

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO COMERCIAL DE PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA

André Schiavon Perez Ortigosa

andreschiavon@yahoo.com.br

Resumo. O presente trabalho apresenta um modelo para um sistema de refrigeração por absorção operado com água e amônia, com queima direta de gás natural e com capacidade de refrigeração de 5 TR. Simulações foram realizadas a partir dos balanços de massa e energia para cada componente do ciclo com o auxílio do software EES – Engineering Equation Solver. A introdução dos componentes no modelo foi realizada gradualmente, evoluindo de um ciclo simplificado para um ciclo com retificador e trocador de calor. O estudo da configuração dos ciclos comerciais conduziu ao modelo de um ciclo real. Os resultados obtidos nas simulações mostraram-se coerentes com os encontrados na literatura.

Palavras chave: Refrigeração por absorção, amônia, simulação computacional, água gelada.

1. Introdução

Os sistemas de refrigeração por absorção são operados a calor, isto é, utilizam uma fonte quente para a obtenção de frio. Já os sistemas de compressão a vapor são operados a trabalho, uma vez que a elevação da pressão do refrigerante é realizada através de um compressor. A viabilidade dos sistemas de absorção vem aumentando graças ao menor consumo de energia elétrica e à possibilidade de aproveitamento de fontes de calor, muitas vezes rejeitadas, ou em sistemas de cogeração.

Este trabalho apresenta um estudo dos sistemas de refrigeração por absorção água-amônia, em que a amônia é o refrigerante e a água, o absorvente. O estudo da configuração do equipamento de refrigeração por absorção ROBUR 5TR conduziu a um modelo representativo de um ciclo real. Simulações foram realizadas com o software EES a partir dos balanços de massa e energia para cada componente do ciclo.

2. Sistema de refrigeração por absorção água-amônia

A Figura (1) apresenta um ciclo de refrigeração por absorção de simples-efeito, cuja configuração é comumente utilizada, operado com água e amônia.

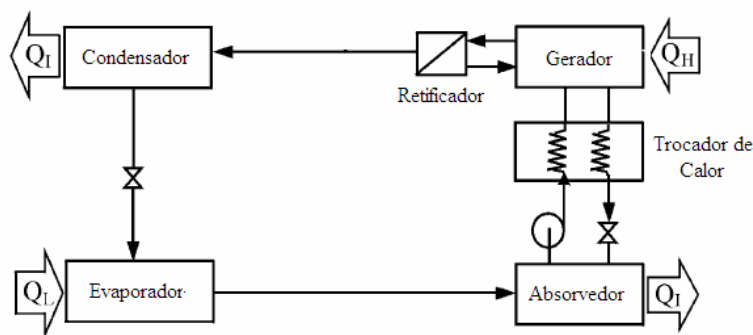


Figura 1. Sistema de refrigeração por absorção de amônia

O ciclo pode ser dividido em duas partes: alta e baixa pressão. A alta pressão é conseguida com o auxílio de uma pequena bomba que trabalha apenas com a mistura água-amônia no estado líquido, que possui uma grande massa específica, de modo que seu gasto com energia é muito pequeno. A baixa pressão é obtida através das válvulas de expansão.

O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Assim, o absorvedor é resfriado, rejeitando calor para a atmosfera; uma vez que se o processo de absorção fosse realizado adiabaticamente, a temperatura da solução subiria e a absorção de vapor poderia ser interrompida. A bomba recebe a solução forte - contendo elevada concentração de amônia - de baixa pressão do absorvedor, eleva sua pressão e a conduz para um trocador de calor - onde esta é pré-aquecida - e então para o gerador, onde o calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que foi absorvido pela solução.

O vapor de refrigerante liberado no gerador contém também vapor de água. Quando essa água se encaminha ao evaporador, eleva a sua temperatura. Assim, o vapor deve passar pelo retificador, de modo a obter um vapor de alta pureza (elevada concentração de amônia). Já a solução líquida - com baixa concentração de amônia - retorna para o absorvedor por uma válvula redutora de pressão para que a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor seja mantida. Paralelamente, o refrigerante vaporizado é conduzido para o condensador, rejeitando calor. Sua pressão é reduzida através de uma segunda válvula de expansão para que, no evaporador, receba calor do ambiente e, finalmente, retorne para o absorvedor.

