

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO AMÔNIA-ÁGUA

Enzo Schlottfeldt Ocanha, enzo_ocanha@yahoo.com.br

Jacqueline Biancon Copetti, jcopetti@unisinos.br

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS. Engenharia Mecânica. Av. Unisinos, 950, São Leopoldo, 93022-750, Brasil.

Resumo: Este trabalho aborda uma análise energética e exergética de uma máquina de absorção amônia-água de 13,3 kW de capacidade de refrigeração operando em regime permanente, utilizando um modelo numérico desenvolvido no EES. Essa máquina é do tipo simples estágio, com recuperações de calor no absorvedor de alta temperatura e no retificador, sendo acionada por queima direta de GLP ou GN. Os principais componentes do ciclo analisado são o queimador, o conjunto gerador-retificador, o condensador, o pré-resfriador de condensado, o evaporador, o absorvedor de alta temperatura, resfriado pela solução forte, o absorvedor resfriado por ar ambiente, a bomba de solução e os três dispositivos de expansão. O modelo numérico proposto baseia-se em balanços de massa, energia e exergia para cada componente do sistema. Esse modelo numérico permitiu a quantificação das taxas de calor e de exergia transferidas nos componentes, das eficiências exergéticas desses componentes e do COP do ciclo, sob diversas condições operacionais e ambientais. Foram encontrados um COP de 0,415 e uma eficiência exergética de 0,137 para as condições avaliadas. Os componentes que responderam pelas maiores parcelas de destruição de exergia do ciclo foram o gerador (62%), o conjunto de dispositivos de expansão (15,3%) e os dois absorvedores combinados (13,4%). Os resultados mostraram ainda que existe um título de vapor na saída do evaporador ótimo para o desempenho do ciclo, que deve ser tanto maior quanto maior for a fração de massa de amônia do refrigerante.

Palavras-chave: refrigeração por absorção, amônia-água, análise energética e exergética, análise paramétrica.

1. INTRODUÇÃO

Com relação às fontes de energia dos sistemas de refrigeração, segundo a US Energy Information Administration (EIA, 2014), em médio prazo no mundo a demanda de energia elétrica será maior do que a oferta, pondo em risco a segurança do seu fornecimento. No Brasil, o consumo de energia elétrica tem aumentado em relativo equilíbrio com a oferta, segundo a Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2015). Já com relação ao gás natural, o Brasil conta com oferta ainda bastante superior à demanda, e seu uso apresenta grande potencial. No Brasil, cerca de 68% da capacidade instalada de geração de energia é de fonte hidrelétrica, a qual depende fortemente da afluência nos reservatórios das usinas para garantia de suprimento. Nesse cenário, fica evidenciado que o uso racional e eficiente da energia elétrica é de vital importância para a garantia do suprimento energético em longo prazo.

Devido à menor dependência da energia elétrica e à utilização de refrigerantes naturais (com valores de ODP e GWP teoricamente nulos), tais como a água e a amônia, os sistemas de refrigeração por absorção vêm sendo alvo de um crescente interesse a nível mundial na última década. Esse interesse leva à necessidade de otimizações do ciclo e de suas aplicações, a fim de potencializar sua utilização e competitividade com os sistemas de compressão de vapor. A grande versatilidade operacional do ciclo de absorção permite o fornecimento de resfriamento e aquecimento simultaneamente, impulsionando principalmente as aplicações comerciais de médio e pequeno porte, como hospitais, supermercados ou indústrias de alimentos.

Com o intuito de contribuir para o desenvolvimento dos sistemas de absorção, desenvolveu-se um modelo numérico de uma máquina de absorção de 13,3 kW de capacidade de refrigeração, baseado em equações que descrevem o comportamento de um ciclo de absorção de simples estágio e que emprega a mistura amônia-água como fluido de trabalho. Para o desenvolvimento do modelo e a simulação utilizou-se o software EES. Os resultados foram confrontados com parâmetros operacionais e de desempenho constantes na literatura e fornecidos pelo fabricante. Dessa forma, este trabalho vai ao encontro da necessidade de avaliar o desempenho das máquinas de absorção de forma mais simples e rápida, identificando condições ótimas de operação, ponderando a influência de parâmetros ambientais e oportunidades de melhoria de desempenho.

1.1. Ciclos de Refrigeração por Absorção Amônia-água

O desempenho e os parâmetros operacionais dos ciclos de absorção são fortemente influenciados pelas propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, o que determina uma série de requisitos desejáveis de um par refrigerante-absorvente, como pressões de trabalho moderadas, ausência de formação de fase sólida ou precipitações, alto calor latente no refrigerante, alta diferença de volatilidade entre refrigerante e absorvente, ausência de toxicidade e inflamabilidade, estabilidade química, baixos valores de ODP e GWP, dentre outros. Não há pares de refrigerante e absorvente conhecidos que atendam todos os requisitos desejáveis para o máximo desempenho de um ciclo de absorção. Os dois pares de substâncias conhecidas que apresentam melhores propriedades para esses ciclos são, atualmente, água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$) e amônia-água ($\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$). A operação do ciclo com qualquer um desses pares se dá de forma bastante parecida. As diferenças existentes ocorrem em função das propriedades termodinâmicas dos fluidos. Os ciclos $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ operam com pressões muito maiores do que os a $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ e requerem o emprego de purificação do vapor na saída do gerador (comumente utilizando a retificação com refluxo), mas são capazes de atingir temperaturas de vaporização abaixo de 0°C , permitindo sua aplicação em sistema de refrigeração.

A unidade analisada neste trabalho, fabricada pela empresa italiana Robur, modelo ACF60-LB, é uma máquina de absorção de simples estágio com recuperações internas de calor. Essa unidade é acionada por queima direta de GLP ou GN, operando com o par $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$. Como se pode ver na Fig. 1, os principais componentes da unidade ACF60-LB são o queimador, o conjunto gerador - retificador, o condensador, o pré-resfriador de condensado - HX1, o evaporador, os dois absorvedores (um absorvedor de alta temperatura resfriado pela solução forte - ABS1 e um absorvedor resfriado por ar ambiente - ABS2), a bomba de solução e os três dispositivos de expansão. Em um ciclo de absorção operando para refrigeração, o componente sujeito à menor pressão e temperatura é o evaporador, enquanto o componente sujeito à maior pressão e temperatura é o gerador.

