

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM PROTÓTIPO LABORATORIAL DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA-ÁGUA

Felipe Canineo Preter

felipe.preter@poli.usp.br

Resumo. O presente trabalho destina-se à modelagem e simulação de um ciclo laboratorial de refrigeração por absorção de amônia. As simulações serão realizadas com o auxílio do software EES - Engineering Equation Solver - uma importante ferramenta para a resolução de problemas de termodinâmica. Em um primeiro momento, o trabalho apresenta modelos simplificados de sistemas de refrigeração por absorção sendo que os resultados obtidos nas simulações se mostraram coerentes com os encontrados na literatura. Em um segundo momento modificações são inseridas neste ciclo com o intuito de otimizá-lo, ou seja, aumentar seu COP. Tais modificações referem-se à inserção de um retificador, trocadores de calor, uso do conceito GAX etc., até chegarmos ao protótipo propriamente dito. Em um terceiro momento será feito um estudo de alternativas de acionamento do gerador de vapor, quais sejam: vapor de água, óleo quente, produtos de combustão e queima direta.

Palavras chave: Refrigeração (simulação computacional), amônia, , termodinâmica

1. Introdução

A viabilidade dos sistemas de absorção vem aumentando, apesar de apresentar um COP menor que a dos ciclos de compressão a vapor, graças ao menor consumo de energia elétrica e à possibilidade de aproveitamento de fontes de calor, muitas vezes rejeitados, ou em sistemas de coogeração.

O presente trabalho destina-se à modelagem e simulação de um ciclo laboratorial de refrigeração por absorção de amônia, como mostra a figura 1(SISEA, 2009). As simulações foram realizadas com o auxílio do software EES - Engineering Equation Solver - uma importante ferramenta para a resolução de problemas de termodinâmica, que possui um grande banco de dados embutido de propriedades termodinâmicas, transporte e é útil na resolução de problemas em termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor.

