

ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE DOIS ESTÁGIOS COM CO₂ (R-744) E NH₃ (R-717)

Iana Mota Araujo, ianamotaraujo@hotmail.com¹

Josegil Jorge Pereira de Araújo, josegil@ufs.br¹

Larissa Menezes Santos, larissa.menezes.santos@hotmail.com¹

Larissa Costa Sobral, lari_lari_12@yahoo.com.br¹

¹Universidade Federal de Sergipe, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Marechal Rondon, São Cristóvão - SE, CEP: 49100-000, Brasil.

Resumo: A refrigeração por sistemas de compressão de vapor (SCV) é a mais utilizada atualmente, devido ao elevado coeficiente de performance, quando comparado com outros sistemas de refrigeração. Os fluidos de trabalho mais utilizados eram os clorofluorcarbonos (CFCs), como o R-12, R-22, etc., porém, com a chamada crise do ozônio esses fluidos foram sendo banidos do mercado. A substituição dos CFCs está sendo feita de forma gradativa. A busca por fluidos com baixo GWP aumentou o interesse no uso de refrigerantes naturais, como a amônia (NH₃) e o dióxido de carbono (CO₂), também conhecidos como R-717 e R-744, respectivamente. O R-717 possui um GWP igual a zero e do R-744 é igual a 1. Neste trabalho um ciclo em cascata com R-717 e R-744 será analisado. Esse ciclo é composto por um ciclo subcrítico com o R-744 (etapa de alta pressão) e um ciclo com o R-717 (etapa de baixa pressão). O ciclo subcrítico de R-744 possui dois níveis de temperatura de evaporação, um a média temperatura operando a -10°C e outra a baixa temperatura com expansão direta, com temperatura de evaporação de -35 °C. O R-744 circula pelo evaporador de média temperatura através de uma bomba de recirculação de CO₂. O condensador do ciclo do R-717 opera com uma temperatura de condensação de 40 °C. Foi realizada uma análise energética onde o COP do ciclo combinado foi de 2,11 e a eficiência máxima do ciclo foi de 66,8 %.

Palavras-chave: refrigeração, R744, R717, refrigerantes naturais, análise energética

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração por sistemas de compressão de vapor (SCV) é a mais utilizada atualmente, devido ao elevado coeficiente de performance, quando comparado com outros sistemas de refrigeração. Os SCVs são compostos por 4 componentes básicos: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. O ciclo opera em um ciclo termodinâmico em que um fluido de trabalho na fase vapor é comprimido, condensado, e tem sua pressão reduzida para evaporar, a baixa pressão, no evaporador, obtendo-se o efeito refrigerante desejado (Stoecher e Jones, 1985). Os fluidos de trabalho mais utilizados eram os clorofluorcarbonos (CFCs), como R-12, R-22, etc., porém, com a chamada crise do ozônio esses fluidos foram sendo banidos do mercado. Essa crise iniciou-se em meados dos anos 1970 quando percebeu-se que os CFCs permitiam uma entrada de mais radiação ultravioleta na atmosfera da terra, quando a camada protetora de ozônio era destruída pela ação catalítica do cloro presente nos CFCs, contribuindo para o aumento do efeito estufa que causa o aquecimento global (Çengel e Boles, 2013). O Protocolo de Montreal, que entrou em vigor em 1989 e que foi assinado por mais de 150 países, foi criado com o objetivo de combater a destruição da camada de ozônio, impondo a substituição dos CFCs e HCFCs por fluidos com baixo potencial de destruição da camada de ozônio (ODP, do inglês *Ozone Depletion Potential*). Como resposta às restrições e proibições impostas pelo Protocolo de Montreal, os HFCs, em especial o R134a, têm sido utilizados como os principais substitutos aos CFCs e HCFCs. Por não possuírem cloro em sua fórmula, não contribuem para a destruição da camada de ozônio. No entanto, possuem considerável potencial de aquecimento global (GWP, do inglês *Global Warming Potential*), sendo considerados gases de efeito estufa. Os HFCs foram incluídos no escopo do primeiro período de comprometimento do Protocolo de Kyoto, assinado em 1997, que estabelece planos para redução da emissão de gases de efeito estufa. O R-134a está sendo substituído pelo R-1234yf, também um HFC, porém com GWP de 4.

A busca por fluidos de baixo GWP aumentou o interesse no uso de refrigerantes naturais, como a amônia (NH₃) e o dióxido de carbono (CO₂), também conhecidos como R-717 e R-744, respectivamente, com baixo GWP. O R-717 possui um GWP igual a zero e do R-744 é igual a 1. O R-717 seria então o fluido mais indicado quando o critério de escolha for o GWP.

A utilização do R-744 como fluido refrigerante não é nova, Bondinus, 1999 diz que o CO₂ foi proposto pela primeira vez como refrigerante em 1850 por Alexandre Twining. Sistemas de refrigeração com CO₂ foram desenvolvidos durante os anos que se seguiram e atingiram o seu auge na década de 1920 e início de 1930. Este fluido refrigerante desapareceu do mercado devido o surgimento dos CFCs.

Como mencionado anteriormente, a busca por fluidos ecologicamente corretos, fez ressurgir o interesse nos chamados fluidos de refrigeração natural como a amônia, o dióxido de carbono e alguns hidrocarbonetos como o propano (R-290), o metano (R-50) e o butano (R-600) (Moran et al., 2013). Quando se compara o R-744 com outros fluidos refrigerantes pode-se destacar as seguintes propriedades: 1) maior pressão de funcionamento para uma dada temperatura; 2) estreita faixa de temperaturas operacionais; 3) ponto triplo em uma pressão muito baixa (5,18 bar) e 4) ponto crítico a uma temperatura muito baixa (31,1 °C). R-744 pode ser usado em sistemas subcríticos operando na faixa de pressão de 5,7 bar a 35 bar, correspondendo a temperaturas de saturação de -55 a 0 °C, respectivamente. Para aplicações com carga térmica pequena os sistemas transcrito são utilizados, como por exemplo, ar-condicionado para automóvel, pequenas bombas de calor e refrigeração de supermercado (Danfoss, 2014).

