicas da solução, temperatura após a bomba da solução.

A análise utiliza correlações específicas para o par brometo de lítio e água (Andrade, 2000), e para a determinação das propriedades foram utilizadas equações de temperatura de orvalho, entalpia, calor específico e entropia, em vez da utilização de ábacos, encontradas em Kaita (2001). As equações são validadas para uma faixa de temperaturas mais altas (de 40°C a 210 °C) do que as encontradas em McNeely (1979) (de 5 °C a 180 °C).

A equação para o ponto de orvalho fornece a relação das temperaturas de equilíbrio entre a água pura e a solução de brometo de lítio e água, no sistema de absorção:

$$TD = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^3 A_{ij} (X - 40)^i T^j \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (1)$$

onde: TD é a temperatura de orvalho (temperatura de saturação da água: T_a), T é a temperatura da solução e X é a concentração. A faixa de validade para essa equação é $20 \leq T \leq 210^\circ\text{C}$ e $40 \leq X \leq 65$ e os coeficientes são dados na Tab. (1).

O calor específico é dado por:

$$C_p = (A_0 + A_1 X) + (B_0 + B_1 X) T \text{ (kJ/kg.K)} \quad (2)$$

onde: $A_0 = 3,462023$ $A_1 = -2,679895E-2$, $B_0 = 1,3499E-3$ e $B_1 = -6,55E-6$ e a faixa de validade é a

mesma da Eq. (1).

A entalpia da solução é calculada em função da concentração mássica (X em%) e da temperatura da solução (T em °C), determinada considerando o valor de entalpia igual a zero como referência a T = 0 °C e 50% de brometo de lítio na solução. É dada por:

$$h = (A_0 + A_1X)T + (B_0 + B_1X)T^2 + (D_0 + D_1X + D_2X^2 + D_3X^3) \text{ (kJ/kg)} \quad (3)$$

A faixa de validade é a mesma da Eq. (1). Os coeficientes A₀, A₁, B₀, B₁ são os mesmos da Eq. (2), e D₀ = 162,81, D₁ = - 6,0418, D₂ = - 4,5348E-3 e D₃ = 1,2053E-3.

A equação da entropia(s) da solução de brometo de lítio e água é calculada em função da concentração mássica (X em%) e da temperatura da solução (T em °C). Foi determinada considerando o valor da entropia igual a zero como referência a T = 0 °C e 50% de brometo de lítio na solução. É dada por:

$$s = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_{ij} X^j T^i \text{ (kJ/kg.K)} \quad (4)$$

onde: T é a temperatura da solução, X é a concentração com a faixa de validade: 20 ≤ T ≤ 210°C e 40 ≤ X ≤ 65%. Os coeficientes B_{ij} são dados na Tab. (1):

Tabela 1. Coeficientes para determinação da temperatura de orvalho (A_{ij}) e Coeficientes para determinação da entropia da solução (B_{ij}).

j	A _{0j}	A _{1j}	A _{2j}	B ₁₀	B ₁₁	B ₁₂	B ₁₃
0	-9,133128E0	9,439697E-1	-7,324352E-5	5,127558E-1	-1,393954E-2	2,924145E-5	9,035697E-7
1	-4,759724E-1	-2,882015E-3	-1,556533E-5	1,226780E-2	-9,156820E-5	1,820453E-8	-7,991806E-10
2	-5,638171E-2	-1,345353E-4	1,992657E-6	-1,364895E-5	1,068904E-7	-1,381109E-9	1,529784E-11
3	1,108418E-3	5,852133E-7	-3,924205E-8	1,021501E-8	0	0	0

O balanço exerético precisa das equações do balanço energético, a saber, conservação de massa e conservação de energia, para regime permanente, dadas por (Wylen et al, 1995):

$$\sum \dot{m}_{sa} = \sum \dot{m}_e \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{vc} = \sum \dot{m}_{sa} h_{sa} - \sum \dot{m}_e h_e \quad (6)$$

onde: \dot{m} = vazão, \dot{Q}_{vc} = calor no volume de controle, h = entalpia, e = condição de entrada, sa = condição de saída.

