

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS ARARANGUÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS, TECNOLOGIAS E SAÚDE
DEPARTAMENTO DE ENERGIA E SUSTENTABILIDADE
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIA

Maitê Correa de Araújo

**Implementação de um modelo para simulação numérica de um sistema de
condicionamento de ar**

Araranguá

2022

Maitê Correa de Araújo

**Implementação de um modelo para simulação numérica de um sistema de
condicionamento de ar**

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia de Energia do Centro de Ciências, Tecnologias e Saúde da Universidade Federal de Santa Catarina, como requisito para a obtenção do título de Engenheiro/a de Energia.
Orientador: Prof. Thiago Dutra, Dr..

Araranguá

2022

Maitê Correa de Araújo

Implementação de um modelo para simulação numérica de um sistema de condicionamento de ar

O presente Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia de Energia, foi avaliado e aprovado pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Thiago Dutra, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Rogério Gomes De Oliveira, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que essa é a versão original e final do trabalho que foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro/a de Energia.

Prof. Luciano Lopes Pfitscher, Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Thiago Dutra, Dr.
Orientador

Maitê Correa de Araújo
Autor

Araranguá, 18 de fevereiro de 2022.

IMPLEMENTAÇÃO DE UM MODELO PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR

IMPLEMENTATION OF A MODEL FOR NUMERICAL SIMULATION OF AN AIR CONDITIONING SYSTEM

Maitê Correa de Araújo*

RESUMO

Condicionadores de ar são essenciais no cotidiano e nas mais diversas aplicações – residencial, comercial ou industrial. Estima-se que o consumo de energia elétrica por condicionadores de ar no setor residencial aumentou aproximadamente 237% entre 2005 e 2017. Sob tal perspectiva, com o propósito de evitar a sobrecarga do setor elétrico, as políticas de etiquetagem e índices mínimos de eficiência incentivam os fabricantes de condicionadores de ar a desenvolverem equipamentos cada vez mais eficientes. Nesse sentido, o uso de modelos de simulação de condicionadores de ar é fundamental, pois permite que o engenheiro analise o efeito de alterações de projeto no desempenho do sistema de forma rápida e sem o custo elevado do experimento. O objetivo do presente trabalho é a modelagem de um sistema de condicionamento de ar do tipo Split de aplicação doméstica, adotando uma formulação integral e permanente das equações da conservação da massa e da energia para os componentes do sistema. Primeiramente, os resultados do modelo foram verificados com resultados obtidos por outros autores na literatura. Em seguida, o modelo foi utilizado para avaliar o efeito de modificações no sistema de condicionamento de ar sobre o seu desempenho, analisando-se o coeficiente de eficácia do ciclo. Concluiu-se que o desempenho do sistema de condicionamento de ar aumenta de acordo com o aumento das vazões volumétricas de ar no condensador e no evaporador, assim como com o aumento da densidade de aletas no condensador e no evaporador. Observou-se também que o desempenho do sistema diminui quando o compressor e o fluido refrigerante originais (R22) são substituídos por outros compressores que operam com R134a e R410A.

Palavras-chave: Ar condicionado; Split; Simulação.

ABSTRACT

Air conditioners are essential in everyday life and in the most diverse applications – residential, commercial or industrial. It is estimated that the consumption of electricity by air conditioners in the residential sector increased by approximately 237% between 2005 and 2017. From this perspective, in order to avoid overloading the electricity sector, labeling and minimum efficiency indices policies encourage air conditioner manufacturers to develop more efficient equipment. In this sense, the use of simulation models of air conditioners is fundamental, as it allows the engineer to analyze the effect of design changes on the performance of the system quickly and without the high cost of the experiment. The purpose of this work is the modeling of household Split-type air conditioning system, adopting an integral and permanent formulation of the equations of conservation of mass and energy for the components of the system. First, the model results were verified with results obtained by other authors in the literature. Then, the model was used to evaluate the effect of modifications in the air conditioning system on its performance, analyzing the efficiency coefficient of the cycle. It was concluded that the performance of the air conditioning system increases according to the increase of volumetric air flows in the condenser and evaporator, as

* E-mail: maitee.correa@gmail.com

well as with the increase of the density of fins in the condenser and evaporator. It was also observed that the system performance decreases when the compressor and the original refrigerant fluid (R22) are replaced by other compressors that operate with R134a and R410A.
Key words: Air conditioners; Split; Simulation.