Neste trabalho um ciclo em cascata (Fig. 1) com R-717 e R-744 será analisado. Esse ciclo é composto por um ciclo subcrítico de R-744 (etapa de alta pressão) e um ciclo subcrítico de R-717 (etapa de baixa pressão). O ciclo subcrítico possui dois níveis de temperatura de evaporação, um a média temperatura operando a -10 °C e outra a baixa temperatura com expansão direta, com temperatura de evaporação de -35 °C. O R-744 circula pelo evaporador de média temperatura através de uma bomba de recirculação de CO₂. O calor flui do ciclo de alta pressão para o ciclo de baixa pressão através de um trocador de calor que funciona como condensador para o sistema de alta pressão, cuja temperatura de condensação é de -10 °C e como evaporador para o ciclo de baixa pressão, com temperatura de evaporação de -20 °C. O ciclo de baixa pressão rejeita calor para o ambiente, com uma temperatura de condensação de 40 °C.

Com a modelagem e simulação do ciclo combinado, uma análise energética foi feita analisando a eficiência de primeira lei, bem como o comportamento dos fluxos de calores e os trabalhos dos compressores quando foram variadas a taxa de fluxo de massa de R-744 no evaporador de baixa temperatura e a temperatura de condensação do sistema de NH₃ e a temperatura de condensação do ciclo de CO₂.

2. MODELAGEM E SIMULAÇÃO

Para a análise de primeira lei, o sistema foi discretizado em 14 volumes de controles de 17 pontos de estados (Fig. 1).

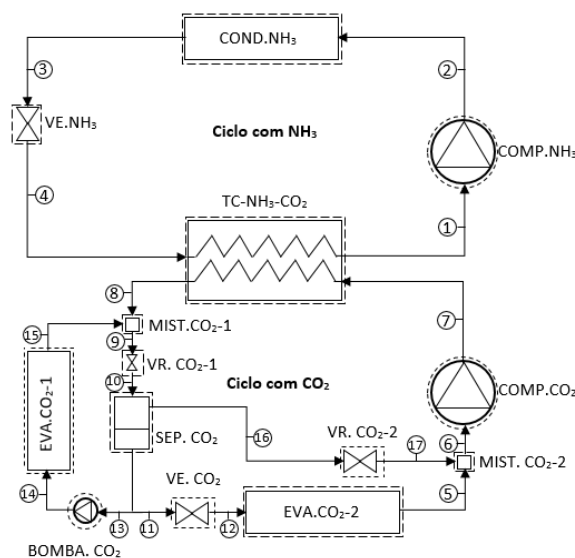


Figura 1. Discretização do sistema em cascata de compressão de vapor de NH₃ e CO₂.

A Figura 1 mostra os seguintes volumes de controles para o sistema de alta pressão: evaporador de CO₂ 1 (EVA.CO₂-1), bomba de CO₂ (BOMBA.CO₂), válvula de expansão (VE.CO₂), evaporador de CO₂ 2 (EVA.CO₂-2), compressor de CO₂ (COMP.CO₂), misturador 1 (MIST.CO₂-1), válvula redutora de pressão 1 (VR.CO₂-1), separador de líquido e vapor (SEP.CO₂), válvula de redução 2 (VR.CO₂-2) e misturador 2 (MIST.CO₂-2). O sistema de baixa pressão foi discretizado nos volumes de controles: compressor de NH₃ (COMP.NH₃), condensador (COND.NH₃), válvula de expansão (VE.NH₃). A interligação entre os dois sistemas é feita através de um trocador de calor de corrente cruzada (TC-NH₃-CO₂).

Os pontos de estados foram numerados de 1 a 17, sendo que os pontos de 1 a 4 são do ciclo de baixa pressão (ciclo com o R-717) e os pontos de 5 a 17 são do ciclo de alta pressão (ciclo com o R-744). O modelo matemático foi implementado no EES®.

O cálculo das propriedades do R-744 foi baseado no trabalho de Span e Wagner (1996) e o cálculo das propriedades do R-717 foi baseado no trabalho de Tillner-Roth e Baehr (1993). Ambos fazem parte da biblioteca do EES®.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para o cálculo dos fluxos de energia nos volumes de controles serão aplicados os balanços de massa e energia de acordo com as particularidades de cada componente.

Os balanços de massa e de energia serão calculados de acordo com as Eqs. (1) e (2). Na Eq. (2) as variações das energias cinética e potencial foram desprezadas:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s \quad (2)$$

Na Equação (1), m_{VC} é a massa no volume de controle, $\dot{m}$ é a vazão mássica e os subscritos “e” e “s” indicam a entrada e saída no volume de controle, respectivamente. Na Eq. (2), E_{VC} é a energia armazenada no volume de controle, $\dot{Q}_{VC}$ é o fluxo de calor líquido que entra ou sai do volume de controle, $\dot{W}_{VC}$ é o trabalho líquido fornecido para o volume de controle e h é a entalpia (Moran et al., 2013).

Para a definição do modelo foram adotadas ainda as seguintes simplificações: todos os volumes operam em regime permanente; os processos de compressão e bombeamento são isoentrópicos e adiabáticos; os demais componentes são adiabáticos exceto no condensador e nos evaporadores; no trocador de calor de $NH_3 - CO_2$ a troca ocorre somente entre os fluidos de trabalho, o processo de expansão foi considerado isoentálpico e foram desprezadas as perdas de carga nos componentes e nas tubulações. O trabalho na bomba de R-744, $\dot{W}_{b.CO_2}$, foi determinado usando a seguinte equação:

$$\frac{\dot{W}_{b.CO_2}}{\dot{m}} = \frac{v(p_{alta} - p_{baixa})}{\eta_{b.CO_2}} \quad (3)$$

onde v é o volume específico na entrada da bomba, $\eta_{b.CO_2}$ é a eficiência da bomba, p_{alta} e p_{baixa} são as pressões na entrada e na saída da bomba, respectivamente.