2.1. Exergia

Várias são as definições encontradas para a exergia, de onde se destacam as apresentadas por Kotas (1985), Szargut (1988). A exergia pode ser interpretada como a energia máxima disponível de um corpo, que pode ser convertida em outra forma de energia ou trabalho útil através de um processo, quando se considera uma mudança de estado de equilíbrio termodinâmico inicial até a condição de equilíbrio com o ambiente (P₀, T₀), chamado de estado de referência. Os valores do estado de referência variam de local para local e podem ser escolhidos arbitrariamente. As

condições de referência utilizadas na análise são as adotados nos diversos trabalhos consultados, tendo sido também recomendados por Herold et al (1996): $T_0 = 25^\circ \text{C}$ (298,15 K) e $P_0 = 1 \text{ atm}$ (0,101325 MPa). A exergia total é associada à **massa** e às interações com o **trabalho** (EX_w) e o **calor** (EX_c). A exergia associada à massa (EX_m) é dividida em quatro partes: cinética (EX_{cin}), potencial (EX_{pot}), termomecânica ou física (EX_{tm}) e química (EX_{ch}).

Para a presente análise são feitas as seguintes considerações: O volume de controle adotado para cada componente inclui o reservatório externo, por isso não há troca de calor com o meio; o sistema opera ciclicamente e em regime permanente então o transiente é ignorado, não existe trabalho de eixo em nenhum componente do sistema considerado, as velocidades são consideradas moderadas e os pontos se encontram à mesma altura, assim, energia cinética e energia potencial são desprezíveis; existe equilíbrio termodinâmico através do sistema inteiro; as temperaturas dos componentes, na avaliação energética, são consideradas na saída dos mesmos (a solução é saturada deixando o gerador e o absorvedor; o fluido de trabalho (refrigerante) é saturado na saída do condensador e do evaporador); consideradas desprezíveis as perdas de carga e de calor nas tubulações; o escoamento através das válvulas é isentálpico; todos os fluxos de calor são definidos como ; nos componentes gerador e absorvedor (que contém solução brometo de lítio e água) ocorre reação química dentro do volume de controle, mas a exergia química pode ser considerada desprezível na análise, pela própria definição, porque não ocorre transferência de massa para o ambiente (Kotas, 1985).

Assim, para um fluxo de massa que cruza a fronteira de um sistema a exergia (específica) termomecânica ou física, para substâncias puras e em regime permanente, é dada por (Kotas, 1985):

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

Para solução binária, a concentração deve ser considerada. A exergia específica é:

$$ex = \Delta h_i - T_0 \Delta s_i ; \Delta h_i = h_i - h_0 ; \Delta s_i = s_i - s_0 \quad (8.a, b, c)$$

onde: h_i e s_i são a entalpia específica e a entropia específica para cada ponto do sistema, definidos na Figura 1, com $i = 1$ a 18.

Na forma acima, a exergia é definida e interpretada como uma propriedade termodinâmica, e seu valor depende do estado considerado e do estado de referência estabelecido para a realização do evento.

2.3. Irreversibilidade

Como visto, os processos reais não são reversíveis. A irreversibilidade pode ser expressa através da equação (Wylen et al, 1995) (Eq. (9)), também expressa pelo Teorema de Gouy-Stodola (Bejan, 1988)(Eq. (10)):

$$I_{vc} = \left(\sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_{sa} ex_{sa} \right) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc}^{real} \quad (9)$$

$$I = T_0 \left(\sum \dot{m} s_e - \sum \dot{m} s_{sa} - \sum_{vc} \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \right) \right) \quad (10)$$

onde: \dot{Q}_{vc} é a taxa de transferência de calor no volume de controle; $\dot{S}_{ger_{vc}}$ é a entropia gerada no volume de controle, que multiplica T_0 na Eq. (10), sendo um parâmetro sempre ≥ 0 ; S e s são a entropia e a entropia específica; t é o tempo; T é a temperatura.