A elevação do desempenho de sistemas de refrigeração por absorção pode ser atingida através do emprego de ciclos de *multi-efeito*. O termo *multi-efeito* indica que tais ciclos são configurados de modo que o calor rejeitado em um estágio de alta temperatura é aproveitado em um estágio de baixa temperatura, permitindo a geração de um efeito de refrigeração adicional no estágio de baixa temperatura.

Entretanto, os ciclos GAX representam uma forma elegante na obtenção de altos desempenhos através de configurações que essencialmente são similares às configurações de ciclos de simples-efeito. O termo GAX se refere à *Generator / Absorber Heat Exchange* e o sistema pode ser interpretado como dois ciclos de simples-efeito trabalhando paralelamente.

O conceito dos ciclos GAX reside em simplificar um sistema de dois estágios e duplo-efeito, de forma a obter o mesmo desempenho. A configuração simplificada é apresentada esquematicamente na Fig. (2).

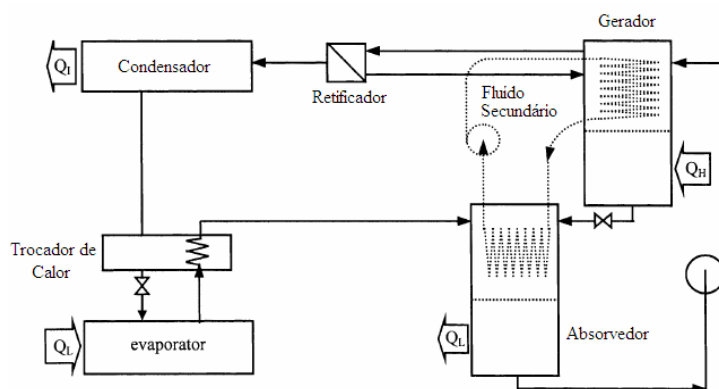


Figura 2. Conceito dos ciclos GAX

O par absorvedor-gerador pode ser considerado um trocador de calor contra-corrente. No absorvedor, a solução fraca proveniente do gerador e o vapor de refrigerante do evaporador entram em sua seção superior. O calor produzido no processo de absorção deve ser rejeitado de modo que o vapor de refrigerante continue a ser absorvido. Na seção superior do absorvedor, o calor é rejeitado a alta temperatura. Na seção inferior, a solução absorve o vapor de refrigerante enquanto é resfriada através da rejeição de calor para o ambiente.

No gerador, a solução forte proveniente do absorvedor entra em sua seção superior, onde o refrigerante é separado da solução devido ao aquecimento provocado pela rejeição de calor do absorvedor. Na seção inferior do gerador, a solução é separada a partir de uma fonte externa de calor. Adicionalmente, é possível utilizar um fluido secundário para a transferência de calor entre o absorvedor e o gerador. Consequentemente, sistemas de absorção de simples efeito podem apresentar coeficientes de desempenho tão elevados quanto os que se verificam em sistemas de dois estágios e duplo-efeito através da utilização da tecnologia GAX.

3. Estudo do ciclo comercial

O modelo inicialmente desenvolvido constituía-se de um ciclo simplificado, composto por absorvedor, bomba, gerador, condensador e evaporador. A partir deste modelo foi elaborado um programa no EES que permitiu a simulação do ciclo, isto é, a partir de determinados dados de entrada - como a carga de refrigeração e temperaturas de saída do absorvedor, condensador e evaporador, entre outros - definiu-se o estado da mistura água-amônia nos diversos pontos do ciclo, as respectivas vazões mássicas, a potência da bomba necessária, entre outros parâmetros.

Ao modelo simplificado foram introduzidos gradualmente dois novos componentes, um retificador e um trocador de calor. As simulações realizadas permitiram verificar a influência destes componentes, seja nos estados termodinâmicos, seja no coeficiente de desempenho do ciclo.