O circuito apresenta três níveis de pressão, bem como recuperações internas de calor no retificador, no ABS1 e no HX1. As rejeições de calor para o meio se dão no condensador ($\dot{Q}_{\text{cond}}$) e no absorvedor 2 ($\dot{Q}_{\text{abs2}}$), o fornecimento de potência térmica para o ciclo se dá no gerador ($\dot{Q}_{\text{ger}}$) e o fornecimento de potência de eixo se dá na bomba de solução ($\dot{W}_{\text{bomba}}$).

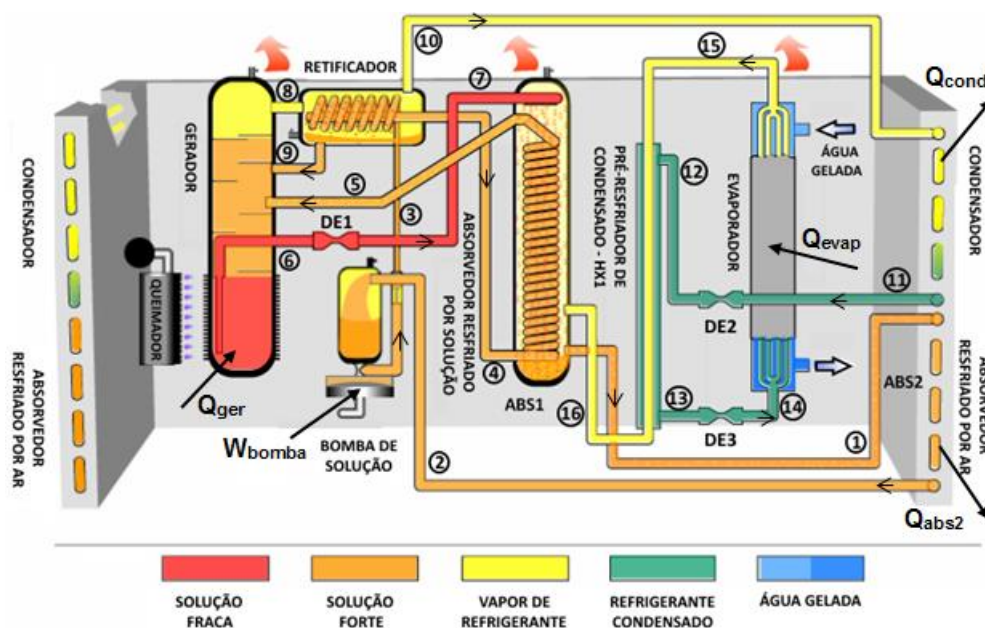


Figura 1. Ciclo de absorção de simples efeito amônia-água da unidade Robur ACF60-LB.

Analisando a Fig. 1, o funcionamento do ciclo se dá da seguinte forma: iniciando com o ponto 1, na saída do ABS1, a corrente consiste em solução forte (rica em refrigerante) e refrigerante ainda não absorvido. A absorção desse refrigerante é completada mediante rejeição de calor no ABS2 (2). A solução forte é bombeada até a pressão do gerador (3), passando por um trocador de calor, onde ocorre o aproveitamento do calor do retificador (4). A solução passa então por outro trocador de calor, recuperando calor proveniente do processo exotérmico de absorção no ABS1 e, já próxima do estado de saturação, alimenta o gerador (5). A corrente de saída do topo do gerador consiste de vapor do refrigerante à alta temperatura (8), em função do calor de acionamento do ciclo fornecido à solução no próprio gerador. O vapor de refrigerante passa por um processo de retificação, a fim de reduzir o seu teor de água. A parcela de vapor que condensa, rica em água, retorna para o gerador como refluxo (9). O vapor de refrigerante retificado (10) segue para o condensador, onde condensa, mediante rejeição de calor para o meio à temperatura intermediária. A corrente, já líquida saturada ou sub-resfriada e à alta pressão (11), passa pelo dispositivo de expansão DE2, tendo sua pressão reduzida, e vaporiza parcialmente. Essa corrente, agora composta de mistura saturada de refrigerante (12), tem seu título aumentado

mediante troca de calor no HX1 (13), expande novamente no DE3 (14) e alimenta o evaporador, onde completa sua vaporização, fornecendo o efeito de refrigeração do ciclo, na temperatura mais baixa do mesmo. O vapor de refrigerante, em estado saturado ou com pequeno superaquecimento (15) recebe calor no HX1 (16) e flui até o absorvedor de alta temperatura, onde será absorvido pela solução fraca proveniente do fundo do gerador (6 e 7). A absorção do refrigerante se dá mediante rejeição de calor no ABS1.

1.2. Análise Exergética em Ciclos de Absorção

O aumento do custo da energia ao longo das últimas décadas, bem como o crescente aumento da sua demanda, tem motivado a avaliação dos processos de conversão de energia comumente empregados. A análise exergética de um sistema complementa a análise energética oferecendo uma medida da magnitude da energia perdida em relação à energia total fornecida sob a forma de insumo energético. Além disso, fornece uma medida da qualidade da energia do ponto de vista termodinâmico, permite a definição da eficiência racional do sistema, que é a relação entre a exergia do efeito desejado e a exergia consumida para atingir esse efeito, e auxilia a localização e a quantificação das perdas termodinâmicas (perdas exergéticas, irreversibilidades ou destruição exergética) nos sistemas de interesse.

2. METODOLOGIA

O modelo desenvolvido para a análise energética e exergética proposta baseia-se em balanços de massa, energia e exergia para cada componente do sistema, levando em consideração as propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerante e absorvente (equações de estado) e as equações relacionadas às transferências de calor nos componentes do ciclo. A numeração utilizada para a identificação das correntes do ciclo é a mesma utilizada na Fig. 1. Adicionalmente, o modelo utiliza a efetividade dos trocadores de calor; entende-se que essa abordagem simplifica o equacionamento dos trocadores, sendo adequada na modelagem de sistemas cuja geometria e desempenho dos componentes são pouco conhecidos.