2.4. Eficiência Exergética

A **eficiência exergética** é um novo parâmetro utilizado para avaliação do desempenho do processo ou do sistema, com a inclusão das perdas do sistema na análise, que não são incluídas na análise pela primeira lei. Segundo Kotas (1985), a eficiência exergética ou **eficiência racional** (β) é uma relação entre a variação da exergia do produto e a variação da exergia dos insumos necessários para o processo (Eq. (11)), também definida por Bejan (1988).

$$\beta = \frac{\Delta ex_{\text{proc.desejado}}}{\Delta ex_{\text{insumos}}}, \text{ onde } 0 < \beta < 1. \quad (11)$$

Szargut (1988), definiu uma outra eficiência termodinâmica pela Segunda, lei chamada de **grau de perfeição termodinâmico** (ξ):

$$\xi = \frac{\sum \text{exergia saída}_{vc}}{\sum \text{exergia entrada}_{vc}} \quad (12)$$

A aplicação destes conceitos de exergia, irreversibilidade e eficiência, para a análise exegética do sistema de refrigeração por absorção desenvolvido, é realizada fazendo-se um balanço em cada componente do ciclo considerando cada volume de controle envolvido, com o propósito de identificar os pontos de maior irreversibilidade do mesmo.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foram introduzidos cinco valores de taxa de transferência de calor no gerador (Q_g), em uma faixa de disponibilidade de energia para o sistema desenvolvido, iguais a 21,10 kW, 31,65 kW, 42,20 kW, 52,75 kW e 63,30 kW. Na Tabela (2) são mostrados valores de temperaturas, pressões, concentrações da solução, vazões, entropias, entalpias e exergia para os 18 pontos do sistema.

Tabela 2. Parâmetros Relativos aos 18 Pontos do Sistema, para $Q_g = 21,101$ kW.

	T (°C)	P (Pa)	h (kJ/kg)	X (%)	m (kg/s)	s(kJ/kg.K)	ex (kJ/kg)
1	34,44	869,96	86,0303	54,9	0,0486	0,2211	24,9411
2	34,43	6.275,2	86,0336	54,9	0,0486	0,2211	24,9412
3	63,64	6.275,2	145,5764	54,9	0,0486	0,4055	29,5010
4	91,13	6.275,2	236,5767	64,0	0,0417	0,4864	96,3828
5	52,86	6.275,2	167,1642	64,0	0,0417	0,2867	86,5010
6	52,51	869,96	166,9781	64,0	0,0417	0,2848	86,8897
7	80,59	6.275,2	2649,4731	0	0,0069	8,5605	101,9942
8	37,00	6.275,2	154,9116	0	0,0069	0,5323	1,0272
9	5,00	869,96	154,9116	0	0,0069	0,5579	- 6,6100
10	5,00	869,96	2509,8691	0	0,0069	9,0257	- 176,3301
11	12,00	-	50,2416	-	0,7760	0,1804	1,2642
12	7,00	-	29,3076	-	0,7760	0,1062	2,4551
13	29,50	-	123,5106	-	1,6356	0,4299	0,1485
14	32,46	-	135,9136	-	1,6356	0,4707	0,4030
15	32,46	-	135,9136	-	1,6356	0,4707	0,4030
16	35,00	-	146,5380	-	1,6356	0,5053	0,7176
17	300,00	-	290,6158	-	0,1966	7,7261	78,8521
18	200,00	-	183,2668	-	0,1966	7,5058	37,1772

Com os parâmetros de entrada fixados foram obtidos ainda os seguintes valores: temperatura de cristalização no ponto 6 (42,48 °C), concentração de cristalização do líquido (64,1 %), vazão dos

produtos de combustão no gerador ($169,94 \times 10^{-3}$ kg/s), vazão de ar primário no queimador ($11,56 \times 10^{-3}$ kg/s), vazão do ar secundário no queimador ($15,75 \times 10^{-3}$ kg/s), vazão do gás natural no queimador ($839,83 \times 10^{-6}$ kg/s).