1 INTRODUÇÃO

Os condicionadores de ar são equipamentos empregados para controlar a temperatura e a umidade do ar em ambientes fechados, promovendo uma condição de conforto térmico desejado. Esses sistemas são amplamente empregados em aplicações residenciais, comerciais e industriais. Na indústria, o uso de condicionadores de ar é especialmente importante nos setores tecnológicos, onde 50% do consumo de energia está associado ao resfriamento dos equipamentos. (COULOMB; DUPONT; PICHARD, 2015)

Embora a necessidade de conforto térmico exista desde os primórdios da civilização, o primeiro ar condicionado foi construído apenas no início do século XX (SANTOS, 2017). A primeira aplicação desse tipo de equipamento em residência foi realizada em 1914, e em automóvel, em 1939. Somente em 1940, a comercialização do ar condicionado se expandiu. Com o crescimento do setor, em 1952, foi desenvolvida a primeira produção em série de unidades centrais de ar condicionado para residências. Em 1960, o mercado continuou em expansão, acontecendo assim o desenvolvimento tecnológico do produto. Desse modo, a evolução constante da tecnologia permitiu o desenvolvimento do modelo Split e posteriormente da tecnologia inverter. (NEVES, 2021)

No Brasil, é estimado que a posse de ar condicionado por famílias em 2017 seja mais do que duas vezes maior do que em 2005. Conseqüentemente, entre 2005 e 2017, o consumo de energia elétrica por condicionadores de ar no setor residencial aumentou aproximadamente 237%. Sob tal perspectiva, o aumento da demanda de energia devido à utilização de climatização artificial pode gerar um grande impacto sobre o sistema elétrico do país. Com o propósito de evitar a sobrecarga do setor elétrico, as políticas de etiquetagem e índices mínimos de eficiência incentivam os fabricantes de condicionadores de ar a desenvolverem equipamentos mais eficientes. (EPE, 2018)

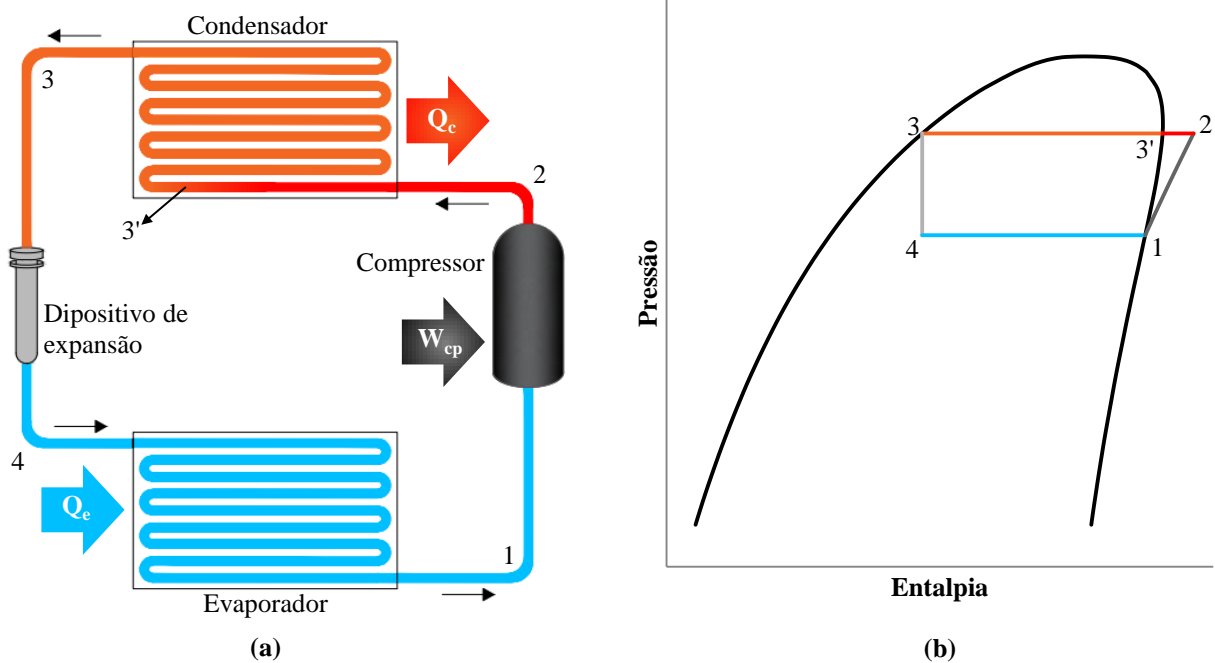
O método de refrigeração mais comum nos sistemas de condicionamento de ar é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor é apresentado nas Figuras 1a e 1b. O ciclo inicia com o fluido refrigerante entrando no compressor no estado de vapor saturado sob a pressão de evaporação, onde é comprimido de maneira isentrópica até a pressão de condensação (Processo 1-2). Em seguida, o fluido deixa o compressor no estado de vapor superaquecido e entra no condensador, onde perde calor para o meio ambiente (Q_c). No condensador, o fluido é mantido sob pressão constante enquanto sua temperatura diminui até atingir o estado de vapor saturado (Processo 2-3'). A partir desse ponto, inicia-se a troca de calor com mudança de fase, em que, além da pressão, a temperatura do refrigerante também permanece constante até a sua saída do condensador no estado de líquido saturado (Processo 3'-3). Na sequência, o refrigerante é estrangulado de maneira isentálpica em um dispositivo de expansão, até atingir a pressão de evaporação (Processo 3-4). Por fim, a mistura saturada entra no evaporador onde recebe calor do meio ambiente (Q_e). No evaporador, a temperatura e a pressão do refrigerante se mantêm constantes até a sua saída na forma de vapor saturado (Processo 4-1), completando o ciclo. (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005)