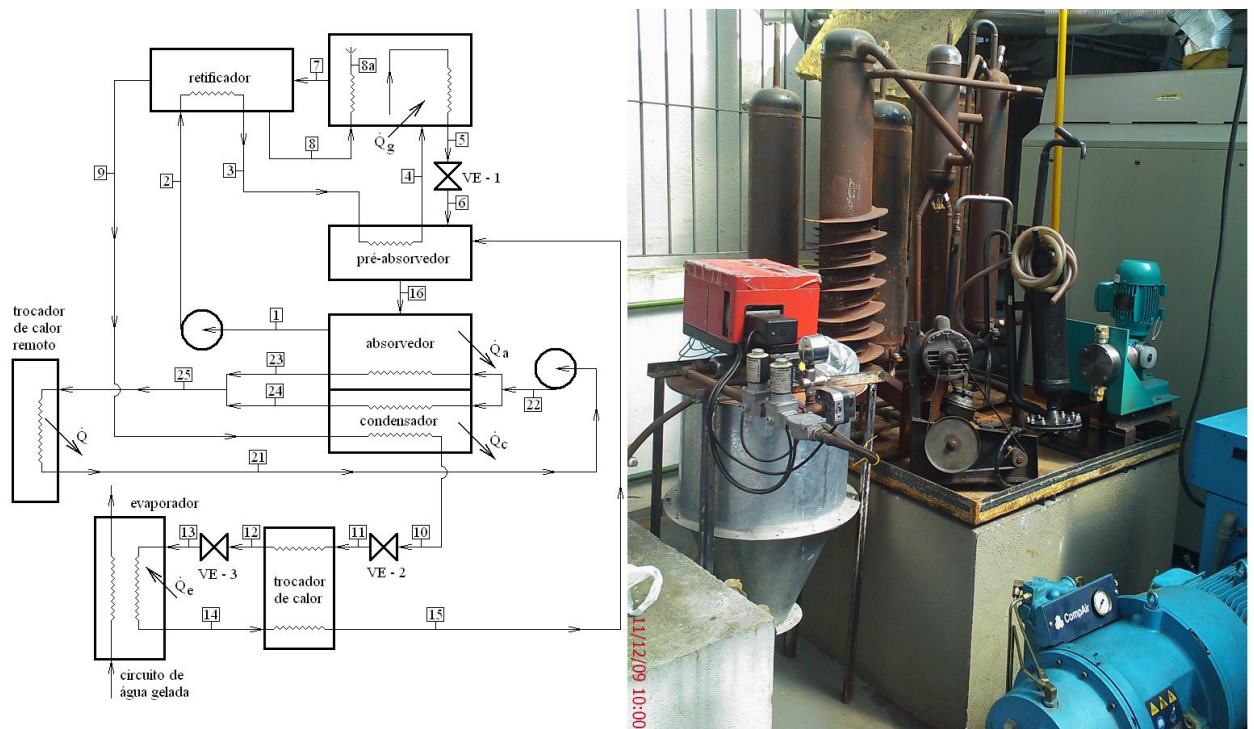


Figura 1. Protótipo

Além da modelagem e simulação do ciclo foi feito também um estudo das alternativas de acionamento do gerador de vapor, quais sejam: vapor de água, óleo quente, produtos de combustão e queima direta.

2. Misturas Binárias

Diferentemente de uma substância pura, onde duas propriedades definem o seu estado, para uma mistura são necessárias três propriedades para definir um estado, Kuehn (1980). Assim sendo, para a modelagem e simulação do ciclo de absorção em questão uma nova propriedade deverá ser considerada, a fração mássica (x), que será definida como a razão entre a massa de amônia e a massa da mistura de água e amônia conforme mostra a equação (1).

$$x = \frac{\text{massa de um dos componentes (kg)}}{\text{massa da mistura (kg)}} \quad (1)$$

3. Sistema de refrigeração por absorção água-amônia

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor, a diferença está no processo de elevação da pressão do vapor de baixa pressão, onde o ciclo de absorção substitui o compressor por um sistema de absorção, Stoecker e Jones, 1985; Herold, 1996, Skikhirin, 2001; Herold e Radermacher R., 1995.

O sistema de absorção primeiro absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção há a conversão de vapor em líquido, desde que esse processo é similar ao de condensação, o calor precisa ser rejeitado durante o processo. O passo seguinte é elevar a pressão do líquido com uma bomba, e o passo final é liberar o vapor do líquido absorvente por adição de calor. A figura 2 (Peres Ortigosa, A. S., 2007) apresenta um ciclo de refrigeração por absorção operado com água e amônia de simples efeito.

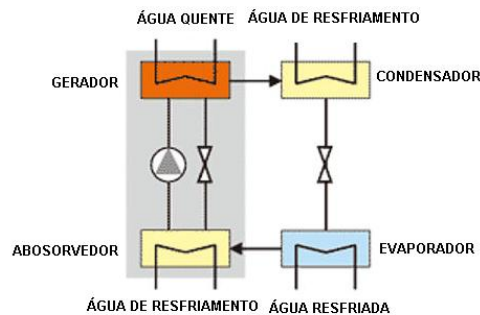


Figura 2. Ciclo de refrigeração por absorção operado com água e amônia de simples efeito

O ciclo pode ser dividido em de alta e de baixa pressão. A alta pressão é conseguida com o auxílio de uma 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.

Deste modo, 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 iria subir 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 o gerador, onde calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que foi absorvido pela solução.

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.

O coeficiente de desempenho para o ciclo de absorção é dado conforme a equação (2), Stoeckere Jones, 2006.

$$COP = \frac{\text{Capacidade de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{Q}_{\text{gerador}}} \quad (2)$$

Vale à pena salientar que quando comparado com o COP de um ciclo por compressão a vapor o COP para ciclos de absorção são normalmente muito menores pois o COP do ciclo de compressão a vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo. Porém a energia na forma de trabalho muito mais valiosa e cara do que a energia na forma de calor, Peres Ortigosa, A. S. (2007).

3.1. Otimização dos sistemas de refrigeração por absorção

Alterações no ciclo apresentado podem ser feitas a fim de se obter uma elevação do desempenho. Essas alterações são configurações 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. Tais ciclos são chamados de ciclos de multi efeito.

Um exemplo são os ciclos GAX. O termo GAX se refere à Generator / Absorber Heat Exchange que 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, Srikuhirin,2001.

A figura 3(Peres Ortigosa, A. S., 2007) mostra um ciclo similar ao da figura 2, com exceção do retificador, onde foi usado o conceito GAX.

