

SOFTWARE PARA CÁLCULO DO COP EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA CO₂/R134a

Luis Manoel de Paiva Souza, Universidade Federal de Uberlândia, luismanoel_tap@hotmail.com
João Paulo de Paula Almeida, Universidade Federal de Uberlândia, jppa12357@yahoo.com.br
Arthur Heleno Pontes Antunes, Universidade Federal de Uberlândia, arthur.h.p.antunes@gmail.com
Victor Hugo Panato, Universidade Federal de Uberlândia, vpanato@gmail.com
Enio Pedone Bandarra Filho, Universidade Federal de Uberlândia, bandarra@mecanica.ufu.br

Resumo. Este trabalho apresenta um modelo matemático simplificado para o cálculo do coeficiente de performance de um sistema de refrigeração que trabalha em um ciclo de compressão de vapor. Esse ciclo é denominado ciclo cascata, pois apresenta em sua configuração dois fluidos de trabalho, um fluido no lado de baixa temperatura e um fluido no lado de alta temperatura. O objetivo desse trabalho é apresentar um modelo matemático simplificado utilizado para calcular o COP do sistema em cascata. O modelo matemático leva em consideração o balanço de massa e energia, sendo programado na plataforma EES que apresenta em seu banco de dados as propriedades dos fluidos apresentados nesse trabalho com grande confiabilidade. A justificativa para a adoção de um modelo matemático se dá por conta dos custos envolvidos com experimentação, que demandam por equipamentos muitas vezes sofisticados e de alto valor financeiro, além da demanda de tempo na realização dos experimentos. Uma vez que em termodinâmica os processos que envolvem tempo, e principalmente a estabilização em regime permanente são algumas das dificuldades encontradas, a adoção de um modelo matemático diminuirá o tempo gasto com experimentação e custo de equipamentos. Com base nos resultados obtidos, o objetivo desse trabalho foi alcançado, uma vez que além do COP do sistema foi possível calcular ainda variáveis tais como carga térmica, consumo elétrico dos compressores, em função de variáveis de entrada, como por exemplo, temperatura de evaporação e temperatura de condensação dos fluidos.

Palavras chave: Refrigeração, CO₂, R134a, sistema cascata, COP.

1. INTRODUÇÃO

Os ciclos de compressão a vapor são relativamente simples e são constituídos de quatro componentes. Os componentes são um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador. Esses quatro componentes são básicos em qualquer sistema de refrigeração por compressão de vapor, seja ele residencial, comercial ou industrial. Nesse trabalho o modelo matemático apresentado é referente a um equipamento utilizado em refrigeração comercial, e foi tido para prever os pontos de operação de uma bancada experimental. Foi através do modelo matemático que foi possível determinar, por exemplo, a carga térmica utilizada no experimento. Os modelos matemáticos são ferramentas úteis, principalmente quando se trabalham com variáveis que são dependentes no tempo, como no caso da refrigeração. Através de um modelo matemático é possível encontrar respostas em um curto espaço de tempo e com custos computacionais relativamente baixos. De posse do modelo, foi elaborado uma rotina executável (.exe) no EES que pode ser operado de forma simples e amigável e tem a capacidade de calcular variáveis do sistema, este executável funciona diretamente no sistema operacional, ainda que não possua o software EES instalado. O executável possui as mesmas características do diagrama construído no EES, apenas não se pode editar o código e as equações.

2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático admitido nesse trabalho possui algumas hipóteses simplificadoras, o software apresenta resultados confiáveis mesmo com o baixo número de variáveis contidas no programa, um dos objetivos da análise matemática é diminuir o tempo de processamento e o uso de todas as variáveis acarreta em grande esforço computacional.

2.1. Hipóteses simplificadoras

Esse item do trabalho apresenta apenas como o modelo matemático é simplificado, sendo assim, o modelo completo apresenta maior número de hipóteses. As hipóteses simplificadoras assumidas são:

- Não há perda de carga e troca de calor nas tubulações
- Trocador de calor cascata é abiaabático, só troca calor entre os fluidos
- O superaquecimento do R134a é de 10 K e do CO₂ é controlado pela válvula de expansão eletrônica e é um dado de entrada
- Subresfriamento do CO₂ é zero e do R134a é um dado de entrada
- No evaporador o CO₂ entra com título e sai nas condições de superaquecimento setado na válvula
- No condensador o CO₂ entra superaquecido e sai subresfriado devido a presença de um trocador de calor intermediário
- Válvulas são adiabáticas
- Os compressores são modelados por polinômios do 3º grau com duas variáveis

2.2. Programa principal

De posse das hipóteses simplificadoras, apresenta-se o programa principal que possui os parâmetros de entrada e saída do modelo.