Na Figura 1a, as setas indicadas por W_{cp} , Q_c e Q_e representam respectivamente a potência consumida pelo compressor, a taxa de transferência de calor no condensador e a capacidade de refrigeração. O desempenho do ciclo de refrigeração, conhecido como

coeficiente de eficácia do ciclo (COP), é definido como a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor: (STOECKER; JONES, 1985)

$$COP = \frac{Q_e}{W_{cp}} \quad (1)$$

Figura 1: (a) Componentes e (b) Diagrama P-xh do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: A autora (2021).

Há diversas diferenças entre os ciclos ideal e real de refrigeração por compressão de vapor. Essas diferenças ocorrem principalmente em razão das irreversibilidades sucedidas nos componentes do ciclo. Dentre essas irreversibilidades, apresentam-se as quedas de pressão devido ao atrito do fluido e a transferência de calor de ou para a vizinhança (ÇENGEL; BOLES, 2006). Além disso, o fluido refrigerante é superaquecido no evaporador e subresfriado no condensador. O superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador é realizado para que seja evitada a entrada de fluido no estado líquido no compressor, o que pode causar danos a tal componente do ciclo. O subresfriamento do refrigerante no condensador é realizado com o intuito de aumentar o efeito refrigerante. (WANG, 2001)

Em 1975, existia pouca informação na literatura sobre o desempenho de condicionadores de ar utilizados em residências. Naquele ano, Propst desenvolveu uma metodologia para a determinação do COP de acordo com as características do condensador (área externa, densidade de aletas, dimensões das aletas, temperatura de condensação do fluido refrigerante, temperatura e velocidade do ar na entrada do trocador de calor). O modelo desenvolvido foi bastante simplificado, sendo desconsideradas as perdas de carga devido ao atrito no condensador e evaporador. Além disso, o superaquecimento do fluido no evaporador e o resfriamento no condensador foram negligenciados, assim como a área externa do tubo. Dessa forma, foi considerada apenas a área das aletas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do ar. (PROPST, 1975)

A partir de 1990 estudos têm avaliado sistemas condicionadores de ar utilizando tecnologia moderna (SADLER, 2000). Em 1992, Haselden e Chen desenvolveram um modelo

em estado estacionário de simulação de sistemas de condicionadores de ar utilizando misturas binárias de fluidos refrigerantes. Tal modelo desconsidera as quedas de pressão ocorridas no evaporador e condensador, sendo assim, são consideradas apenas as irreversibilidades sucedidas no compressor, que apresenta uma compressão não isentrópica. Além disso, é considerada a ocorrência do superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador e do subresfriamento no condensador. O programa determina o COP do sistema e as áreas dos trocadores de calor, além das temperaturas e pressões de condensação e evaporação e dos níveis de superaquecimento e subresfriamento, sendo pré-determinados a composição do fluido refrigerante binário e o efeito refrigerante. (HASELDEN; CHEN, 1994)

Em 1997, Mullen *et al.* desenvolveram um modelo de simulação de ar condicionado com 160 equações que foram resolvidas através do método de Newton-Raphson. Essas equações foram modeladas considerando a expansão adiabática no dispositivo de expansão e uma curva genérica fornecida pelo fabricante do condensador. Perda de carga devido ao atrito foi considerada nos trocadores de calor. Dividiu-se o condensador em três zonas (superaquecimento, saturação e subresfriamento), e o evaporador em duas zonas (saturação e superaquecimento), sendo considerada a desumidificação do ar na zona de saturação do evaporador. (MULLEN *et al.*, 1997)