O coeficiente de performance (COP) foi analisado considerando o sistema combinado, sendo o seu valor calculado através da equação:

$$COP_{comb} = \frac{\dot{Q}_{EVA.CO_2-1} + \dot{Q}_{EVA.CO_2-2}}{\dot{W}_{COMP.CO_2} + \dot{W}_{COMP.NH_3} + \dot{W}_{BOMBA.CO_2}} \quad (4)$$

onde $\dot{Q}_{EVA.CO_2-1}$ é o fluxo de calor no EVA.CO₂-1, $\dot{Q}_{EVA.CO_2-2}$ é o fluxo de calor no EVA.CO₂-2, $\dot{W}_{COMP.CO_2}$ é o trabalho fornecido no COMP.CO₂, $\dot{W}_{COMP.NH_3}$ é o trabalho fornecido no COMP.NH₃ e $\dot{W}_{BOMBA.CO_2}$ é o trabalho fornecido na BOMBA.CO₂. O COP para o ciclo de CO₂ e para o ciclo de NH₃ foram calculados de acordo com as Eqs. (5) e (6), respectivamente.

$$COP_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_{EVA.CO_2-1} + \dot{Q}_{EVA.CO_2-2}}{\dot{W}_{COMP.CO_2} + \dot{W}_{BOMBA.CO_2}} \quad (5)$$

$$COP_{NH_3} = \frac{\dot{Q}_{TC-NH_3-CO_2}}{\dot{W}_{COMP.NH_3}} \quad (6)$$

A eficiência máxima do ciclo (Costa, 1982) foi determinada pela Eq. (7), que é a relação entre o COP do ciclo combinado, COP_{comb} , e o COP máximo de Carnot, COP_{Carnot} , (Eq. (8)), que é a razão entre a temperatura da fonte fria (T_F) e a diferença entre a temperatura da fonte quente (T_Q) e T_F .

$$\beta_{max} = \frac{COP_{comb}}{COP_{Carnot}} \quad (7)$$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_F}{T_Q - T_F} \quad (8)$$

A verificação da não violação da primeira lei da termodinâmica é feita fazendo o balanço de energia englobando todo o sistema combinado como mostrado na Eq. (9).

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \sum \dot{Q} + \sum \dot{W} = 0 \quad (9)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os balanços de massa e energia foram aplicados em todos os volumes de controles, obtendo-se um conjunto de equações que foram implementadas no EES[®]. Na Tab. 1 são mostradas as condições iniciais impostas para os evaporadores de média e baixa temperatura para o ciclo de alta pressão (Ciclo de CO₂), para o condensador e o evaporador no TC-NH₃-CO₂, a temperatura de condensação para o ciclo de baixa pressão (Ciclo de NH₃). São mostrados também os títulos em alguns pontos chaves do sistema, como saídas dos condensadores e evaporadores.

Tabela 1. Condições pré-estabelecidas.

Ciclos	Propriedades	Condição
Ciclo de NH₃	Temperatura de condensação	40 °C
	Temperatura de evaporação	-20 °C
	Título na saída do evaporador	Vapor saturado
	Título na saída do condensador	Líquido saturado
Ciclo de CO₂	Temperatura de condensação	-10 °C
	Temperatura de evaporação - MT	-10 °C
	Temperatura de evaporação - BT	-35 °C
	Título na saída do evaporador - BT	Vapor saturado
	Título na saída do evaporador - MT	Vapor superaquecido em 5,7 °C
	Título na saída do condensador	Líquido saturado
	Vazão Mássica no ponto 11	0,50 kg/s

A partir das condições pré-estabelecidas para o ciclo de baixa pressão (ciclo de NH₃), foi possível determinar as propriedades dos pontos de estados de 1 a 4, mostrados na Tab. 2. Observa-se que nesse ciclo a pressão de evaporação ficou em 190,09 kPa e a de condensação em 1.555,31 kPa. A vazão mássica de NH₃, que foi calculada em função dos balanços de massa e energia aplicados no TC-NH₃-CO₂, é de 0,2131 kg/s. A saída do compressor de NH₃ possui a maior temperatura do ciclo combinado, 135,5 °C e, por conseguinte, maior entalpia, 1.756,942 kJ/kg. O título na saída da VE-NH₃ foi de 0,2122.

Tabela 2. Pontos de estado do sistema calculados com as condições pré-estabelecidas (ciclo de amônia).

Ciclo	Ponto	Pressão (kPa)	Vazão mássica (kg/s)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg-K)	Título
R-717	1	190,09	0,2131	-20,0	1.437,686	5,904	1
	2	1.555,31	0,2131	135,5	1.756,942	5,904	100
	3	1.555,31	0,2131	40,0	390,639	1,645	0
	4	190,09	0,2131	-20,0	390,639	1,768	0,2122

A partir das condições pré-estabelecidas para o ciclo de alta pressão (ciclo de CO₂), as propriedades para os pontos de 5 a 17 foram determinadas (Tab. 3). Nesse ciclo observa-se três níveis de pressão: 1.202,45 kPa (EVA.CO₂), 2.645,58 kPa (SEP.CO₂) e 2.648,58 kPa (condensador do ciclo de CO₂ no TC-NH₃-CO₂). Com a condição de que no ponto 11, entrada da VE.CO₂, a vazão mássica é de 0,50 kg/s, as vazões mássicas nos diversos trechos são determinadas: na VR.CO₂-2 circula 0,2501 kg/s; na BOMBA.CO₂ circula 0,2499 kg/s; no SEP.CO₂ circula 1 kg/s e no COMP.CO₂ circula 0,7501 kg/s. A temperatura mais alta do ciclo de CO₂ encontra-se na saída do COMP.CO₂, 20,64 °C. A entrada no EVA.CO₂-1 a condição é de líquido comprimido com temperatura de -10,04 °C e a entrada do EVA.CO₂-2 a condição é de vapor úmido com título de 0,1704 e temperatura de -35,00 °C.

Na Figura 2 são mostrados os ciclos de baixa e alta pressão, onde a interligação entre os ciclos é feita na troca de calor TC NH₃ – CO₂, que englobam os pontos 4 e 1 pelo lado do Ciclo de NH₃ e 7 e 8 pelo lado do Ciclo de CO₂.