Posteriormente, o trabalho se dedicou ao estudo da configuração dos ciclos comerciais, visando ao desenvolvimento de um modelo representativo de um ciclo real. Para tanto, analisou-se o equipamento de refrigeração por absorção da marca SERVEL-ROBUR, modelo ACF60-00, com capacidade de 5TR e com queima direta de gás natural.

A Figura (3) apresenta o esquema do ciclo do equipamento estudado, com a indicação do caminho percorrido pela solução, pelo refrigerante e pela água gelada. Fornece, portanto, informações valiosas a respeito da disposição dos componentes e do funcionamento do ciclo.

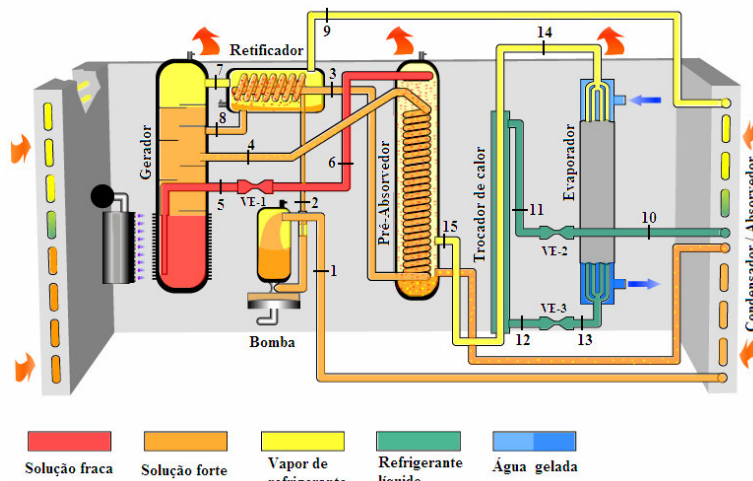


Figura 3. Configuração do equipamento estudado

Verificam-se algumas particularidades na configuração do ciclo comercial, como a presença de um trocador de calor tubo-em-tubo e de três válvulas de expansão no ciclo, implicando em três níveis de pressão. No trocador de calor, o refrigerante líquido presente no tubo externo transfere calor ao vapor de refrigerante conduzido pelo tubo interno.

A solução forte é bombeada ao retificador antes de ser conduzida ao pré-absorvedor, de modo que é pré-aquecida antes de chegar ao gerador. A solução fraca proveniente da seção de temperatura mais elevada do gerador é enviada ao pré-absorvedor, promovendo o pré-aquecimento da solução forte, que por sua vez é conduzida à seção de menor temperatura do gerador, caracterizando o emprego da tecnologia GAX.

No pré-absorvedor, o vapor de refrigerante que passou pelo evaporador é absorvido pela solução fraca que foi resfriada pela solução forte. Esta diferença de temperatura auxilia o processo de absorção, de modo que o pré-absorvedor é denominado *Solution Cooled Absorber*. A solução é enviada ao absorvedor - *Air Cooled Absorber*, onde é resfriada pelo ar ambiente.

4. Modelagem

4.1. Modelo do ciclo comercial

O modelo do ciclo comercial foi desenvolvido a partir da configuração apresentada na Fig. (3). O pré-absorvedor e o absorvedor foram representados através de um único bloco, conforme ilustra a Fig. (4).