Em 2000, Sadler utilizou o *software Engineering Equation Solver (EES)* para implementar um modelo de simulação de sistemas de condicionamento de ar. As mesmas hipóteses adotadas por Mullen *et al.*(1997) foram consideradas, assim como as potências consumidas nos ventiladores do condensador e do evaporador. O modelo é capaz de determinar as características geométricas do condensador (velocidade do ar, diâmetro do tubo, densidade de aletas, vazão mássica do refrigerante e número de circuitos, de tubos por circuito e de fileiras) que otimizam o coeficiente de eficácia do ciclo do sistema avaliado. Através de simulações, a autora concluiu que o COP do sistema é maximizado com o aumento da área frontal dos trocadores de calor. (SADLER, 2000)

Em 2004, Sanaye e Malekmohammadi desenvolveram um novo método de simulação de sistemas de condicionamento de ar que inclui parâmetros térmicos e geométricos. O modelo apresentado é uma modificação de uma simulação e otimização térmica implementada em 1998 que foi aperfeiçoada em 2002, onde foram incluídos aspectos econômicos. O modelo inclui as mesmas hipóteses consideradas por Sadler (2000), mas permite otimizar termicamente e economicamente o sistema de condicionamento de ar através do método dos multiplicadores de Lagrange. Os autores realizaram diversas simulações onde foi determinado que o aumento da capacidade de evaporação do sistema ocasiona o aumento da potência requerida pelo compressor, da temperatura de evaporação, das áreas de superfície dos trocadores de calor e do COP do ciclo de refrigeração, além da diminuição da temperatura de condensação e do custo de operação. (SANAYE; MALEKMOHAMMADI, 2004)

Em 2006, Richardson desenvolveu uma metodologia para modelagem e simulação em estado estacionário de um sistema de condicionamento de ar. O modelo é obtido a partir do acoplamento de submodelos para os componentes do sistema e considera as mesmas hipóteses adotadas por Mullen *et al.*(1997). O modelo foi validado através da comparação dos seus resultados com dados experimentais, sendo observados erros inferiores à 5 % para a maioria das variáveis de desempenho. Sendo assim, através do programa, é possível determinar o coeficiente de eficácia do sistema de condicionamento de ar, a taxa de fluxo mássico do refrigerante, a capacidade de refrigeração e as condições de controle do sistema. (RICHARDSON, 2006)

Em 2013, Zhu *et al.* desenvolveram um modelo genérico de simulação de sistemas de condicionamento de ar com múltiplos evaporadores. O modelo simula sistemas com diferentes números de evaporadores, inclusive com apenas um evaporador. As mesmas hipóteses adotadas por Mullen *et al.* (1997) e Richardson (2006) foram consideradas. O

modelo seguiu uma formulação transiente em função das capacidades térmicas das paredes dos trocadores de calor, com os balanços de energia associados ao domínio fluido sendo aplicados em regime permanente, supondo assim que a inércia térmica do fluido é bem menor que a do sólido. Com o intuito de validar o modelo, a reprodução de dados experimentais apresentados na literatura foi realizada, sendo apresentada a precisão de 4,69% para o cálculo da capacidade de resfriamento e 1,44% para o cálculo do COP do sistema. Sendo assim, é possível, através do modelo, calcular o COP do sistema em função da variação de parâmetros de entrada como temperatura do ambiente a ser resfriado e do ambiente externo ao longo do tempo, bem como em função da variação de parâmetros operacionais, tais como grau de abertura das válvulas de expansão eletrônicas e rotação do compressor. (ZHU *et al.*, 2013)

O presente trabalho tem como objetivo principal a implementação de um modelo teórico para simulação de um sistema de condicionamento de ar tipo Split de aplicação doméstica. O modelo é baseado nas abordagens propostas por Sadler (2000) e Zhu *et al.* (2013). Depois de implementado, serão realizadas algumas análises para verificação das tendências dos resultados obtidos pelo modelo, comparando esses resultados com dados da literatura. Nesta etapa, o desempenho do sistema será avaliado mediante alteração de:

- grau de superaquecimento na saída do evaporador;
- grau de subresfriamento na saída do condensador;
- temperatura do ar na entrada do evaporador;
- temperatura do ar na entrada do condensador.