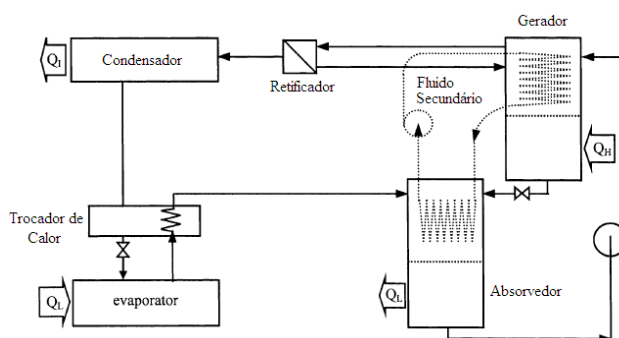


Figura 3. Conceito dos ciclos GAX

4. Materiais e métodos

Para a execução do projeto foi utilizado o software EES - Engineering Equation Solver. O EES é um software de equacionamento matemático que possui bibliotecas de propriedades termodinâmicas para inúmeras substâncias, o que facilita a resolução de operações matemáticas complexas.

Foram feitas 4 simulações, e para cada uma delas foram definidos os dados de entrada, como a carga de refrigeração e temperaturas de saída do absorvedor, condensador e evaporador, entre outros. Posteriormente, usando o software EES, foi feita a modelagem e simulação de cada ciclo, ou seja, foram realizados todos os balanços de massa e energia a fim de se determinar todas as trocas de calor. Por fim foi determinado o COP de cada ciclo.

Em um primeiro momento foi feita a modelagem e simulação do ciclo de absorção padrão mostrado na Figura 2 composto pelo condensador, válvulas de expansão, evaporador, absorvedor, bomba e gerador, com apenas 2 estágios de pressão, o de baixa e o de alta pressão, conseguida pela bomba.

Em um segundo momento, visando a melhora do COP do ciclo foi feita a inserção de um retificador como pode ser visto na Figura 4 (Peres Ortigosa, A. S., 2007). O retificador foi inserido na saída do gerador e sua função é aumentar a concentração de amônia pela condensação da água que até então continha. No primeiro caso, como não tinha o retificador, determinamos como dado de entrada uma concentração aceitável de saída do gerador.

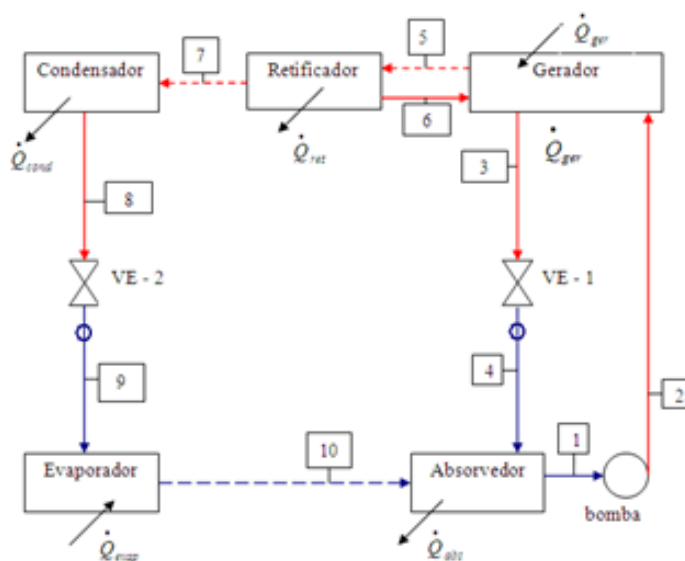


Figura 4. Ciclo simples após a inserção do retificador

Em um terceiro momento foram inseridas trocas de calor intermediárias no ciclo, ou seja, o calor rejeitado em uma parte do ciclo é aproveitado em outra. Além destas otimizações o ciclo agora passou também a ter um estágio de pressão intermediário, entre o baixo e o alto. Este novo ciclo com tais modificações pode ser visualizado na Figura 5 (Peres Ortigosa, A. S., 2007).