Ressalta-se que em boa parte dos processos do ciclo de absorção ocorrem fenômenos de transferência de massa e calor simultaneamente. Além disso, um sistema de absorção tem a particularidade dos fluidos de trabalho serem misturas binárias. Em contraste com as substâncias puras, as misturas binárias não têm uma única temperatura de evaporação ou condensação para uma dada pressão. Portanto, a temperatura de equilíbrio depende, também, da fração de massa das correntes. Tais características tem grande impacto no comportamento, desempenho e equacionamento do ciclo.

2.1. Hipóteses Simplificadoras

As hipóteses simplificadoras consistem de aproximações dos processos ou condições reais, de forma a facilitar a formulação e resolução das equações. As hipóteses adotadas no desenvolvimento do modelo foram as seguintes:

- a) A operação do ciclo ocorre em regime permanente, sendo desconsiderada a fase transiente até sua estabilização;
- b) As variações de pressão ocorrem apenas nos dispositivos de expansão e na bomba de solução, de forma que não foram consideradas as perdas de carga nos componentes ou nas tubulações que os interligam. O ciclo, portanto, apresenta apenas três níveis de pressão;
- c) As irreversibilidades nos processos são contabilizadas através de suas eficiências ou efetividades;
- d) As propriedades termodinâmicas da mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ são determinadas por meio da biblioteca externa do software EES. A rotina de propriedades desta biblioteca baseia-se nas correlações descritas em Herold et al. (1996);
- e) Os estados termodinâmicos dos pontos (2), (6), (8), (9), (10), (11) e (15) da Fig. 1 foram definidos segundo a Tab. 1, conforme proposto por Herold et al. (1996), Bazzo et al. (2012) e Aguilar (2010);
- f) Existe uma relação de proporcionalidade entre as pressões alta e intermediária do ciclo, conforme proposto por Parise et al. (2007) em seu estudo experimental sobre ciclos de absorção $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$;
- g) As transferências de calor externas ao ciclo ocorrem apenas no gerador, no evaporador, no condensador e no absorvedor resfriado a ar; as perdas de calor para o ambiente são desprezíveis;
- h) As efetividades e as condutâncias térmicas determinadas para os componentes ou processos do ciclo são consideradas constantes, não sendo afetadas por variações nas vazões mássicas;
- i) As parcelas cinética e potencial da exergia e da energia das correntes foram desprezadas;
- j) Conforme proposto por Herold et al. (1996), a diferença de fração de massa de amônia entre as soluções forte e fraca foi fixada, sendo um dado de entrada do modelo.

Com relação à Tab. 1, supôs-se que os estados definidos independem das condições operacionais do ciclo. Além disso, considerou-se que a vaporização não se completa no evaporador (título de vapor de 0,98 na saída), em função dos traços de água presentes no refrigerante. Essa suposição é adequada para ciclos $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, e corroborada pela presença do trocador de calor HX1 na saída do evaporador, o qual aproveita o calor latente de vaporização da fração de água no refrigerante para sub-resfriar a corrente proveniente do condensador.

Tabela 1. Definições de estados termodinâmicos do ciclo.

<i>Ponto</i>	<i>Localização</i>	<i>Estado</i>	<i>Título de Vapor, χ [-]</i>
2	Saída do ABS2	Líquido saturado	0
6	Fundo do gerador	Líquido saturado	0
8	Topo do gerador	Vapor Saturado	1
9	Refluxo do retificador	Líquido saturado	0
10	Saída do retificador	Vapor Saturado	1
11	Saída do condensador	Líquido saturado	0
15	Saída do evaporador	Mistura	0,98

2.2. Dados de Entrada

Os dados de entrada a serem inseridos no modelo estão resumidos na Tab. 2. Os valores considerados para essas variáveis representam a condição padrão de operação da unidade ACF60-LB.

Tabela 2. Dados de entrada do modelo completo.

<i>Variável</i>	<i>Valor</i>	<i>Descrição</i>
T_{amb}	30 °C	Temperatura ambiente
T_{ag}	-5 °C	Temperatura de fornecimento de água gelada
Q_{ger}	27,8 kW	Taxa de calor fornecido ao gerador
ϵ_{HX1}	0,70	Efetividade do trocador de calor HX1
ϵ_{ABS1}	0,35	Efetividade da troca de calor no ABS1
ϵ_{Ret}	0,15	Efetividade da troca de calor no retificador
UA_{cond}	0,80 kW/°C	Condutância térmica no condensador
UA_{abs2}	1,45 kW/°C	Condutância térmica no ABS2
η_{Bomba}	0,80	Eficiência isentrópica da bomba de solução
Δx	0,10	Variação de fração de massa de amônia no circuito de solução
χ_{15}	0,98	Título de vapor do refrigerante na saída do evaporador
η_B	0,80	Eficiência de Murphree para a seção B do gerador
η_C	0,80	Eficiência de Murphree para a seção C do gerador
η_D	0,80	Eficiência de Murphree para a seção D do gerador
T_{ger}	120 °C	Temperatura na seção A do gerador
T_{fonte}	225 °C	Temperatura da fonte de calor de acionamento do gerador
T_0	25 °C	Temperatura de referência para análise exergética
P_0	101,325 kPa	Pressão de referência para análise exergética

Os valores de temperatura ambiente, temperatura de água gelada, taxa de calor fornecida ao gerador e a temperatura dos gases de acionamento desse componente foram extraídos do catálogo da unidade ACF60-LB (ROBUR, 2015). As condutâncias térmicas no condensador e no ABS2 foram calculadas com base nos dados desse mesmo catálogo. As efetividades no trocador de calor HX1, no ABS1 e no retificador foram definidas de forma que as temperaturas de saída desses componentes fossem próximas aos valores medidos para um sistema similar, como apresentado por Ortigosa (2007). A eficiência da bomba de solução, a variação de fração de massa no circuito de solução e o título de vapor do refrigerante na saída do evaporador são valores típicos para sistemas de absorção de simples estágio NH_3-H_2O , conforme Herold et al. (1996). O gerador foi dividido em quatro volumes de controle, A, B, C e D, conforme a Fig. 2b. A temperatura da seção A do gerador também foi definida conforme as medições de Ortigosa (2007). As eficiências de Murphree para os volumes de controle B, C e D do gerador basearam-se nos estudos de Aguilar (2010). Por fim, a definição da temperatura e da pressão de referência para a análise exergética seguiu a proposta de Kotas (1995) e Çengel (2009).