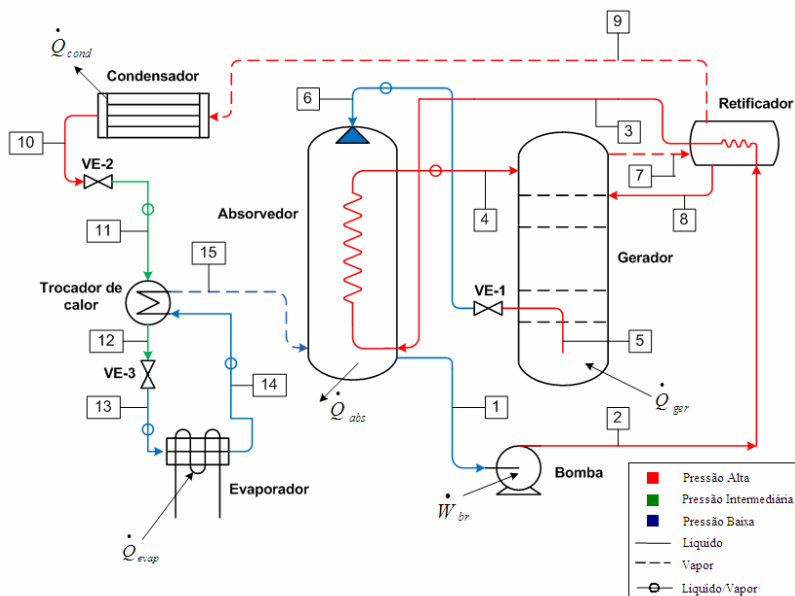


Figura 4. Modelo do ciclo comercial

4.2. Balanços de massa e energia

Para cada componente do ciclo apresentado na Fig. (4) foram realizados balanços de massa e energia. Os balanços de massa levam em consideração a mistura água-amônia e também a massa de amônia isoladamente. Os índices de 1 a 15 representam os pontos do ciclo.

Absorvedor

A Figura (5) apresenta o esquema do absorvedor. O pré-aquecimento da solução forte foi considerado no equacionamento.

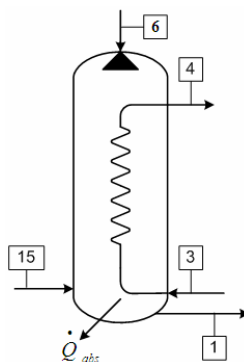


Figura 5. Esquema do absorvedor

Balço de massa para a mistura no absorvedor, onde $\dot{m}$ é a vazão mássica da mistura:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{I5} = \dot{m}_I \quad (1)$$

A fração mássica x é definida como a razão entre a massa de amônia e a massa da mistura. O balanço de massa para a amônia no absorvedor é apresentado na Eq. (2).

$$x_6 \dot{m}_6 + x_{l5} \dot{m}_{l5} = x_l \dot{m}_l \quad (2)$$

Balanço de massa para a mistura no ramo pré-aquecido:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3)$$

Balanço de massa para a amônia no ramo pré-aquecido:

$$x_3 = x_4 \quad (4)$$

O balanço de energia permite determinar a taxa de transferência de calor no absorvedor, $\dot{Q}_{abs}$.

$$h_6 \dot{m}_6 + h_{l5} \dot{m}_{l5} + h_3 \dot{m}_3 = \dot{Q}_{abs} + h_l \dot{m}_l + h_4 \dot{m}_4 \quad (5)$$

onde h é a entalpia específica.

Bomba

Balanço de massa para a mistura:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (6)$$

Balanço de massa para a amônia:

$$x_1 = x_2 \tag{7}$$

A entalpia no ponto 2, supondo a bomba isentrópica (representada pelo índice s), é dada pela Eq. (8).

$$h_{2s} = h_1 + v_1 \cdot 100 \cdot (P_2 - P_1) \quad (8)$$

Onde v é o volume específico e P é a pressão.

A potência da bomba para processo isentrópico, $\dot{W}_{bs}$, é calculada através da Eq. (9).

$$\dot{W}_{bs} = \dot{m}_1 \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (9)$$

A potência real (representada pelo índice r) deve considerar a eficiência da bomba, η_b :

$$\dot{W}_{br} = \frac{\dot{W}_{bs}}{\eta_B} \quad (10)$$

Válvulas de expansão (VE-1, VE-2, VE-3)

Balanco de massa para a mistura:

$$\dot{m}_{5;10;12} = \dot{m}_{6;11;13} \quad (11)$$

Balanco de massa para a amônia:

$$x_{5;10;12} = x_{6;11;13} \quad (12)$$

Balanco de energia:

$$h_{5;10;12} = h_{6;11;13} \quad (13)$$

Gerador

Balanco de massa para a mistura:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 + \dot{m}_7 \quad (14)$$