Pode-se verificar na Tab. (2) que a exergia nos pontos 7, 17 e 18, apresentaram valores maiores do que nos outros pontos do sistema. No ponto 7 a condição do fluido é vapor d'água superaquecido, para a qual as propriedades entalpia e entropia são maiores do que para água em estado líquido. Para os pontos 17 e 18, tem-se produtos de combustão que foram considerados como ar a pressão atmosférica, cujas propriedades entalpia e entropia também são maiores do que para água em estado líquido. As exergias dos pontos 9 e 10 resultaram negativas devido ao fato desta propriedade estar sendo analisada em relação ao estado de referência (T_0, P_0) que se encontra. Nestes pontos tanto a temperatura quanto a pressão têm valores abaixo das condições de referência apresentados.

Na Figura (3) tem-se ilustrados os valores das irreversibilidades de cada componente do sistema. A irreversibilidade do gerador foi apresentada com o seu valor dividido por 10, de maneira que fosse ilustrada em uma escala condizente com os valores das irreversibilidades dos outros componentes. A Figura (4) mostra os resultados dos cálculos das eficiências dos componentes do sistema pela primeira lei e pela segunda lei, para o valor do calor do gerador de 21,101 kW.

A medida que aumenta a taxa de transferência de calor introduzida no gerador, observa-se o aumento proporcional da irreversibilidade de todos os componentes. Isto é explicado porque, os fluxos de massa aumentam e as taxas de transferência de calor também aumentam. A irreversibilidade do gerador de vapor apresentou valores bem maiores do que para os outros componentes. Pode-se confirmar isto analisando a entropia gerada nesse componente. Isto se deve às perdas que ocorrem, tanto nos produtos de combustão como no próprio processo de separação do refrigerante da solução, por causa da diferença de temperatura dos produtos de combustão e da solução, e porque os produtos de combustão são lançados diretamente no gerador. As irreversibilidades que ocorrem no absorvedor também são consideráveis, comparadas com os valores das irreversibilidades dos outros componentes. Isto é justificado tendo em vista que o processo de absorção do vapor de refrigerante no absorvedor ocorre transferência de calor e de massa, e depende do nível de pressão e da condição de resfriamento do calor liberado durante o processo. Nos outros componentes existe somente a transferência de calor, daí a irreversibilidade é menor.

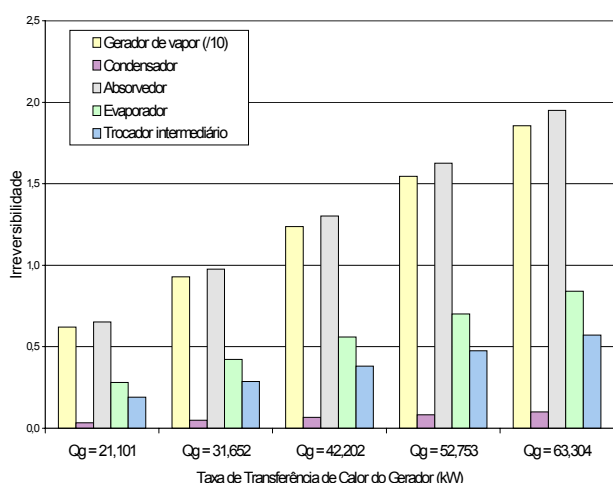


Figura 3. Irreversibilidades dos Cinco Componentes, para os Cinco Casos.