2.3. Modelo Numérico

Em todos os componentes do ciclo são definidos balanços de massa, fração de amônia e energia, conforme as Eq. (1) a (3).

$$\sum \dot{m}_{entra} - \sum \dot{m}_{sai} = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}x_{entra} - \sum \dot{m}x_{sai} = 0 \quad (2)$$

$$\sum \dot{Q}_{entra} + \sum \dot{m}h_{entra} - \sum \dot{Q}_{sai} - \sum \dot{m}h_{sai} = 0 \quad (3)$$

Com relação à análise exergética, as equações utilizadas foram as propostas por Kotas (1995) e Bejan et al. (1996). A Eq. (4) determina a relação entre a taxa de transferência de exergia ($\dot{B}_{calor}$) e de calor ($\dot{Q}$) em um sistema, na qual o termo entre parênteses representa a eficiência de *Carnot* para as temperaturas consideradas. A taxa de transferência de exergia através de potência de eixo ou elétrica ($\dot{B}_{trab}$), por sua vez, é o próprio valor da potência ($\dot{W}$), conforme a Eq. (5). Já a taxa de transferência de exergia de um fluxo de massa ($\dot{B}_{massa}$) é dada pelo produto da vazão mássica ($\dot{m}$) pela exergia específica da substância (b), conforme a Eq. (6). A Eq. (7) apresenta um balanço de exergia para um sistema aberto operando em regime permanente, que é o caso dos componentes do ciclo analisado. A Eq. (8) determina a eficiência racional de um componente genérico (ψ_i), que é a razão entre a exergia do efeito desejado ($\dot{B}_{out,i}$) e a dos insumos consumidos para obter esse feito ($\dot{B}_{in,i}$). A Eq. (9) apresenta a formulação para determinação da exergia destruída em um componente ($\dot{B}_{dest,i}$), e a Eq. (10) determina a destruição relativa de energia (ϕ_i) de um componente com relação ao ciclo como um todo.

$$\dot{B}_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q} \quad (4)$$

$$\dot{B}_{trab} = \dot{W} \quad (5)$$

$$\dot{B}_{massa} = \dot{m}b \quad (6)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum \dot{m}b_{entra} - \sum \dot{m}b_{sai} - \dot{B}_{dest} = 0 \quad (7)$$

$$\psi_i = \frac{B_{out,i}}{B_{in,i}} \quad (8)$$

$$B_{dest,i} = B_{in,i} - B_{out,i} \quad (9)$$

$$\phi_i = \frac{B_{dest,i}}{B_{dest,Total}} \quad (10)$$

2.3.1 Modelagem do Gerador

O gerador é um dos principais componentes de um ciclo de absorção, permitindo, em conjunto com o absorvedor, a chamada compressão térmica do refrigerante. O gerador da unidade Robur ACF60-LB adota o conceito de coluna de pratos, semelhante a uma coluna de fracionamento. Conforme a Fig. 2 e Tab. 1, na modelagem desse componente considerou-se que o vapor de refrigerante no ponto (8) está no estado de vapor saturado, a corrente que abandona o gerador (6) é de líquido saturado e o refluxo que retorna do retificador (9) é, também, líquido saturado. A corrente 5, por sua vez, foi considerada como líquido sub-resfriado.

Para a avaliação da influência da variação da temperatura do gerador no desempenho do sistema, se faz necessário um equacionamento detalhado para esse componente. Assim, o gerador foi dividido em quatro volumes de controle, como detalhado na Fig. 2b. Os balanços de massa e energia foram estabelecidos para cada um dos volumes de controle, bem como definiu-se as eficiências de transferência de calor e massa, conforme proposto por Lockett (2009). Essa abordagem é semelhante à proposta por Aguilar (2010) em seu trabalho sobre a modelagem térmica de geradores em ciclos de absorção $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

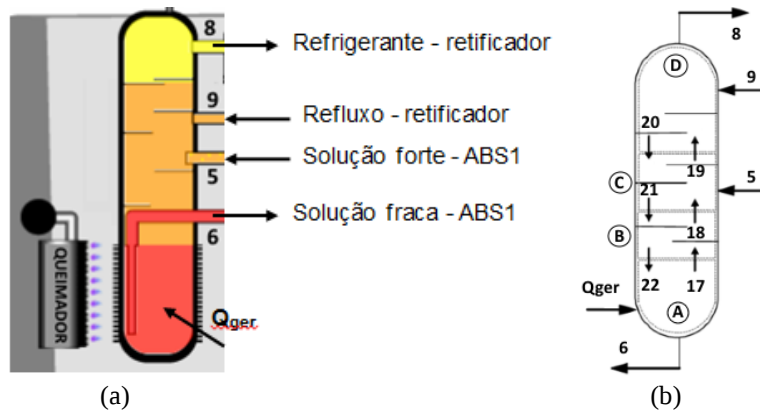


Figura 2. Gerador da ACF60-LB: (a) correntes do componente e (b) volumes de controle estabelecidos.