Balanco de massa para a amônia:

$$x_4 \dot{m}_4 + x_8 \dot{m}_8 = x_5 \dot{m}_5 + x_7 \dot{m}_7 \quad (15)$$

O balanço de energia permite determinar a taxa de adição de calor ao gerador, $\dot{Q}_{ger}$. Também é considerada a efetividade do gerador, ϵ_{ger} , de modo que a taxa de calor real fornecida à solução, $\dot{Q}_{ger,real}$, é calculada pela Eq. (16).

$$\dot{Q}_{ger,real} = \epsilon_{ger} \cdot \dot{Q}_{ger} \quad (16)$$

$$h_4 \dot{m}_4 + h_8 \dot{m}_8 + \dot{Q}_{ger,real} = h_7 \dot{m}_7 + h_5 \dot{m}_5 \quad (17)$$

Retificador

Balanco de massa para a mistura no retificador:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \quad (18)$$

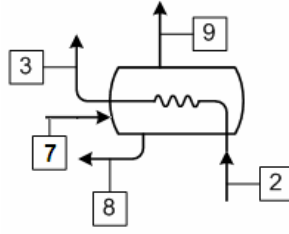


Figura 6. Esquema do retificador

Balço de massa para a amônia no retificador:

$$x_7 \dot{m}_7 = x_9 \dot{m}_9 + x_8 \dot{m}_8 \quad (19)$$

Balço de massa para a mistura no ramo pré-aquecido:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (20)$$

Balço de massa para a amônia no ramo pré-aquecido:

$$x_2 = x_3 \quad (21)$$

O balanço de energia também deve considerar a taxa de calor no retificador, $\dot{Q}_{ret}$:

$$h_7 \dot{m}_7 = \dot{Q}_{ret} + h_9 \dot{m}_9 + h_8 \dot{m}_8 \quad (22)$$

A taxa de transferência de calor para o ramo que é pré-aquecido no retificador, $\dot{Q}_{ret,real}$, deve considerar a efetividade do retificador, ϵ_{ret} :

$$\epsilon_{ret} = \frac{\dot{Q}_{ret,real}}{\dot{Q}_{ret}} \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{ret,real} = \epsilon_{ret} \cdot \dot{Q}_{ret} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2) \quad (24)$$

Condensador

Balço de massa para a mistura:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (25)$$

Balço de massa para a amônia:

$$x_9 = x_{10} \quad (26)$$

Balço de energia, onde $\dot{Q}_{cond}$ é a taxa de troca de calor no condensador:

$$h_9 \dot{m}_9 = \dot{Q}_{cond} + h_{10} \dot{m}_{10} \quad (27)$$

Evaporador

Balço de massa para a mistura:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (28)$$

Balanço de massa para a amônia:

$$x_{11} = x_{12} \quad (29)$$

O balanço de energia considera a taxa de troca de calor no evaporador, $\dot{Q}_{evap}$:

$$h_{11}\dot{m}_{11} + \dot{Q}_{evap} = h_{12}\dot{m}_{12} \quad (30)$$

Trocador de calor

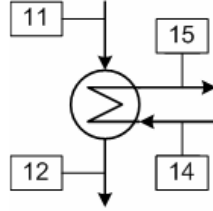


Figura 7. Representação do trocador de calor

As entalpias dos pontos 12 e 15 são determinadas a partir da taxa de transferência de calor $\dot{q}_{real,TC}$, considerando a efetividade ϵ_{TC} do trocador e a mínima taxa de transferência de calor, $\dot{q}_{mín,TC}$.

$$\dot{q}_{real,TC} = \epsilon_{TC} \cdot \dot{q}_{mín,TC} \quad (31)$$

$$h_{12} = h_{11} - \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{m}_{11}} \quad (32)$$

$$h_{15} = h_{14} + \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{m}_{14}} \quad (33)$$

Balanços de massa para as misturas nos ramos do trocador:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (34)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (35)$$

Balanços de massa para a amônia:

$$x_{11} = x_{12} \quad (36)$$

$$x_{14} = x_{15} \quad (37)$$

Balanço de energia:

$$h_{11}\dot{m}_{11} + h_{14}\dot{m}_{14} = h_{12}\dot{m}_{12} + h_{15}\dot{m}_{15} \quad (38)$$

O coeficiente de desempenho (COP) para o ciclo de refrigeração por absorção é determinado pela Eq. (39).

$$COP = \frac{\text{Capacidade de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor no gerador}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (39)$$

É importante salientar que a potência fornecida à bomba não foi considerada no cálculo do coeficiente de desempenho, uma vez que é consideravelmente menor do que a taxa de adição de calor ao gerador.