Em seguida, serão realizadas análises para avaliar o desempenho do sistema em função da modificação dos seguintes parâmetros de projeto:

- vazão volumétrica de ar no condensador;
- vazão volumétrica de ar no evaporador;
- densidade de aletas no condensador;
- densidade de aletas no evaporador;
- compressor/fluido refrigerante.

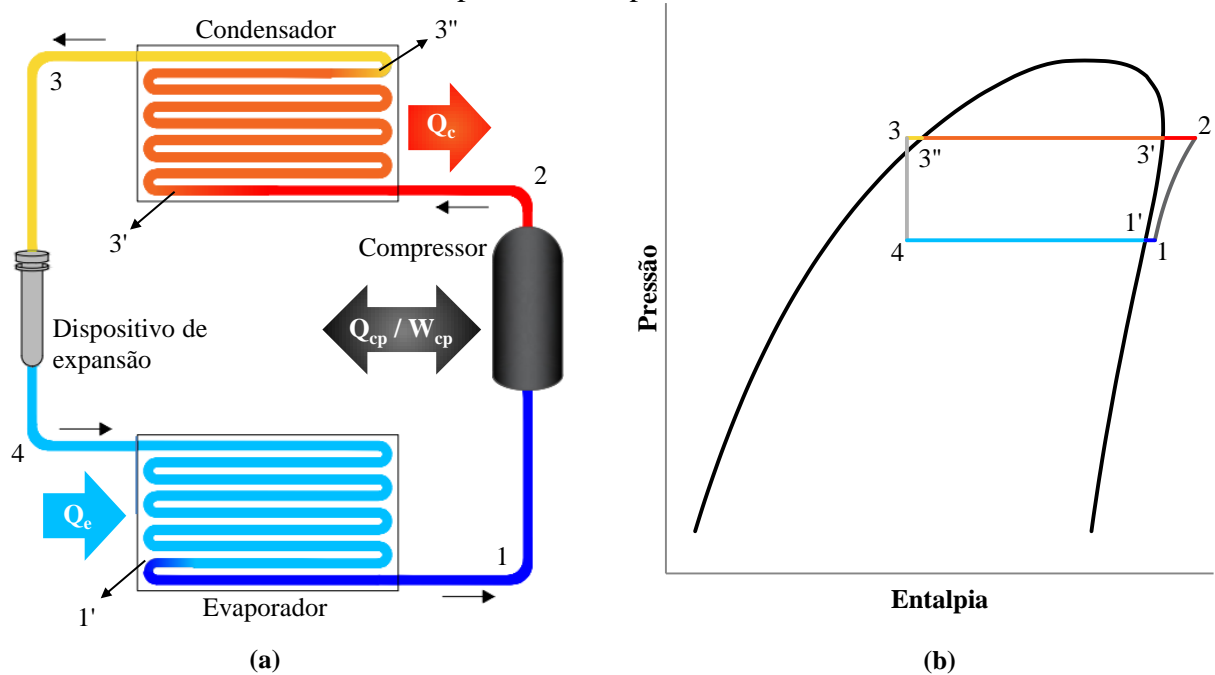
2 METODOLOGIA

O modelo estacionário desenvolvido utiliza submodelos dos componentes de um sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor, sendo considerados os seguintes componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Nesta seção, serão apresentados a modelagem matemática do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o procedimento de solução e os parâmetros geométricos e de operação do sistema para as simulações realizadas.

2.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

A Figura 2a e a Figura 2b apresentam respectivamente os componentes e o diagrama P-h representando o ciclo termodinâmico do sistema modelado. O sistema modelado desconsidera as quedas de pressão ocorridas no evaporador e condensador, sendo assim, são consideradas apenas as irreversibilidades sucedidas no compressor, que apresenta uma compressão não isentrópica (Processo 1-2). Além disso, é considerada a ocorrência do superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador (Processo 1'-1) e do subresfriamento no condensador (Processo 3''-3). A exemplo de alguns trabalhos encontrados na literatura (PARISE, 1986; BORGES *et al.*, 2011), os graus de superaquecimento e subresfriamento foram inseridos como dados de entrada no modelo de forma a simplificar a modelagem.

Figura 2: (a) Componentes e (b) Diagrama P-h do ciclo de refrigeração por compressão de vapor modelado.



Fonte: A autora (2021).