Na Tab. 4 são mostrados os fluxos de calor e trabalho nos ciclos de alta e de baixa pressão de acordo com os dados apresentados na Tab. 3.

O calor rejeitado no condensador do ciclo de amônia (NH₃) é 47 % maior do que o calor absorvido no ciclo de CO₂. O calor que foi transferido do ciclo de CO₂ para o ciclo de NH₃ no TC-NH₃-CO₂ foi de 223,1 kW, que representa 76 % do calor total rejeitado no ciclo de amônia. O trabalho na bomba do ciclo de CO₂ é muito pequeno, quando comparado com os valores das energias transferidas ou recebidas no ciclo, podendo ser desprezado. Fazendo-se a seguinte operação:

(B+C+D+E) – A, obtém-se o valor igual a zero, indicando que o ciclo combinado atende a Primeira Lei da Termodinâmica.

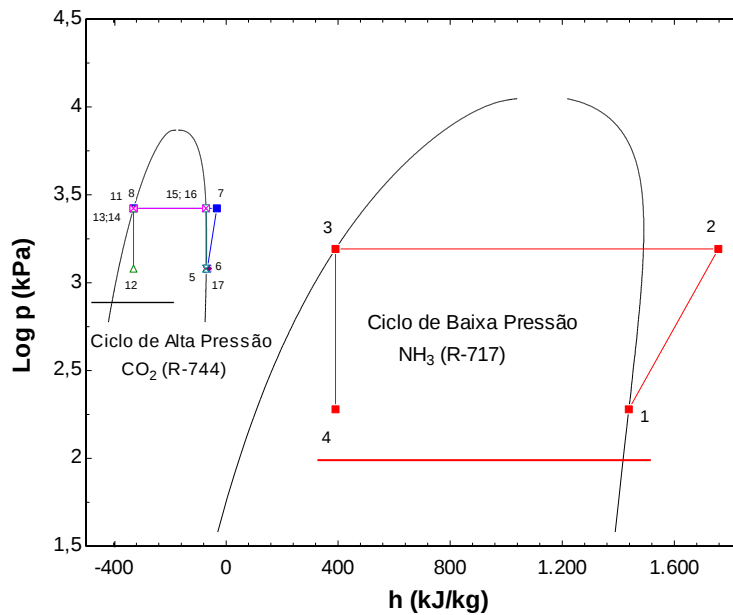


Figura 2. Diagrama P vs. h para o ciclo combinado de NH3 (R-717) e CO2 (R-744).

Tabela 3. Pontos de estado do sistema calculados com as condições pré-estabelecidas (ciclo de CO₂).

Ciclo	Ponto	Pressão (kPa)	Vazão mássica (kg/s)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg-K)	Título
R-744	5	1.202,45	0,5000	-29,30	-64,482	-0,6908	100
	6	1.202,45	0,7501	-31,56	-66,865	-0,7007	100
	7	2.648,58	0,7501	20,64	-32,835	-0,7007	100
	8	2.648,58	0,7501	-10,00	-330,253	-1,8233	0
	9	2.648,58	1,0000	-10,00	-265,632	-1,5777	0,2499
	10	2.645,58	1,0000	-10,04	-265,632	-1,5776	0,2501
	11	2.645,58	0,5000	-10,04	-330,343	-1,8236	0
	12	1.202,45	0,5000	-35,00	-330,343	-1,8069	0,1704
	13	2.645,58	0,2499	-10,04	-330,343	-1,8236	0
	14	2.648,58	0,2499	-10,04	-330,339	-1,8236	-100
	15	2.648,58	0,2499	-10,00	-71,642	-0,8405	1
	16	2.645,58	0,2501	-10,04	-71,630	-0,8403	1
	17	1.202,45	0,2501	-35,00	-71,630	-0,7205	0,9965

Tabela 4. Fluxos de energia nos volumes de controle do sistema.

Local do Fluxo de Energia	Energia (kW)
Calor Rejeitado no Condensador do Ciclo de NH ₃ (A)	291,13
Calor Absorvido no Evaporador de CO ₂ de Baixa Temperatura (B)	132,93
Calor Absorvido no Evaporador de CO ₂ de Média Temperatura (C)	64,64
Trabalho Fornecido no Compressor do Ciclo de CO ₂ (D)	25,53
Trabalho Fornecido no Compressor do Ciclo de NH ₃ (E)	68,03
Trabalho Fornecido na Bomba do Ciclo de CO ₂	0,0009531

Para verificar o comportamento do ciclo combinado quando houver um aumento de carga térmica no ciclo de alta pressão (ciclo de CO₂), foi realizada uma simulação com as seguintes condições: 1) manutenção da temperatura de

condensação no COND.NH₃ em 40 °C e 2) vazão mássica na entrada da VR.CO₂ (ponto 11) foi variada de 0,001 a 0,80 kg/s. A Fig. 3 mostra o comportamento das vazões mássicas nos pontos 1, 6, 13 e 16 com a variação da vazão mássica do ponto 11.

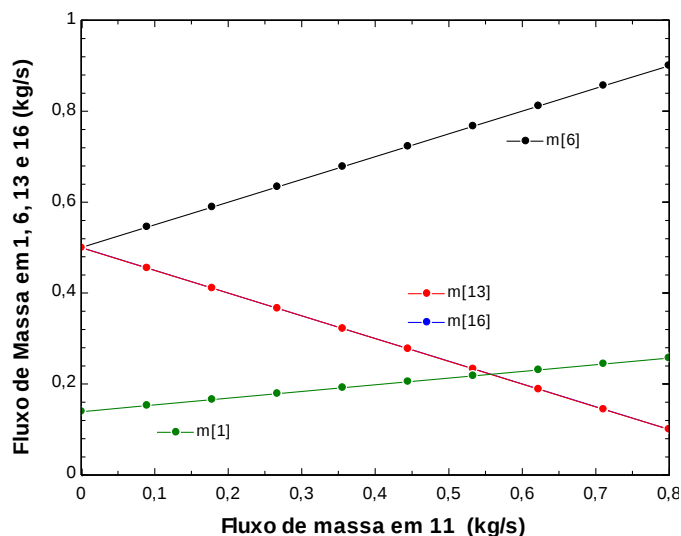


Figura 3. Comportamento dos fluxos de massa nos pontos 1, 6, 13 e 16, com a variação do fluxo de massa em 11.