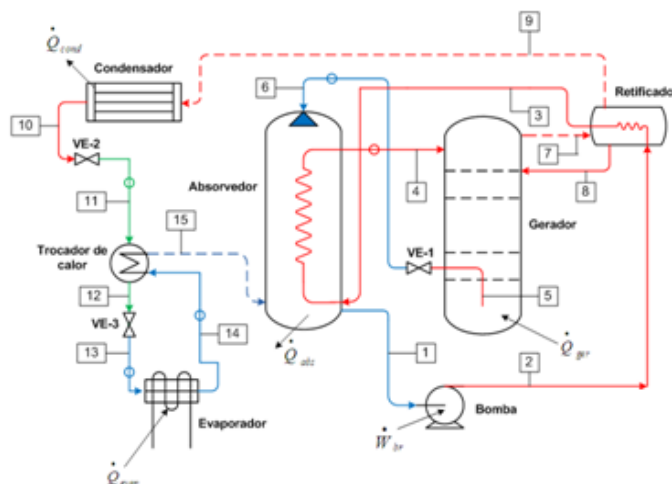


Figure 5. Ciclo após trocas de calor intermediárias com estágio intermediário de pressão

Em um quarto momento foi inserido um pré-absorvedor no ciclo resultando no protótipo.

Outra particularidade observada no protótipo é o aproveitamento do calor dissipado pelo absorvedor e pelo gerador em um outro ciclo para a produção de água quente.

5. Modelagem

5.1. Modelo do protótipo

O modelo do protótipo foi desenvolvido a partir da configuração apresentada na Figura 1.

Do evaporador tem-se o vapor de amônia (14), que passa por um trocador de calor contra corrente que trabalha a uma pressão intermediária, e troca calor com o ramo (11)-(12). O vapor de amônia (15) entra no pré-absorvedor e se mistura com a solução fraca (6), que é resultado do processo de desabsorção no gerador. A mistura resultante é a solução forte (16), que passa agora pelo absorvedor terminando o processo de absorção. Depois, a solução é bombeada, consumindo uma potência W_{br} , até a pressão do gerador (2), circula pelo retificador e absorve o calor Q_{reis} resultando no estado 3. A seguir, produz-se uma recirculação da solução forte no absorvedor, onde esta é aquecida ainda mais, Q_{abs} , até o estado 4, que é o ponto de alimentação do gerador. No gerador, com o fornecimento de calor através da queima do combustível, Q_{ger} , ocorre o processo de desabsorção, onde o vapor de amônia (7) é separado da solução forte a qual se empobrece, resultando na solução fraca (5) que, uma vez expandida no dispositivo de expansão, entra no absorvedor para repetir o ciclo. Da sua parte, o vapor, no estado 7, entra no retificador onde é aumentada sua concentração pela condensação da água que até então continha. O resultado deste processo é o refluxo (8), que retorna ao gerador, e o vapor de amônia (9), que entra no condensador. No condensador o calor Q_{cond} é perdido para o ambiente, resultando no estado 10. Em seguida o vapor de amônia passa por uma válvula de expansão que expande até uma pressão intermediária, resultando no estado 11. Este agora realiza uma troca de calor em contra corrente com o ramo (14)-(15) resultando no estado 12. Este agora passa por uma nova válvula de expansão que reduz sua pressão até a pressão baixa do sistema, resultando no estado 13. Agora este passa pelo evaporador onde recebe calor Q_{evap} do ambiente, resultando no estado 14, completando o ciclo.

5.2. Balanços de massa e energia

Para cada componente do ciclo 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 16 representam os pontos do ciclo.

Pré-Absorvedor

Balanço de massa para a mistura no pré-absorvedor, onde \dot{m} é a vazão mássica da mistura:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (3)$$

O balanço de massa para a amônia no absorvedor é apresentado na Eq. (4).

$$x_6 \dot{m}_6 + x_{15} \dot{m}_{15} = x_{16} \dot{m}_{16} \quad (4)$$

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

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (5)$$

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

$$x_3 = x_4 \quad (6)$$

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

$$h_6 \dot{m}_6 + h_{15} \dot{m}_{15} + h_3 \dot{m}_3 = \dot{Q}_{abs} + h_{16} \dot{m}_{16} + h_4 \dot{m}_4 \quad (7)$$

onde h é a entalpia específica.