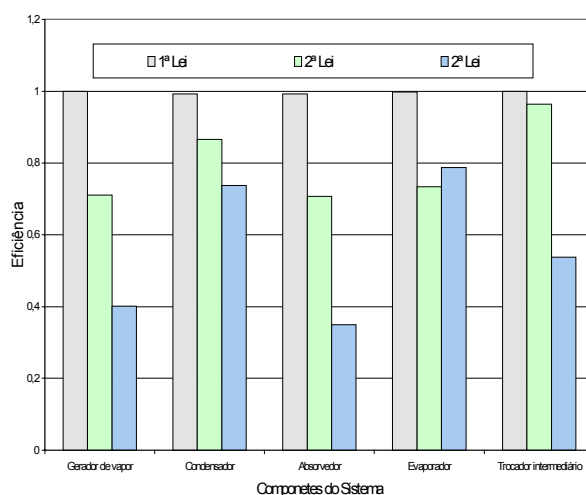


Figura 4. Eficiência dos Componentes (1ª e 2ª Lei da Termodinâmica), para $Q_g = 21,101$ kW.

Foi determinada também para a análise as irreversibilidades nos componentes, válvula de expansão do refrigerante, válvula redutora de pressão no circuito da solução e bomba da solução (Aphornratana e Eames, 1995), bem como a irreversibilidade total do sistema e ainda a razão das

irreversibilidades de cada componente comparada à irreversibilidade total do sistema (Varani, 2001). As razões de irreversibilidades (R_{ind}) dos componentes do sistema apresentaram um mesmo comportamento do apresentado pelas irreversibilidades. Para o gerador o valor é bem maior do que para os outros componentes. Esse parâmetro não apresentou variação com as taxas de transferência de calor do gerador, devido à proporção de aumento das irreversibilidades de cada componente.

Como pode ser observado na Fig. (4), a eficiência dos componentes determinada pela Primeira Lei da Termodinâmica é em torno de 1,0 (um), o que mostra que a verificação do desempenho desses equipamentos não é bem representada por essa avaliação. Isto é demonstrado pela avaliação através do conceito de exergia, como pode ser observado no gráfico. A eficiência racional do absorvedor apresentou-se menor do que a do gerador, apesar da irreversibilidade do gerador ser quase 10 vezes a irreversibilidade do absorvedor, porque a definição envolve exergia, e a exergia do vapor saturado que sai do evaporador e entra no absorvedor é negativa e muito baixa. As colunas referentes à determinação do grau de perfeição termodinâmico mostram o comportamento para cada componente. Como esse parâmetro só define as irreversibilidades internas, ele é uma ferramenta para se poder avaliar as irreversibilidades ocorridas em cada um deles, devido à fatores externos.

4. CONCLUSÃO

A análise exergética objetivou a avaliação quantitativa e qualitativa do sistema estudado, para a verificação das irreversibilidades (perdas de exergia) que ocorrem em cada componente com vistas à otimização do mesmo. O componente que apresentou maior irreversibilidade foi o gerador de vapor, cuja relação com a irreversibilidade total foi de aproximadamente 80%, enquanto as relações dos outros componentes situaram-se em uma faixa de 0,4 a 8,0%. As menores eficiências exergéticas foram encontradas no gerador de vapor e no absorvedor. Foi observado que a melhoria do sistema deve partir da otimização do gerador de vapor. Os resultados estão coerentes com os disponíveis na literatura, validando assim as análises realizadas através do modelo estabelecido.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Varani, C. M. R., 2001, “ Avaliação Energética e Exergética de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Água/Brometo de Lítio Utilizando Gás Natural”, Tese de Doutorado, CPGEM/CT/UFPB.
- Andrade, J. C. V.de, Santos, C. A. C. dos, Varani, Celina M. R., 2000, “Simulação Computacional Baseada na Disponibilidade de Resíduos Energéticos para a Produção de Frio”, Anais do CONEM, Natal/ Rn, Agosto.
- Aphornratana, S., Eames, I.W., 1995 – “Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration Cycles using the Second Law of Thermodynamics Method”, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 244-252.
- Bejan, Adrian, 1988, “Advanced Engineering Thermodynamics”, John-Wiley & Sons, N. Y.
- Berlitz T., P. Satzger, F. Summerer, F. Ziegler, G. Alefeld, 1999, “A Contribution to the Evaluation of the Economics Perspectives of Absorption Chillers”, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp. 67-67.
- Chua, H.T.; Gordon, J.M.; Ng, K.C. And Han, Q., 1997 – “Entropy Production Analysis and Experimental Confirmation of Absorption Systems”, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, pp. 179-190.
- Wylen, G.V., Sontang, R., Borgnake, C., 1995, “Fundamentos de Termodinâmica Clássica”, Edgard Blücher Ltda.
- Gordon, J. M. And Kim Choon Ng, 1995, “Predictive and Diagnostic Aspects of a Universal Thermodynamic Model for Chillers”, Int. Journal of Mass and Heat Transfer, Vol. 38, No. 5, pp. 807-818.
- Gordon, J. M. And Ng, K. C., 1995, “A General Thermodynamic Model for Absorption Chillers:

- Theory and Experiment”, Heat Recovery Systems & CHP, Vol.15, No. 1, pp.73-83.
- Hahn, B. D., 1997, “Fortran 90 – For Scientists & Engineers”, Arnold - a Member of the Hodder Headline Group, London.
- Herold, K.E., Rademacher, R. And Klein, A.S., 1996, “Absorption Chillers and Heat Pumps”, CRC Press, USA.
- Kaita, Y., 2001, “Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-Water Solutions at High Temperatures”, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 374-390.
- Kotas, T. J., 1985, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Anchor Brendon Ltd., London.
- Mcneely, L. A., 1979, “Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide” ASHRAE Transactions, Part I, ASHRAE Inc., N.Y., Pp.413-434.
- Ng, K.C., H.T. Chua, K. Tu, N.M. Chong, 1997, “Performance Study of Water-LiBr Absorption Chillers: Thermodynamic Modeling and Experimental Verification”, Proceedings of the International Symposia on Transport Phenomena in Thermal Science and Process Engineering, Kyoto/Japan, Vol 3, pp 961-965.
- Silveira, J. L.; Freitas, E. S.; Reis, J. A.; Gouvêa, P. E. M., 2001, “Produção de Ar Quente e Seco: Análise Experimental de uma Bomba de Calor”, Anais do COBEM 1999, Águas de Lindóia/SP.
- Szargut, J.; Morris D.R.; Steward, F.R., 1988, “Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process”, Hemisphere Publishing Corporation, N.Y.
- Torres, E. A., 1999, “Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico”, FEM/UNICAMP, Tese (Doutorado), Campinas/SP.

EXERGETIC ANALYSIS OF NA ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM WITH LITHIUM-BROMIDE AND WATER

Celina Maria Ribeiro Varani

(*) Laboratório de Energia Solar(LES) da UFPB, Cidade Universitária -Campus I, 58059-900, João Pessoa/PB, e-mail: celina@les.ufpb.br

Carlos A. Cabral dos Santos

(*), e-mail: cabral@les.ufpb.br

Jurandir Crispiniano Viana de Andrade

(*), e-mail: jurandir@les.ufpb.br

Romberg Rodrigues Gondim

(*), e-mail: romberg@les.ufpb.br

***Abstract:** This work presents a Exergetic Analysis of na Absorption Refrigeration System utilizing the pair LiBr-H₂O, implanted at Universidade Federal da Paraíba - Laboratório de Energia Solar (UFPB/LES). The thermodynamic analysis applies the concepts of the First and the Second Law of Thermodynamics, for the balance at the components of the system. The simulation for sizing the system was based at the entrance parameters: generator available heat, condensation temperature, evaporation temperature, concentration of the concentrated solution, minimum concentration of the diluted solution, inlet and outlet temperatures of chilled water, cooling water inlet temperature at the absorber, cooling water outlet temperature at the condenser. It was developed a computational code for the determination of the exergy of each point of the cycle and irreversibilities that occurs over each component of the system, as well as its efficiencies.*

***Keywords:** Absorption Refrigeration, Availability Energetic, Exergetic Efficiency.*