Da inspeção da Fig. 3, observa-se que com o aumento da vazão mássica em 11, há um aumento na vazão mássica no ponto 6, entrada do COMP.CO₂ e na vazão mássica no ponto 1, entrada do COMP.NH₃. Houve um decréscimo nas vazões mássicas dos pontos 13 e 16, entrada da BOMBA.CO₂ e entrada da VR.CO₂-2. A Figura 4 mostra o comportamento dos fluxos de energia nos evaporadores do ciclo de CO₂ (EVA.CO₂-1 e EVA.CO₂-2), no TC-NH₃-CO₂ e no COND.NH₃.

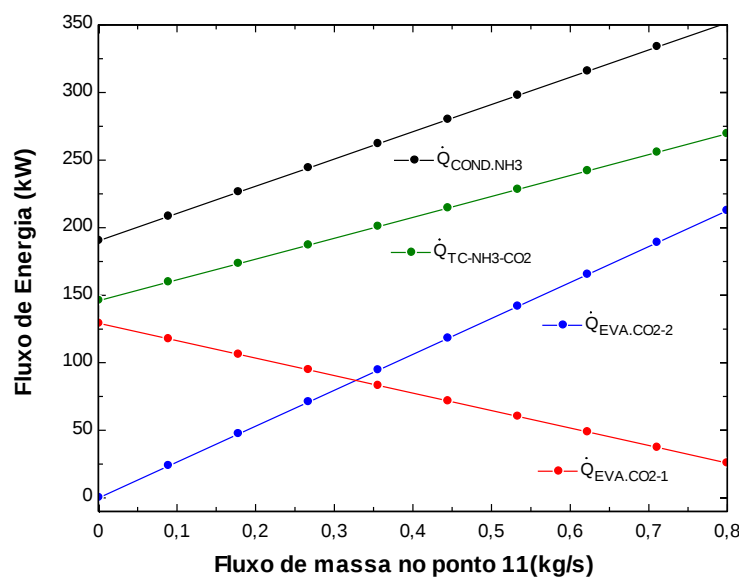


Figura 4. Variação do fluxo de massa no ponto 11 e a influência nos trocadores de calor do ciclo combinado.

Observa-se na Fig. 4 que o fluxo de calor decresce no evaporador de média temperatura do CO₂ (EVA.CO₂-1), devido a redução do fluxo de massa nesse componente, conforme pode ser visto na Fig. 3, m[13]. Há um aumento do fluxo de calor no EVA.CO₂-2, devido ao aumento da vazão mássica. Como consequente, o fluxo de calor no TC-NH₃-CO₂ também aumenta, já que mais energia deve ser levada para fora do sistema no COND.NH₃, como é mostrado na reta desse componente na Fig. 4.

A Fig. 5 (a) mostra o comportamento do trabalho fornecido nos compressores e na bomba de CO₂ do ciclo combinado. Observa-se que o trabalho na BOMBA.CO₂ há uma leve diminuição com o aumento da vazão mássica no ponto 11, apresentando um máximo de $1,905 \times 10^{-3}$ kW ($m[11] = 0,001$ kg/s) e um mínimo de $3,808 \times 10^{-4}$ kW ($m[11] = 0,80$ kg/s). Tanto no COMP.NH₃ como no COMP.CO₂ há um aumento do trabalho fornecido com o aumento da vazão mássica do ponto 11.

A Fig. 5 (b) mostra a variação dos coeficientes de performances para o ciclo de CO₂, para o ciclo de NH₃ e para o ciclo combinado. O COP para o ciclo de CO₂ (Eq. (5)), com o valor médio de 7,76, é bem maior do que o COP do ciclo

de NH_3 (Eq. (6)), com valor médio de 3,28. O elevado COP do ciclo de CO_2 é devido ao menor trabalho fornecido para esse ciclo, 23,73 kW em média, contra 63,34 kW em média do ciclo de NH_3 . Para o sistema combinado o COP médio é de 2,11 (Eq. (4)). O $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ para o sistema combinado é de 3,17, que resulta em uma eficiência máxima do ciclo (Eq. 7) igual a 66,56 %.

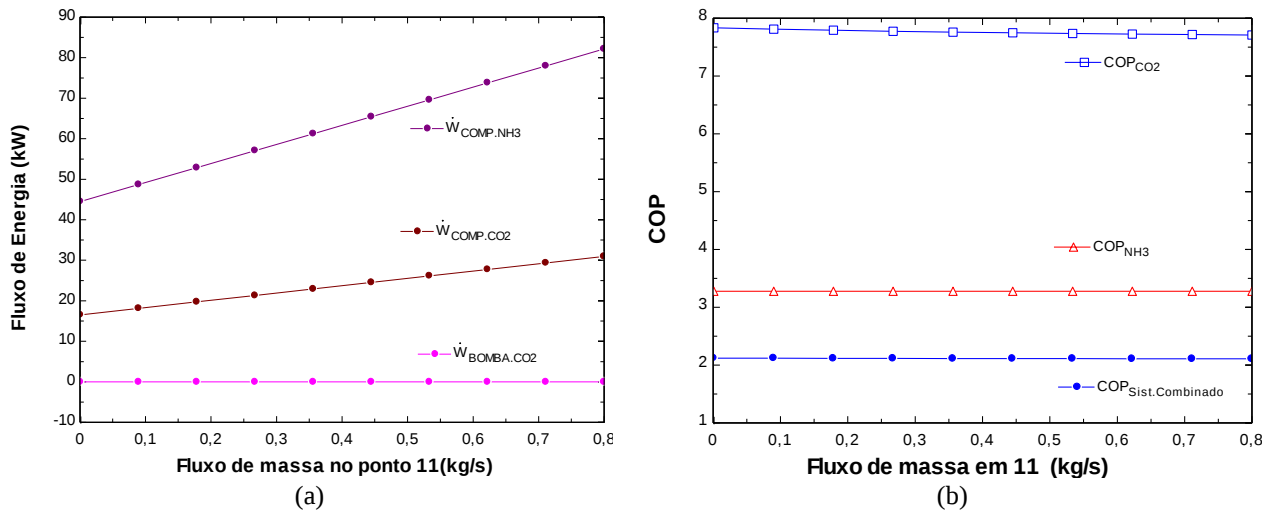


Figura 5. Variação do fluxo de massa no ponto 11 e a influência nos trabalhos fornecidos e no COP do ciclo combinado.