Absorvedor

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_1 \quad (8)$$

$$x_{16} = x_1 \quad (9)$$

$$h_{16} \dot{m}_{16} = \dot{Q}_{abs} + \dot{m}_1 \quad (10)$$

Bomba

Balanço de massa para a mistura:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (11)$$

Balanço de massa para a amônia:

$$x_1 = x_2 \quad (12)$$

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

$$h_{2s} = h_1 + v_1 \cdot (P_2 - P_1) \quad (13)$$

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).

$$\dot{W}_{abs} = \dot{m}_1 (h_{1s} - h_1) \quad (14)$$

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

$$\dot{W}_{br} = \frac{\dot{W}_{bs}}{\eta_B} \quad (15)$$

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

Balanco de massa para a mistura:

$$\dot{m}_{5;10;12} = \dot{m}_{6;11;13} \quad (16)$$

Balanco de massa para a amônia:

$$x_{5;10;12} = x_{6;11;13} \quad (17)$$

Balanco de energia:

$$h_{5;10;12} = h_{6;11;13} \quad (18)$$

Gerador

Balanco de massa para a mistura:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 + \dot{m}_7 \quad (19)$$

Balanco de massa para a amônia:

$$x_4 \dot{m}_4 + x_8 \dot{m}_8 = x_5 \dot{m}_5 + x_7 \dot{m}_7 \quad (20)$$

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. (21).

$$\dot{Q}_{ger,real} = \varepsilon_{ger} \cdot \dot{Q}_{ger} \quad (21)$$

$$h_4 \dot{m}_4 + h_8 \dot{m}_8 + \dot{Q}_{ger,real} = h_7 \dot{m}_7 + h_5 \dot{m}_5 \quad (22)$$

Retificador

Balanco de massa para a mistura no retificador:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \quad (23)$$

Balanco de massa para a amônia no retificador:

$$x_7 \dot{m}_7 = x_9 \dot{m}_9 + x_8 \dot{m}_8 \quad (24)$$

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

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (25)$$

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

$$x_2 = x_3 \quad (26)$$

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

$$h_7 \dot{m}_7 = \dot{Q}_{ret} + h_9 \dot{m}_9 + h_8 \dot{m}_8 \quad (27)$$

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} :

$$\varepsilon_{ret} = \frac{\dot{Q}_{ret,real}}{\dot{Q}_{ret}} \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{ret,real} = \varepsilon_{ret} \dot{Q}_{ret} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (29)$$

Condensador

Balanco de massa para a mistura:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (30)$$

Balanco de massa para a amônia:

$$x_9 = x_{10} \quad (31)$$

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

$$h_9 \dot{m}_9 = \dot{Q}_{cond} + h_{10} \dot{m}_{10} \quad (32)$$

Evaporador

Balanco de massa para a mistura:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (33)$$

Balanco de massa para a amônia:

$$x_{11} = x_{12} \quad (34)$$

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

$$h_{11} \dot{m}_{11} + \dot{Q}_{evap} = h_{12} \dot{m}_{12} \quad (35)$$

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, $\dot{q}_{min,TC}$.

$$\dot{q}_{real,TC} = \varepsilon_{TC} \cdot \dot{q}_{min,TC} \quad (36)$$

$$h_{12} = h_{11} - \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{m}_{11}} \quad (37)$$

$$h_{15} = h_{14} + \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{m}_{14}} \quad (38)$$

Balancos de massa para as misturas nos ramos do trocador:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (39)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (40)$$

Balanços de massa para a amônia:

$$x_{11} = x_{12} \quad (41)$$

$$x_{14} = x_{15} \quad (42)$$

Balanço de energia:

$$h_{11}\dot{m}_{11} + h_{14}\dot{m}_{14} = h_{12}\dot{m}_{12} + h_{15}\dot{m}_{15} \quad (43)$$

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.

6. Simulação

6.1. Dados de entrada e condições operacionais

No protótipo o pré-absorvedor foi tratado como o absorvedor do ciclo otimizado, ou seja, todas as trocas de calor e massa que ocorreram no absorvedor do ciclo otimizado agora ocorrem no pré-absorvedor, além de todas as hipóteses feitas para o absorvedor do ciclo otimizado, agora valem para o pré-absorvedor. No entanto uma nova hipótese foi adotada para o absorvedor, de que a saída do absorvedor seja líquido saturado, devido a ser a entrada da bomba.