As relações de recirculação (Rec_{Ger}) e de refluxo ($Reflux_{Ger}$) no gerador são definidas nas Eq. (11) e (12). A Eq. (13) exemplifica a eficiência de Murphree (η_B) para a fase vapor no processo de transferência de calor e massa no prato referente ao volume de controle "B" (Fig. 2b). Segundo Lockett (2009), a fração de massa de amônia (x) máxima no prato é obtida quando a temperatura da fase vapor tende à temperatura do líquido saturado, sempre mais baixa. Assim, a formulação utilizada da eficiência correlaciona a fração de massa de amônia máxima teórica com a fração efetivamente obtida no processo. A eficiência nos demais volumes de controle é modelada de forma semelhante.

$$Rec_{Ger} = \frac{m_5}{m_8} \quad (11)$$

$$Reflux_{Ger} = \frac{m_8}{m_9} \quad (12)$$

$$\eta_B = \frac{x_{18} - x_{17}}{x_{18e} - x_{17}} \quad (13)$$

3. RESULTADOS E ANÁLISE

3.1. Análise Exergética

Os valores calculados de eficiência racional (ψ), taxa de exergia destruída ($\dot{B}_{dest}$) e destruição relativa de exergia (ϕ) para cada componente do ciclo estão apresentados na Tab. 3. Esses resultados foram obtidos utilizando os dados da Tab. 2. A Tab. 3 mostra que a eficiência racional (ou exergética) obtida para o ciclo de absorção da ACF60-LB nas condições padrão foi de 0,137. Nas mesmas condições, o COP obtido foi de 0,415. Nota-se na Tab. 3 que não há valores de eficiência racional para os dispositivos de expansão, pois, conforme Kotas (1995), não faz sentido definir uma eficiência racional para esse tipo de equipamento, uma vez que eles não devem ser analisados isoladamente.

Destaca-se ainda que a exergia da taxa de calor rejeitada no condensador e no ABS2 foi considerada no balanço, não fazendo parte da parcela de exergia destruída. Conforme Bejan et al. (1996), não se deve responsabilizar o componente sob análise pelo fato da exergia ser dissipada, e não aproveitada. Deste modo, foram obtidas as eficiências racionais de 0,515 para o absorvedor 2 e 0,967 para o condensador. Caso fosse desconsiderada essa parcela da exergia do calor rejeitado, as eficiências obtidas seriam de 0,080 e 0,857, respectivamente. Ainda conforme a Tab. 3, os componentes que respondem pelas maiores parcelas de destruição de exergia no ciclo são o gerador (62%), o conjunto de dispositivos de expansão (15,3%) e os dois absorvedores combinados (13,4%). Os resultados mostraram ainda que as recuperações de calor presentes no retificador e no absorvedor resfriado por solução forte contribuem muito para o aumento da eficiência exergética desses componentes. A eficiência de 90,6% verificada no ABS1 corrobora a efetividade do conceito GAX empregado pela Robur, em que há transferência de calor à alta temperatura entre o absorvedor e o gerador.

Tabela 3. Resultados da análise exergética.

<i>Componente</i>	$\dot{B}_{in}$ [kW]	$\dot{B}_{out}$ [kW]	$\dot{B}_{dest}$ [kW]	Ψ [-]	ϕ [-]
Gerador	13,040	7,799	5,241	0,598	0,620
Retificador	4,347	4,049	0,298	0,932	0,035
Absorvedor 1	1,648	1,492	0,156	0,906	0,018
Absorvedor 2	2,023	1,042	0,981	0,515	0,116
Condensador	3,660	3,540	0,120	0,967	0,014
Evaporador	1,837	1,541	0,296	0,839	0,035
Trocador de calor - HX1	0,059	0,006	0,053	0,095	0,006
Bomba	0,119	0,096	0,024	0,803	0,003
Dispositivo de Expansão 1	3,711	2,586	1,125	-	0,133
Dispositivo de Expansão 2	3,138	3,119	0,019	-	0,002
Dispositivo de Expansão 3	3,125	2,981	0,144	-	0,018
Ciclo (Global)	9,735	1,282	8,453	0,137	1,000

3.2. Análise Paramétrica

3.2.1 Variação da Efetividade do Absorvedor ABS1

A Fig. 3 mostra os resultados obtidos no desempenho do ciclo para a variação da efetividade de troca térmica no absorvedor resfriado por solução, ϵ_{ABS1} . Essa efetividade é calculada a partir de um estado teórico, após um processo de

absorção considerado adiabático. Portanto, o valor máximo que essa efetividade pode assumir é de aproximadamente 0,40, de forma a satisfazer os balanços de energia e exergia no componente.

A Fig. 3 mostra que o aumento da efetividade de troca térmica no ABS1 resulta em aumento do desempenho do ciclo. O aumento dessa efetividade dos 0,35 considerados inicialmente para o valor máximo de 0,40 representaria um aumento de aproximadamente 7,5% no COP e na eficiência exergética do ciclo. O aumento de desempenho em função do aumento da efetividade do ABS1 ocorre devido à maior recuperação interna de calor do ciclo: todo o calor que não puder ser recuperado no ABS1 é rejeitado para o ambiente no ABS2, sem benefício nenhum para o ciclo, e ainda exigindo maior área de troca térmica nesse componente.

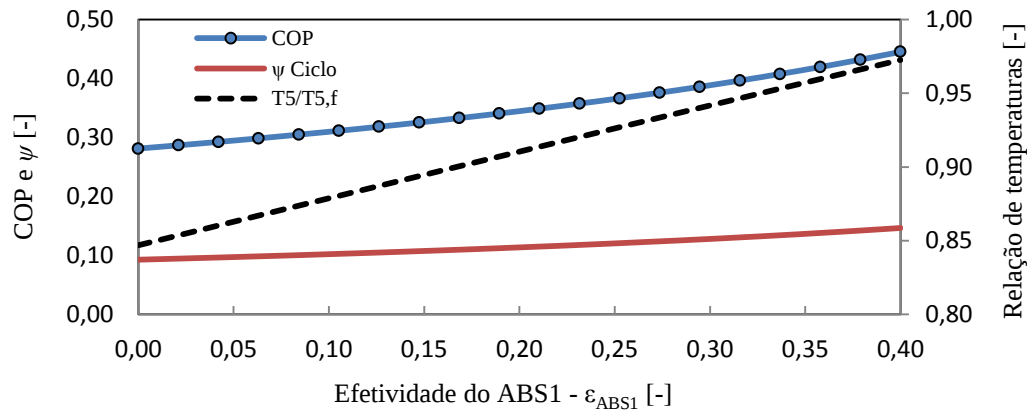


Figura 3. Resultados de COP e eficiência exergética do ciclo em função da variação da efetividade do ABS1.