Outra análise realizada foi a verificação do comportamento do ciclo combinado quando há uma variação da temperatura de condensação do ciclo de NH_3 , considerando uma vazão mássica para o ponto 11 igual a 0,50 kg/s. A temperatura de condensação foi variada de 23 a 45 °C. Inspecionando a Fig. 6 (b), verifica-se que com o aumento da temperatura de condensação há um decréscimo do COP para o ciclo de NH_3 . Isso é decorrente do aumento do trabalho fornecido ao compressor de NH_3 , devido ao aumento da temperatura de condensação do COND. NH_3 (Fig. 6 (b)). O COP do ciclo combinado também decresce com o aumento da temperatura de condensação. Isso devido ao decréscimo ocorrido no COP do ciclo de NH_3 , já que o COP do ciclo de CO_2 não é influenciado pela temperatura de condensação. O COP de Carnot (Eq. (8)) decresce fortemente com o aumento da temperatura de condensação do COND. NH_3 .

Na Figura 6 (a) verifica-se que os trabalhos fornecidos ao compressor de CO_2 e a bomba de CO_2 não variam com o aumento da temperatura de condensação do NH_3 .

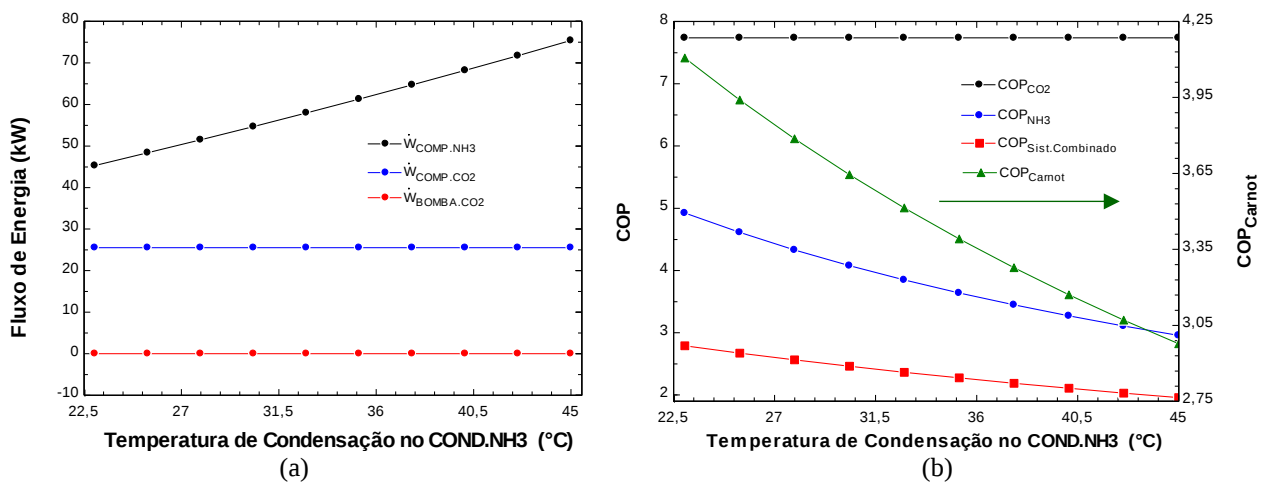


Figura 6. Comportamento do trabalho fornecido e dos COPs do ciclo combinado com a variação da temperatura de condensação no COND. NH_3 .

Na Figura 7 é mostrado o comportamento dos COPs dos sistemas quando a temperatura de condensação do ciclo de CO_2 varia de -20 a -10 °C, mantendo a temperatura de condensação do ciclo de NH_3 em 40 °C e a vazão mássica em 0,50 kg/s. Se Verifica que o COP_{CO_2} decresce com o aumento da temperatura de condensação, devido ao aumento do trabalho fornecido ao compressor de CO_2 , quando a temperatura de condensação aumenta (Fig. 8). O COP do sistema combinado decresce devido a influência da diminuição do COP_{CO_2} , já que o COP_{NH_3} permanece inalterado (3,28) sob a influência da variação da temperatura de condensação do COND. CO_2 (Fig. 7).

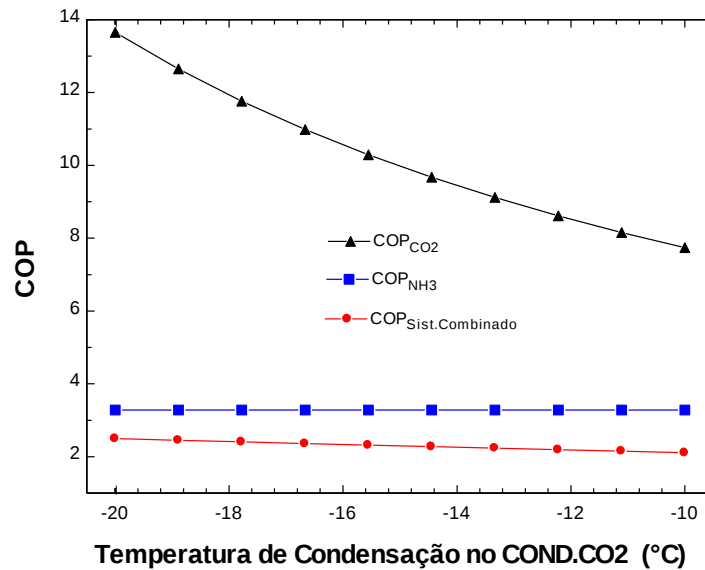


Figura 7. Comportamento dos COPs do ciclo combinado com a variação da temperatura de condensação no condensador de CO₂.