Dessa forma a modelagem de todos os componentes é a mesma feita para o caso do ciclo otimizado, necessitando-se apenas a modelagem do novo absorvedor.

Assim sendo, para o protótipo os dados de entrada assumidos de acordo com a literatura foram os seguintes:

- Temperatura na saída do absorvedor: $T_1 = 40^\circ\text{C}$
- Temperatura de condensação: $T_{10} = 40^\circ\text{C}$
- 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: $Q_{\text{evap}} = 17,6 \text{ kW}$
- Eficiência da bomba: $h_b = 0,85$
- Efetividade do trocador de calor: $\varepsilon_{\text{TC}} = 0,95$
- Efetividade do retificador: $\varepsilon_{\text{ret}} = 0,95$
- Efetividade do trocador do absorvedor: $\varepsilon_{\text{abs}} = 0,95$
- Efetividade do gerador: $\varepsilon_{\text{abs}} = 0,98$
- $P_1 = P_6 = P_{13} = P_{14} = P_{15} = P_{16} = \text{Pressão baixa}$
- $P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} = \text{Pressão alta}$
- $P_{11} = P_{12} = \text{Pressão intermediária}$

Condições Operacionais:

- Título na saída do absorvedor: $q_1 = 0$ (líquido saturado)
- Título na saída do absorvedor: $q_{16} = 0$ (líquido saturado)
- Título na saída de solução do gerador: $q_5 = 0$ (líquido saturado)
- Título na saída do gerador: $q_7 = 1$ (vapor saturado)
- Título no retorno para o gerador: $q_8 = 0$ (líquido saturado)
- Título na saída do retificador: $q_9 = 1$ (vapor saturado)
- Título na saída do condensador: $q_{10} = 0$ (líquido saturado)
- Título na saída do evaporador: $q_{14} = 0,915$
- Fração mássica na saída do retificador: $x_9 = 0,999634$
- Diferença de composição na recirculação do absorvedor: $x_1 - x_5 = 0,3$

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.

$$T_8 = \alpha \cdot T_7 + (1 - \alpha) \cdot T_9 \quad (44)$$

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

6.2. 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}_{abs} [kW] | \dot{Q}_{ger} [kW] | $\dot{Q}_{ger,real}$ [kW] | \dot{Q}_{cond} [kW] | \dot{Q}_{ret} [kW] | \dot{W}_{br} [kW] |
|--------|-------------------------|-------------------------|------------------------------|--------------------------|-------------------------|------------------------|
| 0,6121 | -0,0148 | 28,72 | 28,14 | 16,88 | 3,41 | 0,0801 |

7. Estudo do Gerador

Com o intuito de obter um melhor rendimento no acionamento do gerador foi feito um estudo das possíveis alternativas, dentre elas Vapor de água, Óleo quente, Produtos de combustão e Queima direta.

Para o estudo do gerador consideramos em equilíbrio térmico, ou seja, desprezamos as variações de temperatura no seu interior.

Para o cálculo das trocas de calor para a determinação da vazão mássica em cada caso algumas hipóteses foram adotadas.

Primeiramente, a temperatura de saída deverá ser ligeiramente superior à temperatura máxima do gerador, para garantir que o gerador receba calor. Conseqüentemente, a temperatura de entrada deverá ser maior que a temperatura de saída, porém esta deverá ser informada por quem for fazer a simulação, de acordo com a especificação e regulagem do queimador.

Para os cálculos utilizamos os resultados obtidos na simulação do protótipo. Dessa forma, já possuímos como dado de entrada o $Q_{gerreal}$, ou seja, a quantidade de calor necessária pelo Gerador.

Assim sendo, para o caso das alternativas; Óleo Quente, Produtos de Combustão ou Queima direta, utilizamos a equação 46 para a determinação da vazão mássica em cada caso, onde o C_p deverá ser informado por quem estiver fazendo a simulação de acordo com a alternativa adotada.

$$Q = \dot{m}c_p\Delta t \quad (46)$$

Para o cálculo da vazão mássica para alternativa vapor de água utilizamos a equação 47.

$$Q = \dot{m}h_{lv} \quad (47)$$

8. Discussão

Foi feita a simulação de 4 ciclos de absorção, partindo-se de um ciclo simples até um ciclo mais complexo com trocas de calor contra corrente. Partindo-se de um ciclo simples foi se adicionando novos componentes e fazendo-se mudanças a fim de melhorar o COP do ciclo, e com esse processo pudemos ver como cada novo componente ou nova alteração influía no ciclo.