5. Simulações

5.1. Dados de entrada e condições operacionais

A partir do equacionamento apresentado, um programa foi implementado no EES para determinação dos estados termodinâmicos dos pontos do ciclo indicado na Fig. (4), bem como as vazões mássicas, as trocas de calor nos diversos componentes, o COP, entre outros parâmetros. Com base na literatura levantada, os seguintes dados de entrada e condições operacionais foram considerados:

Dados de entrada:

Temperatura na saída do absorvedor: $T_1 = 40^\circ\text{C}$
 Temperatura de condensação: $T_{10} = 40^\circ\text{C}$
 Temperatura de evaporação: $T_{14} = -10^\circ\text{C}$
 Temperatura na saída do gerador: $T_7 = 87^\circ\text{C}$
 Carga térmica: $Q_{\text{evap}} = 5\text{TR}$
 Eficiência da bomba: $\eta_b = 0,85$
 Efetividades: $\varepsilon_{\text{TC}} = \varepsilon_{\text{ret}} = \varepsilon_{\text{abs}} = 0,95$; $\varepsilon_{\text{ger}} = 0,98$

Condições Operacionais:

Títulos: $q_1 = q_5 = q_8 = q_{10} = 0$ (líquido saturado) ; $q_7 = q_9 = 1$ (vapor saturado)
 Título na saída do evaporador: $q_{14} = 0,915$
 Fração mássica na saída do retificador: $x_7 = 0,999634$
 Diferença de composição na recirculação do absorvedor: $x_1 - x_5 = 0,3$

Igualdade de pressões:

$P_1 = P_6 = P_{13} = P_{14} = P_{15} = P_b$ (Pressão baixa)
 $P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_a$ (Pressão alta)
 $P_{11} = P_{12} = P_m$ (Pressão intermediária)

A temperatura do ponto 7 foi definida com base no estudo da bibliografia levantada e a temperatura do ponto 8 foi escrita como uma combinação linear da temperatura no ponto 7 (saída do gerador) e a temperatura no ponto 9 (saída do retificador), conforme a Eq. (38), onde α é o coeficiente de ponderação.

$$T_8 = \alpha \cdot T_7 + (1 - \alpha) \cdot T_9 \quad (40)$$

Através da análise dos exemplos apresentados na literatura, o programa implementado utilizou $\alpha = 0,5$.

5.2. Resultados

A Tabela (1) apresenta o COP do sistema de refrigeração, bem como as taxas de troca de calor nos componentes obtidas na simulação.

Tabela 1. Coeficiente de desempenho e taxas de troca de calor nos componentes

COP	$\dot{Q}_{\text{abs}}$ [kW]	$\dot{Q}_{\text{ger}}$ [kW]	$\dot{Q}_{\text{ger,real}}$ [kW]	$\dot{Q}_{\text{cond}}$ [kW]	$\dot{Q}_{\text{ret}}$ [kW]	$\dot{W}_{\text{br}}$ [kW]
0,612	28,76	28,73	28,15	16,88	3,41	0,08

Os estados termodinâmicos podem ser visualizados através dos diagramas temperatura-fração mássica. A Figura (8) apresenta os diagramas para as pressões baixa e intermediária, enquanto que a Fig. (9) apresenta o diagrama para a pressão alta do ciclo.