- $T_{\text{evap,CO}_2}$: temperatura de evaporação do CO₂, $T_{\text{cond, R134a}}$: temperatura de condensação do R134a
- δT_{sa} : superaquecimento do CO₂, δT_{sr} : subresfriamento R134a

Com as variáveis de entrada e o equacionamento matemático, obtemos as variáveis de saída do sistema tais como:

- COP de ambos fluidos e do sistema geral
- Consumo total
- Vazão em massa de ambos os fluidos
- Rendimento isentrópico e volumétrico
- Temperaturas e pressões em diversos pontos do sistema

2.3. Equacionamento do sistema

Na Fig. (1) é apresentado um diagrama esquemático do ciclo cascata e também os pontos de interesse para o modelo matemático que são:

- Pontos 1 e 5 descarga dos compressores
- Pontos 2 e 6 entrada das válvulas de expansão
- Pontos 3 e 7 saída das válvulas de expansão
- Pontos 4 e 8 entradas dos compressores

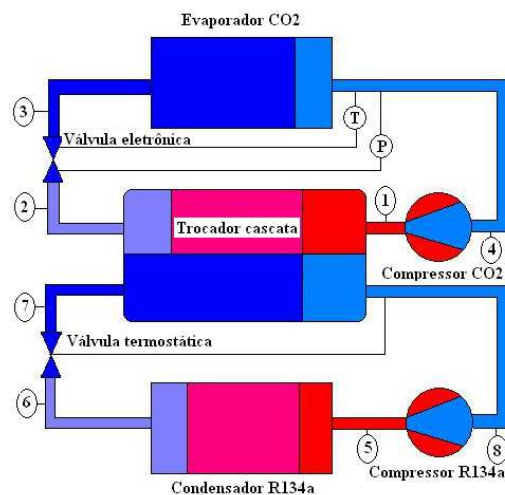


Figura 1. Diagrama esquemático e pontos de interesse no sistema

O sistema foi modelado em três partes distintas sendo compressores, trocadores de calor e válvula de expansão. A Eq. (1) apresenta o polinômio típico dos compressores, onde a variável “y” pode ser definida como sendo a capacidade térmica, potência absorvida, vazão mássica ou corrente elétrica

$$y = C_1 + C_2 \cdot t_o + C_3 \cdot t_c + C_4 \cdot t_o^2 + C_5 \cdot t_o \cdot t_c + C_6 \cdot t_c^2 + C_7 \cdot t_o^3 + C_8 \cdot t_c \cdot t_o^2 + C_9 \cdot t_o \cdot t_c^2 + C_{10} \cdot t_c^3 \quad (1)$$

Onde t_c - temperatura de condensação, t_o - temperatura de evaporação e os coeficientes C_1 a C_{10} são fornecidos pelo fabricante dos compressores e são obtidos no Software BITZER. Para um superaquecimento de 10 K para o CO₂,

t_o varia de -50°C a -15°C e t_c varia de $-19,999^{\circ}\text{C}$ a $14,999^{\circ}\text{C}$, já para o R134a t_o tem seu intervalo entre -30°C a $19,999^{\circ}\text{C}$ e t_c tem seu intervalo de 20°C a $79,999^{\circ}\text{C}$.

O modelo dos trocadores de calor foram feitos de acordo com cada trocador, fazendo uma modelagem para cada tipo de trocador.

A modelagem para o evaporador é simplesmente uma equação da quantidade de calor retirado do compartimento a ser refrigerado e tem a seguinte forma:

$$Q_{\text{evapCO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_4 - h_3) \quad (2)$$

Para o trocador de calor cascata a modelagem foi feita levando em consideração o balanço de energia e possui a seguinte forma matemática:

Para o lado do CO_2 a Eq. (3) representa a energia e a Eq. (4) a condição de diferença para temperatura constante.

$$Q_{\text{condCO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_1 - h_2) \quad (3)$$

$$T_{\text{condCO}_2} = T_{\text{evapR134a}} + 5 \quad (4)$$

No lado do R134a a energia é representada pela Eq. (5)

$$Q_{\text{evapR134a}} = \dot{m}_{\text{R134a}}(h_7 - h_8) \quad (5)$$

A Eq.(6) representa o balanço de energia no trocador cascata

$$Q_{\text{evapR134a}} = Q_{\text{condCO}_2} \quad (6)$$

Assim como no evaporador do CO_2 a equação para o condensador do R134a se resume á quantidade de calor rejeitado pelo mesmo e matematicamente é expressa por:

$$Q_{\text{condR134a}} = \dot{m}_{\text{R134a}}(h_5 - h_6) \quad (7)$$

Nas válvulas de expansão é realizado um balanço pela primeira lei da termodinâmica, e assim obtemos as entalpias para a válvula de expansão do CO_2 representada pela Eq. (8) e do R134a representada pela Eq. (9).

$$h_2 = h_3 \quad (8)$$

$$h_6 = h_7 \quad (9)$$

O COP total do sistema é calculado pela razão entre a quantidade de calor removido pelo CO_2 por evaporação e a potencia total consumida pelos compressores.