O calor recuperado no ABS1 é utilizado para aquecer a solução forte da temperatura de absorção até a temperatura do gerador. A condição ideal seria que a solução forte chegasse no estado de líquido saturado ao gerador, o que não acontece na prática. A escala secundária da Fig. 3 apresenta a relação entre a temperatura T_5 da solução (ponto 5 da Fig. 1) e a sua temperatura de saturação (T_{5f} , ou 99,6 °C para as condições consideradas). Caso não houvesse recuperação de calor no ABS1 (efetividade nula), a solução chegaria com aproximadamente 85% da temperatura de saturação ao gerador, aumentando a demanda de potência térmica nesse componente para o aquecimento da solução, para só então promover a dessorção do refrigerante. Para a efetividade máxima do trocador, a relação de temperaturas alcançada seria de 97,3%, levando a solução a um estado bastante próximo da condição ideal de saturação.

3.2.2 Variação da Diferença de Fração de Massa de Amônia Entre as Soluções Forte e Fraca

A Fig. 4 mostra os resultados obtidos em função da variação da diferença de fração de massa de amônia entre as soluções forte e fraca (Δx). Essa diferença, também chamada de largura do processo de absorção, está diretamente relacionada com a relação de recirculação do gerador (Rec_{Ger}) e com a eficiência exergética desse componente. As curvas da Fig. 4 explicitam que, para baixos valores de Δx , a relação de recirculação do gerador aumenta muito. Essa relação (Eq. 11) representa a razão entre a vazão mássica de solução forte que entra no gerador e a de vapor que deixa o componente pelo topo. Uma alta relação de recirculação indica que o gerador precisa de mais solução para dessorver a mesma quantidade de refrigerante. A diferença de fração de massa de amônia entre as soluções forte e fraca é justamente a quantidade de refrigerante disponível para ser dessorvida no gerador. Portanto, conforme se diminui a quantidade de amônia disponível (redução de Δx), é necessário aumentar a vazão de solução para o gerador.

A Fig. 4 mostra, ainda, que ambas as eficiências apresentam um comportamento semelhante, o que denota a sua correlação: a eficiência do gerador impacta muita na eficiência do ciclo, pois, conforme a Tab. 3, o gerador é o componente que responde pela maior parcela de destruição de exergia do ciclo. Altas relações de recirculação do gerador implicam em mais exergia fornecida e menos exergia recuperada no componente, uma vez que a corrente de topo do gerador responde pela maior parte da parcela recuperada. Portanto, fica claro que quanto maior a razão de recirculação, em função do menor valor de Δx , menor será o desempenho energético e exergético do ciclo.

Apesar das vantagens no desempenho do ciclo quando da sua operação com altos valores de Δx , deve-se destacar que a diferença de fração de massa de amônia entre as soluções forte e fraca é uma característica operacional, dependente de condições ambientais e características construtivas do gerador. A fração de massa de amônia da solução forte é limitada pela temperatura de absorção, que depende, por sua vez, da temperatura ambiente, da efetividade do ABS1 e da condutância térmica global no ABS2. Quanto menor a temperatura de absorção, maior será a fração de massa de amônia possível de ser alcançada na solução forte. A fração de massa de amônia da solução fraca é limitada pela efetividade de dessorção do gerador: numa condição ideal de operação, o gerador operaria fornecendo vapor puro de amônia no topo e água no estado de líquido saturado no fundo. Uma condição que se aproxime da ideal implicaria na utilização de um gerador com um elevado número de pratos, o que se torna inviável do ponto de vista do custo global de operação do ciclo. O dimensionamento do valor ótimo de Δx depende, portanto, de fatores técnicos e econômicos.

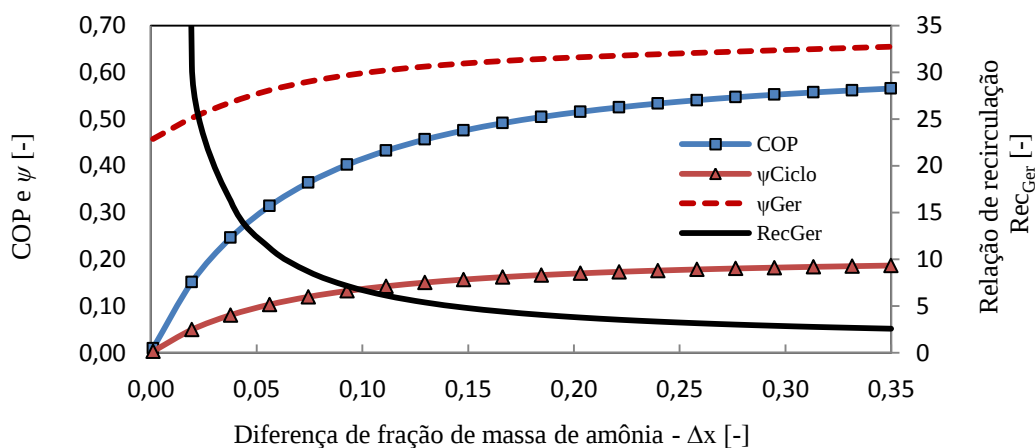


Figura 4. Resultados de COP, eficiência exergética do ciclo e relação de recirculação em função da variação da diferença de fração de massa de amônia entre as soluções forte e fraca.

3.2.3 Variação do Título de Vapor na Saída do Evaporador

A Fig. 5 apresenta os resultados obtidos para a variação do título de vapor da mistura na saída do evaporador, para uma temperatura constante de fornecimento de água gelada. As curvas evidenciam que o desempenho do ciclo é pouco sensível ao título de vapor até valores de aproximadamente 0,98. Para títulos maiores, tanto o COP quanto a eficiência exergética sofrem uma expressiva redução. O comportamento do COP e da eficiência exergética na Fig. 5 podem ser justificados com o auxílio da variação de temperatura do refrigerante entre a entrada e a saída do evaporador (T_{glide}) e com a pressão desse componente. Como o refrigerante contém traços de água (aproximadamente 0,5% para as condições analisadas), a completa vaporização da mistura implica em uma grande variação na sua temperatura entre o início e o fim do processo, da ordem de 45 °C. Além disso, como a temperatura de fornecimento da água gelada não varia, a temperatura na saída do evaporador é limitada, o que implica na redução da pressão de operação do componente para permitir títulos de vapor maiores para uma mesma temperatura.