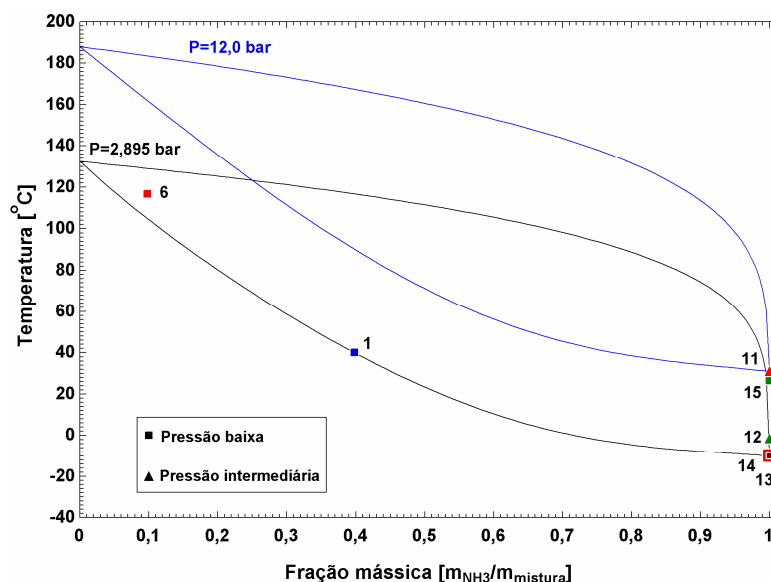


Figura 8. Diagrama temperatura-fração mássica para as pressões baixa e intermediária.

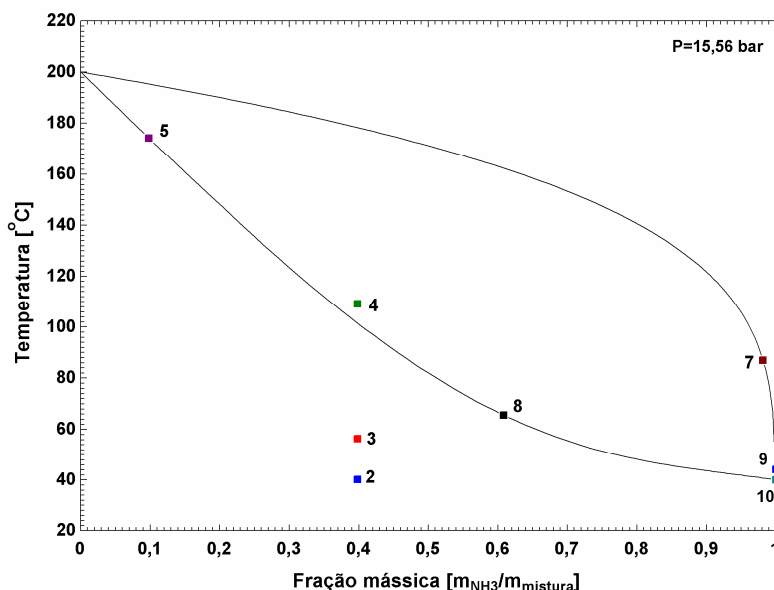


Figura 9. Diagrama temperatura-fração mássica para a pressão alta indicando os estados termodinâmicos.

O estudo dos ciclos de refrigeração por absorção conduz à discussão das possibilidades de otimização. A elevação do coeficiente de desempenho de ciclos de absorção pode ser atingida através de ciclos de múltiplos efeitos. Também a utilização da tecnologia GAX consiste em uma interessante alternativa, simplificando os sistemas de dois estágios e duplo-efeito de forma a obter desempenhos consideravelmente elevados. A maximização do COP como objetivo de projeto de fato resulta em uma maior eficiência na utilização da energia. No entanto, também devem ser considerados os custos associados à construção e operação do equipamento. Além disso, uma vez que os equipamentos disponíveis são relativamente volumosos, o projeto deve considerar o desenvolvimento de equipamentos mais compactos.

Uma vez estabelecido o modelo do ciclo comercial, é possível estudar o efeito de determinados parâmetros no coeficiente de desempenho do ciclo. Em especial, é interessante analisar a influência da diferença de concentração na recirculação do absorvedor, isto é, entre os pontos 1 e 5 da Fig. (4). Este efeito pode ser observado na Fig. (10) para diferentes situações de temperatura de condensação. A temperatura de evaporação foi mantida em -10°C . Outras análises podem ser realizadas, como a verificação da influência das temperaturas de condensação e evaporação, conduzindo à maximização do COP.