$$COP = \frac{Q_{\text{evapCO}_2}}{W_{\text{R134a}} + W_{\text{CO}_2}} \quad (10)$$

3. RESULTADOS

Os resultados apresentados nessa pesquisa mostram que o equacionamento apesar de ser simplificado satisfaz os parâmetros desejados. Apesar de não haver uma validação experimental do modelo, o mesmo foi validado através de dados encontrados na literatura para condições semelhantes ao equacionamento aqui apresentado. Um dos principais trabalhos apresentados na literatura foi desenvolvido por Sanz-Kock et al (2014), que apresentam um planta em cascata $\text{CO}_2/\text{R134a}$ com pequenas modificações em relação ao modelo aqui apresentado. Os valores obtidos por Sanz-Kock e os obtidos nesse trabalho são apresentados na Tab. (1).

No modelo matemático algumas considerações são feitas como, por exemplo, é um modelo ideal, em perdas de carga e ganho de calor nas tubulações. Além de condições iniciais de subresfriamento do CO_2 que é sempre zero e o

superaquecimento do R134a que é mantido sempre a 10 K. No trabalho apresentado na literatura, esses parâmetros fazem parte do sistema e estão implícitos nos valores medidos. Dessa forma ocorrem diferenças nos valores apresentados pelos autores na literatura e nos valores apresentados nesse trabalho.

Tais diferenças apresentadas estão nas eficiências isoentálpicas uma vez que os valores das eficiências apresentados nesse trabalho foram calculados com dados fornecidos pelo fabricante dos compressores e no trabalho da literatura esses valores não foram apresentados. A julgar pelas temperaturas de descarga, os compressores utilizados para a validação possuem eficiência isoentálpica menores que a eficiência dos compressores utilizados nessa pesquisa.

Tabela 1. Valores para o COP do sistema

T _{evap}	COP _{Modelo}	COP _{Literatura}	Diferença[%]	
-40	1,141	1,1	3,7	T _{condR134a} =40°C
-35	1,37	1,25	9,6	
-30	1,62	1,45	11,7	
T _{cond}				
30	1,769	1,7	4	T _{evapCO2} =-30°C
40	1,62	1,45	11,7	
50	1,47	1,25	17,6	

Na Fig. (2), é representado o COP do sistema em função da temperatura de evaporação do CO₂ para um subresfriamento constante de 10 K com superaquecimento de 10 K, 15 K e 20 K no CO₂ e 10K no R134a. As temperaturas de condensação do R134a foram de 30°C e 35°C. O valor máximo obtido para o COP foi de 2,145 para uma temperatura de evaporação do CO₂ de -25°C e temperatura de condensação do R134a de 30°C. O valor mínimo foi obtido para temperatura de evaporação do CO₂ de -45°C, com temperatura de condensação do R134a de 35°C. O superaquecimento do CO₂ foi de 10K para o COP máximo e 20 K para o mínimo e o superaquecimento do R134a foi mantido a 10 K em ambos os casos.

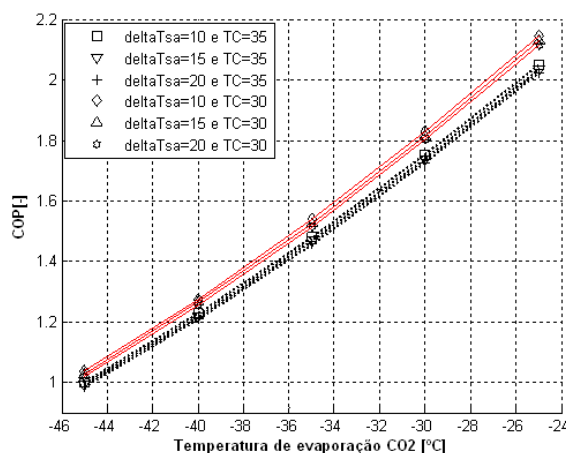


Figura 2. COP em função da temperatura de evaporação

Com base nos resultados obtidos, o objetivo desse trabalho foi alcançado satisfatoriamente, pois, foi possível calcular o valor do COP do sistema geral para várias temperaturas de superaquecimento, evaporação e condensação. Dessa forma foi possível verificar que o modelo matemático não contém erros além de facilitar o trabalho e o tempo dispendioso em experimentação.

4. REFERÊNCIAS

- BITZER Software Versão 6.4.12010.
Klein S. A., Engineering Equation Solver, Academic Commercial. Version: 9.729-3D, F-chart software. Middleton, WI, USA; 2014.
Sanz-Kock, C., Llopis, R., Sánchez, D., Cabello, R., Torella, E., 2014, "Experimental Evaluation of a R134a/CO₂ Cascade Refrigerant Plant", Applied Thermal Engineering, Vol.73, pp.41-44.

5. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.