Em um ultimo momento foi feito um estudo das possibilidades de acionamento do gerador, seja por Vapor de Água, por utilização de Óleo Quente, Queima Direta ou utilização dos Produtos de Combustão. Vimos que é possível avaliar qual se adéqua melhor através do seu C_p e condições de entrada, ou seja, do queimador, possibilitando verificar a vazão em cada caso do combustível.

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. O COP deste ciclo otimizado comparado com o do ciclo anterior é cerca de 140% maior.

9. Conclusões

Foi feito o estudo de um ciclo de refrigeração por absorção água-amônia com uma configuração simples com capacidade de 17,6 kW. Desta partiu-se para melhoria deste ciclo a fim de se obter um melhor coeficiente de desempenho. Esta melhoria foi feita em 4 etapas, primeiramente inseriu-se um retificador, em um segundo momento foi feito a inserção de um trocador contra corrente a uma pressão intermediária do ciclo, além do uso do conceito GAX no absorvedor e gerador, onde o calor rejeitado em um é aproveitado no outro. Em um último momento foi inserido no ciclo um pré-absorvedor, porém observou-se que não houve melhorias no ciclo com esta alteração.

Com este estudo realizado em etapa foi possível verificar a influência de cada componente no ciclo, bem como ver como alterações nele pode alterar o seu rendimento. Verificou-se a importância do uso do retificador, dos trocadores de calor, bem como o conceito GAX foram importantes para que o coeficiente de desempenho fosse elevado em relação ao ciclo simples. Em um último momento foi feito o estudo das alternativas de acionamento do gerador, possibilitando avaliaras possíveis influências em cada escolha.

O uso do software EES também foi de grande importância ao passo que facilitou muito os cálculos e permitiu uma rápida modificação dos ciclos determinando os estados termodinâmicos de cada ponto, o COP de cada um bem como todas as trocas de calor. Com isso foi possível fazer muitas análises e comparações entre as diversas configurações dos ciclos.

10. Referências

- HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. New York: CRC Press, 1995. 329p.
- KUEHN, T.H.; RAMSEY, J. W.; THRELKELD, J.L. **Thermal Environmental Engineering**. Upper Saddle River, EUA: 3ª ed. Prentice-Hall, 1998. 740p.
- STOECKER, J. G.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481p.
- WYLEN, G.J.V; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: EDGARD BLUCHER LTDA, 2006. 577p.
- Srikhirin, pongsid; Aphornratana, Satha; Chungpaibulpatana, Supachart. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2001. 30p.
- RODRIGUES, S. A. de O. **Modelagem de um Ciclo de Refrigeração por Absorção de Amônia**. 2005. 46p. Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- SISEA. **Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos**. São Paulo: EPUSP, Departamento de Engenharia Mecânica, 2007. Disponível em: <www.pme.poli.usp.br/sisea>.
- Peres Ortigosa, A. S. **Modelagem, simulação e otimização de um ciclo comercial de produção de água gelada por absorção de amônia**. 2007. 66p. Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

10. Direitos autorais

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

MODELING AND SIMULATION OF A PROTOTYPE LABORATORY OF A REFRIGERATION CYCLE BY AMMONIA-WATER ABSORPTION

Felipe Canineo Preter

felipe.preter@poli.usp.br

Abstract. This report is a modeling and a simulation of a laboratory cooling cycle by ammonia absorption. The simulations will be performed on the software EES - *Engineering Equation Solver* – an important way to solve thermodynamic problems. At first, this report presents simple models of absorption - refrigeration cycles and the results of these simulations are in agreement with the literature. At second, this report has considered modifications in the cycle configuration in order to optimize this one and improve the COP. This modifications refers to an rectifier, heat transfers and GAX knowledge until get the prototype. Finally will be done a study about the steam generator actuation alternatives, which are water vapor, hot oil, products of combustion and direct burning.

Keywords. *refrigeration (computational simulation), ammonia, thermodynamic.*