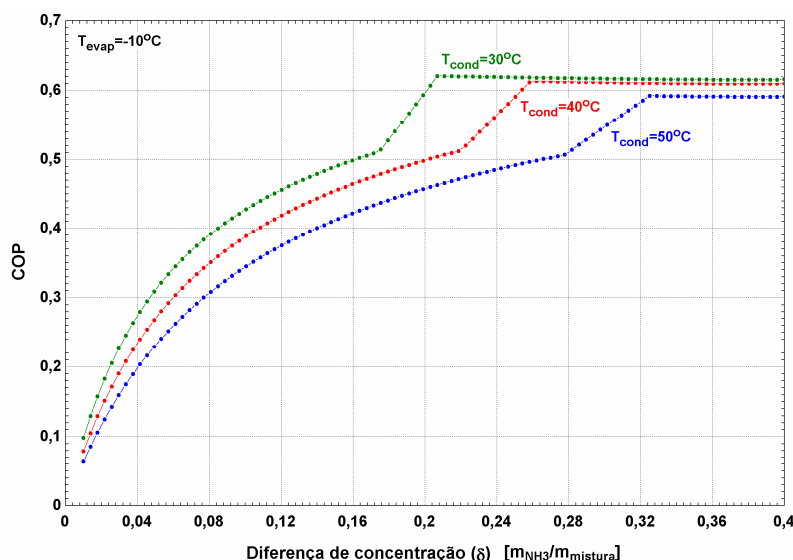


Figura 10. Análise paramétrica: efeito da diferença de concentração no COP.

6. Conclusões

A metodologia adotada para o desenvolvimento do modelo final, através da introdução gradual de novos componentes ao ciclo, conduziu à observação da influência do retificador e de trocadores de calor em ciclos de refrigeração por absorção. Os resultados obtidos confirmam que o vapor na saída do gerador apresenta certa quantidade de água e que, após a passagem no retificador, o vapor encontrado é praticamente composto por amônia. O estudo também evidenciou a importância do pré-aquecimento da solução forte antes de ser conduzida ao gerador, na medida em que implica em menor adição de calor ao gerador, conduzindo à elevação do COP do sistema de refrigeração por absorção.

O estudo da configuração do ciclo comercial conduziu o trabalho à elaboração de um modelo mais detalhado. Verificou-se que o ciclo comercial utiliza a tecnologia GAX, através da qual é promovida uma troca de calor entre o gerador e o absorvedor, o que se traduz em um elevado coeficiente de desempenho.

7. Referências

- Herold, K.E.; Radermacher, R.; Klein, S.A, 1995, "Absorption Chillers and Heat Pumps", CRC Press, New York, 329p.
 Kuehn, T.H.; Ramsey, J. W.; Threlkeld, J.L, 1998, "Thermal Environmental Engineering", 3ª ed, .Prentice-Hall Upper Saddle River, EUA, 740p.
 Robur, 2006, "GA Line ACF 60-00 Model. Installation, use and maintenance manual", Evansville, 72p.
 Srihirin, P.; Aphornratana, S.; Chungpaibulpatana, S., 2001, "A review of absorption refrigeration technologies", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 30p.
 Stoecker, J. G.; Jones, J. W, 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 481p.

8. Direitos autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

MODELING, SIMULATION AND OPTIMIZATION OF A COMMERCIAL CYCLE OF FROZEN WATER PRODUCTION BY AMMONIA ABSORPTION

André Schiavon Perez Ortigosa

andreschiavon@yahoo.com.br

Abstract. This report presents a modeling and a simulation of a commercial cycle of chill water production by water vapor-ammonia absorption, with direct burning of natural gas and refrigeration capacity of 5 TR. Simulations had been carried through from the balance of mass and energy for each component of the cycle with the aid of software EES - Engineering Equation Solver. The introduction of the components in the model was gradually developed from a simplified system for a cycle with rectifier and heat exchanger. Studying the configuration of the commercial cycles led to a real cycle model. The results of these simulations are in agreement with the literature.

Keywords. absorption refrigeration, ammonia, computational simulation, frozen water.