Na Figura 8 é percebido que o trabalho do COMP.NH₃ decresce com o aumento da temperatura de condensação do COND.CO₂. Porém, esse decréscimo não causa uma redução do COP_{NH3}, como era de se esperar, mas permanece constante devido a redução, na mesma proporção, em que o trabalho decresce, do que o fluxo de calor que é recebido no ciclo de NH₃. O trabalho fornecido na bomba de CO₂ decresce de 0,2071 kW (-21 °C) para 0,0009531 kW (-10°C).

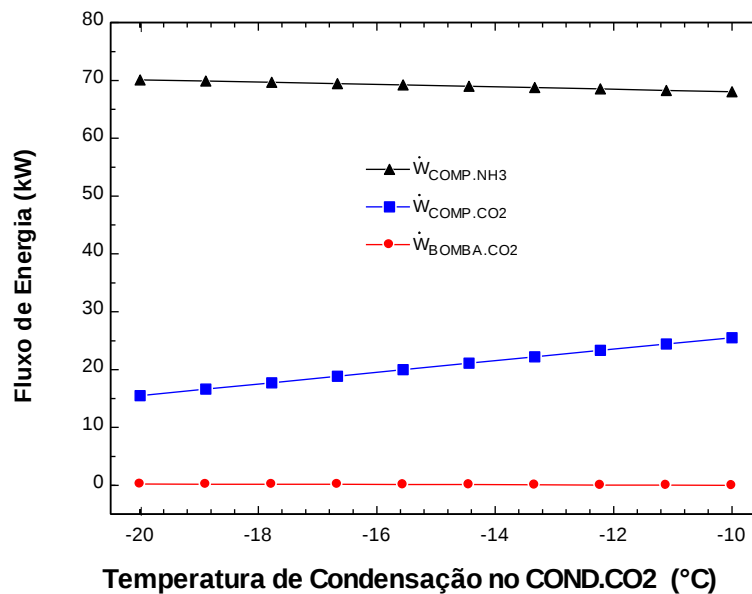


Figura 8. Comportamento dos trabalhos fornecidos ao ciclo combinado com a variação da temperatura de condensação no condensador de CO₂.

Na Figura 9 tem-se a comparação entre a eficiência máxima para o ciclo combinado quando este está sendo influenciado pela a variação da temperatura de condensação no COND.NH₃ ou pela variação da temperatura de condensação do ciclo de CO₂, mantida todas as outras condições conforme já mencionado. Observa-se que β_{max} cresce com o aumento da temperatura de condensação do ciclo de NH₃, decorrente do maior decréscimo do COP de Carnot em relação ao menor decréscimo do COP do ciclo combinado (Fig. 6 (b)). Observa-se também que β_{max} cresce com o aumento da temperatura de condensação do ciclo de CO₂, isso devido ao decréscimo do COP do ciclo combinado (Fig. 7) e ao valor constante do COP de Carnot para o caso em que a temperatura de condensação do ciclo de CO₂ é variada.

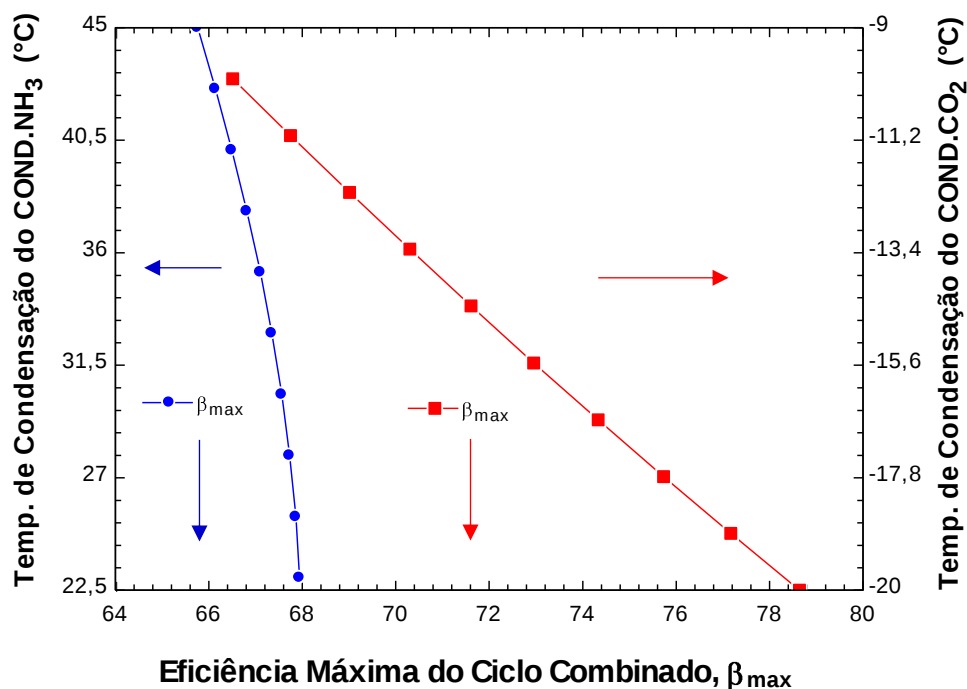


Figura 9. Comportamento da eficiência máxima com a variação da temperatura de condensação no condensador de CO₂.

5. CONCLUSÕES

O sistema combinado operando com os fluidos refrigerantes naturais CO₂ (R-744) e NH₃ (R-717), foi analisado através de uma análise de Primeira Lei da termodinâmica. Balanços de massa e energia foram aplicados em 14 volumes de controles, sendo realizados quatro estudos: o primeiro para condições iniciais pré-definidas, onde pode-se tirar as seguintes conclusões:

- a maior temperatura do ciclo se encontra na saída do compressor (135,5 °C) e a menor é no evaporador de baixa temperatura (-35 °C);
- as vazões mássicas presentes no ciclo são: 0,7501 kg/s no COMP.CO₂, 1,0 kg/s na VR.CO₂-1, 0,2499 kg/s no EVA.CO₂-1, 0,50 kg/s no EVA.CO₂-2 e 0,2131 no ciclo de NH₃;
- o ponto de estado com maior entalpia foi a saída do compressor (1756,942 kJ/kg) e o com menor foram os pontos: 8, 11, 12, 13 e 14 (-330,253 kJ/kg).