Na Fig. 5 é possível verificar que o COP e a eficiência exergética do ciclo são crescentes até valores de título da ordem de 0,95, em função do aumento do efeito de refrigeração fornecido no evaporador. Se o ciclo operasse com um refrigerante puro, a condição de COP máximo ocorreria com a completa vaporização do refrigerante, quando todo o efeito de refrigeração disponível seria fornecido. Entretanto, o teor de água do refrigerante implica na redução da pressão de evaporação, de forma a satisfazer a máxima temperatura de operação do evaporador. Essa redução da pressão de evaporação é acentuada para valores de título de vapor a partir de 0,95, o que é suficiente para promover a redução do COP e da eficiência exergética do ciclo, apesar do aumento do efeito de refrigeração.

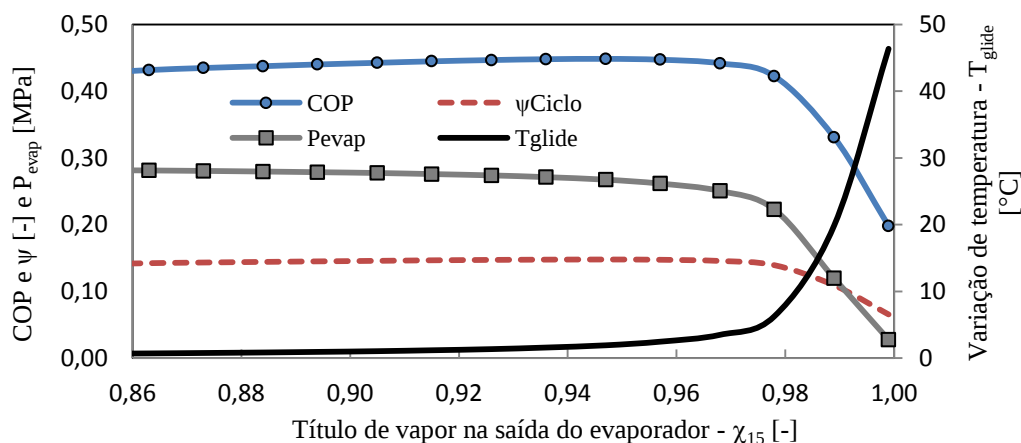


Figura 5. Resultados de COP, eficiência exergética do ciclo e pressões e temperaturas do evaporador em função da variação do título de vapor na saída do evaporador.

3.2.4 Variação do Título de Vapor na Saída do Evaporador e da Fração de Massa de Amônia do Refrigerante

A redução da pressão de evaporação é tanto maior quanto maior for a presença de água no refrigerante. A Fig. 6 apresenta curvas de T_{glide} e P_{evap} para frações de massa de amônia no refrigerante (x_{10}) entre 0,985 e 0,995. Os resultados apontados pela Fig. 6 explicitam a influência da fração de massa de amônia do refrigerante na pressão e na variação de temperatura do evaporador, em função da variação do título na saída desse componente. Quanto maior for a fração de

massa de amônia, menor será a queda de pressão e a variação de temperatura T_{glide} no evaporador em função do aumento do título de vapor. Um título de 0,98, por exemplo, implica numa pressão de 41 kPa para x de 0,985, 105 kPa para x de 0,99 e 225 kPa para x de 0,995. O mesmo título implica numa variação de temperatura no evaporador de 40 °C para x de 0,985, 22 °C para x de 0,99 e 6,3 °C para x de 0,995. Esse comportamento implica, ainda, que o título ótimo para o COP e para a eficiência exergética aumenta conforme se aumenta a fração de massa de amônia no refrigerante. Para uma fração x de 0,985 o título ótimo é da ordem de 0,90, enquanto que para uma fração de massa x de 0,995 o título ótimo é de aproximadamente 0,95, chegando a um limite de 0,992 para uma fração x de 0,999.

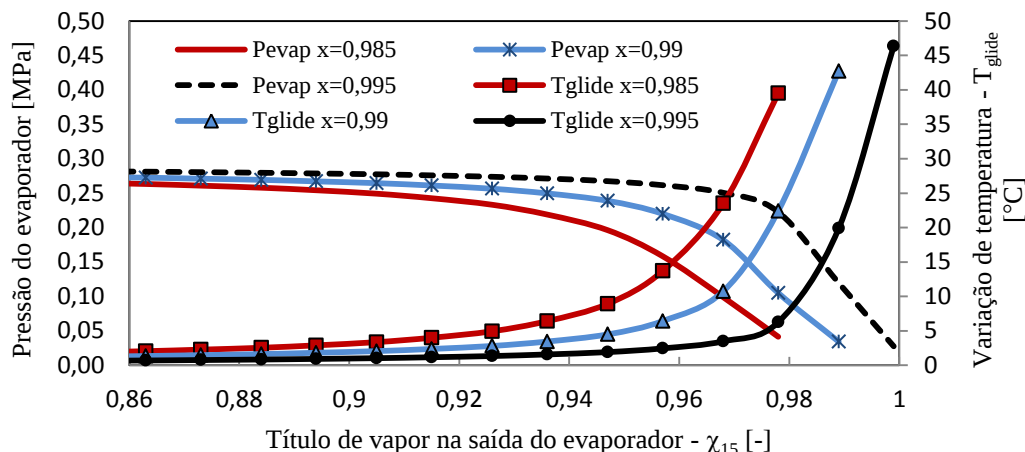


Figura 6. Resultados de pressão e temperaturas do evaporador em função da variação do título de vapor na saída do evaporador e da fração de massa de amônia do refrigerante.

As Fig. 5 e 6 deixam claro, portanto, que a presença de água no refrigerante (que pode ser reduzida, mas não eliminada completamente) faz com que seja inviável a sua completa vaporização no evaporador, penalizando o ciclo através de uma grande redução no seu COP. Além disso, percebe-se que frações de massa de amônia maiores no refrigerante são sempre benéficas para o desempenho do ciclo, representando temperaturas e pressões mais estáveis no evaporador. O título de vapor ótimo na saída desse componente, por sua vez, depende da fração de massa de amônia alcançada e deve ser tanto maior quanto maior for essa fração de massa.

4. CONCLUSÕES

Nesse trabalho foram apresentados os resultados obtidos com a análise de diferentes parâmetros ambientais e operacionais de um ciclo de absorção, utilizando um modelo numérico desenvolvido no software EES, permitindo simular o comportamento de uma unidade de absorção amônia-água de 13,3 kW de capacidade de refrigeração, modelo Robur ACF60-LB. Esse modelo permitiu a definição dos estados termodinâmicos de todos os pontos de interesse para o ciclo operando em regime permanente, possibilitando a quantificação das taxas de calor e de exergia transferidas nos componentes, das eficiências exergéticas desses componentes e do COP do ciclo, sob diversas condições operacionais e ambientais.

O estudo da variação da diferença de fração de massa de amônia entre as soluções forte e fraca permitiu a constatação de que a redução dessa variável impacta negativamente na eficiência exergética do gerador e, consequentemente, na do ciclo, uma vez que esse é o componente que responde pela maior parcela de destruição de exergia. A redução da eficiência exergética do gerador se deve ao aumento da taxa de recirculação de solução, o que implica em mais exergia fornecida e menos exergia recuperada nesse componente.

A avaliação da variação do título de vapor na saída do evaporador permitiu concluir que existe um título ótimo para o COP e para a eficiência exergética do ciclo, sendo que esse título deve ser tanto maior quanto maior for a fração de massa de amônia alcançada no refrigerante. Esse comportamento se deve às maiores quedas de pressão e variação de temperatura no evaporador que ocorrem para títulos maiores na saída desse componente, cujos efeitos negativos ao desempenho se sobrepõem ao aumento do efeito de refrigeração obtido com o aumento do título. A análise da variação da fração de massa de amônia do refrigerante permitiu verificar, ainda, que o aumento dessa fração é favorável ao desempenho do ciclo, em função principalmente da redução das taxas de destruição de exergia nos dispositivos de expansão e no retificador, e da menor relação obtida entre as pressões do gerador e do evaporador.

De maneira geral, diversos trabalhos têm concentrado esforços na tentativa de aumentar a eficiência e obter uma gama maior de cenários favoráveis à aplicação de sistemas por absorção. Os ciclos de absorção apresentam uma complexa relação de interdependência entre o desempenho dos seus componentes, de forma que a determinação de condições ótimas de operação muitas vezes não é intuitiva. O presente trabalho se mostrou uma ferramenta útil nesse contexto, facilitando a obtenção de valores numéricos que evidenciem essas condições ótimas, do ponto de vista da eficiência racional ou exergética do ciclo, contribuindo para melhorar a sustentabilidade dos sistemas de refrigeração por absorção.

5. REFERÊNCIAS

- Aguilar, E. W. Z. "Modelagem térmica da coluna de destilação de um ciclo de refrigeração por absorção amônia/água". Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.
- Bazzo, E. et al. "Experimental results and thermodynamic analysis of a natural gas small scale cogeneration plant for power and refrigeration purposes". Applied Thermal Engineering, Volume 58, Issues 1–2, September 2013, Pages 264–272.
- Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M. J. "Thermal design and optimization". New York: John Wiley & Sons, 1996. xv, 542 p.
- Çengel, Y. A.; Boles, M. A. "Termodinâmica". 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.
- EIA - USA Energy Information Administration. Estados Unidos, 2014. Disponível em <[https:// http://www.eia.gov](https://http://www.eia.gov)>. Acesso em: 07 mar. 2016.
- EPE - Empresa de Pesquisa Energética. Brasil, 2015. Disponível em <<http://http://www.epe.gov.br/>>. Acesso em: 07 mar. 2016.
- Herold, K. E.; Radermacher, R.; Klein, S. A. "Absorption chillers and heat pumps". Boca Raton: CRC Press, 1996. 329 p.
- Kotas, T. J. "The exergy method of thermal plant analysis". Malabar: Krieger, 1995. 328 p.
- Lockett, M. J. "Distillation Tray Fundamentals". 4 ed. Londres: Cambridge University Press, 2009.
- Nacif, A. "Análise experimental e exergoeconômica de um sistema compacto de cogeração a gás natural". Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2010.
- Ortigosa, A. S. P. "Modelagem, simulação e otimização de um ciclo comercial de produção de água gelada por absorção de amônia". Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2007.
- Parise, J. A. R. et al. "Estudo experimental e análise paramétrica de um refrigerador de absorção com combustão de gás natural como fonte de calor". 4º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, 2007, Campinas. 4 PDPETRO. Campinas: ABPG, 2007.
- Robur. GA ACF-LB Gas Absorption Chiller. Itália, 2015. Disponível em: <http://www.robur.com/products/ga_acf_lb>. Acesso em: 05 fev. 2016.

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

ENERGETIC AND EXERGETIC ANALYSIS OF AMMONIA-WATER ABSORPTION CHILLER

Enzo Schlottfeldt Ocanha, enzo_ocanha@yahoo.com.br
 Jacqueline Biancon Copetti, jcopetti@unisinis.br

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS. Mechanical Engineering Department. Av. Unisinis, 950, São Leopoldo, 93022-750, Brasil.

Abstract. *This paper discusses an energetic and exergetic analysis of an ammonia-water absorption machine with 13.3 kW of cooling capacity, operating at steady state, using a numerical model developed in the EES. This machine is a single-stage type, with heat recovery in the high-temperature absorber and rectifier, powered by direct burning of LPG or NG. The main components of the cycle discussed are the burner, the generator-rectifier assembly, the condenser, the condensate pre-cooler, the evaporator, the high temperature absorber, cooled by the strong solution, the absorber cooled by ambient air, the solution pump and the three expansion devices. The numerical model proposed is based on mass, energy and exergy balances for each system component. This numerical model allowed the quantification of the heat and exergy rates transferred to the components, the exergetic efficiency of these components and the COP of the cycle under various operating and environmental conditions. The components that accounted for the highest portions of exergy destruction in the cycle were the generator (62%), the set of expansion devices (15.3%) and the set of absorbers (13.4%). The results also showed that there's an optimum vapor quality in the evaporator outlet for the performance of the cycle, which must be increased as the ammonia mass fraction in the refrigerant increases.*

Keywords: Absorption refrigeration, ammonia-water, energetic and exergetic analysis, parametric analysis.