O segundo estudo foi verificar o comportamento do sistema quando a vazão mássica no EVA.CO₂-2 varia de 0,001 kg/s a 0,8 kg/s, enquanto as demais condições iniciais permanecem constantes. Desse estudo conclui-se:

- o COP para o ciclo de CO₂ com o valor médio de 7,76 é bem maior do que o COP do ciclo de NH₃ com valor médio de 3,28;
- para o sistema combinado o COP médio foi de 2,11;
- o COP de Carnot para o sistema combinado foi de 3,17 e a eficiência máxima do ciclo foi igual a 66,56 %.

A terceira condição estudada foi a variação da temperatura de condensação para o ciclo de NH₃, mantidas as demais condições iniciais constantes. Pode-se, então, concluir:

- há um decréscimo do COP para o ciclo de NH₃;
- o COP do ciclo de CO₂ não é influenciado pela temperatura de condensação;
- o COP do ciclo combinado decresce com o aumento da temperatura de condensação, como também o COP de Carnot;
- a eficiência máxima cresce com o aumento da temperatura de condensação.

A quarta condição estudada foi a variação da temperatura de condensação do ciclo de CO₂, mantendo as demais condições iniciais constantes. Pode-se concluir que:

- o COP do sistema de CO₂ decresce com o aumento da temperatura de condensação;
- o COP do sistema de NH₃ permanece inalterado (3,28) sob a influência da variação da temperatura de condensação;
- o COP do sistema combinado decresce devido a influência da diminuição do COP do sistema do CO₂;
- a eficiência máxima do ciclo combinado cresce com o aumento da temperatura de condensação do ciclo de CO₂.

6. REFERÊNCIAS

- Bondinus, William S., 1999, ASHRAE Journal April.
- Calm, J. M., 2008, "The next generation of refrigerants: Historical review, considerations, and outlook. International Journal of Refrigeration", v.31, p. 1123-1133.
- Çengel, Y.; Boles, M., 2013, "Termodinâmica". McGraw-Hill, São Paulo, 7a ed.
- Da Silva, A., 2011, "Difusão do uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado". Brasília.
- Danfoss, 2014, "Manual de Aplicação, Refrigeração industrial – Aplicação da amônia e do CO₂".
- Gullo, P; Elmegaard, B; Cortella, G., 2015, "Energetic, Exergetic and Exergoeconomic Analysis of CO₂ Refrigeration Systems Operating in Hot Climates". In: International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 28. Pau.
- Messineo, A., 2012, "R744-717 cascade refrigeration system: Performance evaluation compared with a HFC two-stage system". Energy Procedia, 14, 56-65.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., Bailey, M. B., 2013. "Princípios de termodinâmica para engenharia", 7ª. Ed., Rio de Janeiro, LTC – Livro Técnicos e Científicos Editora S. A.
- Ritcher, M.R; wullard, C.W; hrnjak, P.S., 2011, "Comparison of R744 and R410A for Residential Heating and Cooling Applications". Air conditioning and Refrigeration Center. Universidade de Illinois.
- Span, R. and Wagner, W., 1996, "A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa", J. Phys. Chem, Ref. Data, Vol. 25, No. 6.
- Stoecker, W. F., Jones, J. W., 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado, Editora McGraw-Hill do Brasil", Ltda.
- Tillner-Roth, H., and Baehr, 1993, "Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak", DKV-Tagungsbericht 20:167-181.
- Yilmaz, B.; Erdonmez, N.; Sevindir, M. K. e Mancuhan, E., 2014, "Thermodynamic Analysis and Optimization of Cascade Condensing Temperature of a CO₂(R744)/R404A Cascade Refrigeration System". In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 15.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

ENERGY ANALYSIS OF A TWO-STAGE REFRIGERATION SYSTEM WORKING WITH CO₂ (R-744) AND NH₃ (R-717)

Iana Mota Araujo, ianamotaraujo@hotmail.com¹

Josegil Jorge Pereira de Araújo, josegil@ufs.br¹

Larissa Menezes Santos, larissa.menezes.santos@hotmail.com¹

Larissa Costa Sobral, lari_lari_12@yahoo.com.br¹

¹Universidade Federal de Sergipe, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Marechal Rondon, São Cristóvão - SE, CEP: 49100-000, Brasil.

Abstract. Vapor compression refrigeration systems (VCRS) are currently the most used category of refrigeration systems, due to their higher performance coefficients when compared to other types of systems. For decades, the most widely employed working fluids were the refrigerants of the CFC and HCFC classes, namely, R-12, R-22, etc. However, due to the "Ozone Layer Crisis", manufacturing and consumption of these fluids are being phased out throughout the world. More recently, the search for refrigerants with low GWP has boosted interest in the application of natural refrigerants, particularly ammonia (NH₃) and carbon dioxide (CO₂), also known as R-717 and R-744, respectively. The GWP value is zero for R-717 and 1 for R-744. In this paper, a cascade refrigeration system employing R-717 and R-744 will be analyzed. This system is composed of a subcritical R-744 cycle (low temperature stage) and a R-717 cycle (high temperature stage). The R-744 cycle operates with two evaporation temperatures, -10 °C in the intermediate temperature evaporator and -35 °C in the low temperature evaporator. R-744 is recirculated through the intermediate temperature evaporator by a CO₂ pump. The condenser in the R-717 cycle operates at 40 °C nominally. An energy analysis has been performed on the system in order to establish the relationship between several operation parameters and the system's COP. The COP of the combined cycle was found to be 2,11 at nominal conditions. The maximum system efficiency was found to be 66,8%.

Keywords: refrigeration, R744, R717, natural refrigerants, energy analysis