2.1.1 Compressor

O fluido refrigerante entra no compressor no estado de vapor superaquecido, h_1 . Depois de comprimido, o fluido deixa o compressor com entalpia h_2 , determinada a partir da aplicação da equação da conservação da energia no volume de controle que compreende o compressor:

$$h_2 = h_1 + \frac{W_{cp} - Q_{cp}}{\dot{m}_r} \quad (2)$$

em que W_{cp} é a potência consumida pelo compressor, Q_{cp} é a taxa de rejeição de calor do compressor para a vizinhança e \dot{m}_r é a vazão mássica do fluido refrigerante (BORGES *et al.*, 2011). Como não há medições do calor rejeitado pelo compressor, adotou-se que esse valor corresponde a 15% da potência consumida, conforme dados disponibilizados por Jovane (2007) e Pottker e Hrnjak (2015).

O compressor foi modelado considerando os valores apresentados na ficha de dados de desempenho (*Performance Data Sheet*) de compressores específicos. Sendo assim, a obtenção da vazão mássica do fluido refrigerante e da potência consumida pelo compressor é realizada através de relações empíricas para diferentes compressores. No presente trabalho, utilizou-se o compressor da marca Tecumseh, modelo RK5515E-FZ3A, com exceção das últimas simulações onde houve a troca do fluido refrigerante. Nesses casos, os compressores utilizados foram o modelo RK5512Y-NA3A da marca Tecumseh e o modelo RN145VHSMT da marca Siam Compressores.

2.1.1.1 Modelo RK5515E-FZ3A

A obtenção da vazão mássica de fluido refrigerante e da potência consumida pelo

compressor modelo RK5515E-FZ3A é dada respectivamente através das Equações 3 e 4:

$$\dot{m}_r = a_1 + a_2 \cdot T_e + a_4 \cdot T_e^2 + a_7 \cdot T_e^3 + (a_3 + a_5 \cdot T_e + a_8 \cdot T_e^2) \cdot T_c + (a_6 + a_9 \cdot T_e) \cdot T_c^2 + a_{10} \cdot T_c^3 \quad (3)$$

$$W_c = b_1 + b_2 \cdot T_e + b_4 \cdot T_e^2 + b_7 \cdot T_e^3 + (b_3 + b_5 \cdot T_e + b_8 \cdot T_e^2) \cdot T_c + (b_6 + b_9 \cdot T_e) \cdot T_c^2 + b_{10} \cdot T_c^3 \quad (4)$$

em que T_c é a temperatura de condensação e T_e a temperatura de evaporação, em °C (TECUMSEH, 2019a). As constantes são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1: Constantes utilizadas nas Equações 3 e 4 para o compressor RK5515E-FZ3A.

Constante	Valor	Constante	Valor
a_1	0,0718572989	b_1	-1415,90377
a_2	0,0010721363	b_2	-18,5976912
a_3	-0,0033041761	b_3	120,010135
a_4	0,0000317879	b_4	-0,85237920
a_5	-0,0000016628	b_5	0,58612980
a_6	0,0000651129	b_6	-2,07486133
a_7	-0,0000006525	b_7	-0,02560248
a_8	-0,0000000198	b_8	0,01067256
a_9	0,0000000115	b_9	-0,00286934
a_{10}	-0,0000004328	b_{10}	0,01318032

Fonte: Adaptada de Tecumseh (2019a).

2.1.1.2 Modelo RK5512Y-NA3A

A vazão mássica de fluido refrigerante e a potência consumida pelo compressor modelo RK5515E-NA3A são obtidas também através das Equações 3 e 4, respectivamente (TECUMSEH, 2019b). As constantes para este compressor estão indicadas na Tabela 2.

Tabela 2: Constantes utilizadas nas Equações 3 e 4 para o compressor RK5512Y-NA3A.

Constante	Valor	Constante	Valor
a_1	0,0168735864	b_1	-9,03523280
a_2	0,0007004962	b_2	-18,75632976
a_3	0,0000758682	b_3	20,8419541
a_4	0,0000098046	b_4	-0,40947412
a_5	-0,0000004668	b_5	0,55164953
a_6	-0,0000022478	b_6	-0,04909248
a_7	0,0000000682	b_7	-0,00250776
a_8	-0,0000000044	b_8	0,00422237
a_9	0,0000000026	b_9	-0,00163879
a_{10}	0,0000000147	b_{10}	0,00067068

Fonte: Adaptada de Tecumseh (2019b).

2.1.1.3 Modelo RN145VHSMT

As equações 5 e 6 são utilizadas para determinar a vazão mássica de fluido refrigerante e a potência consumida pelo compressor modelo RN145VHSMT: (SIAM COMPRESSOR INDUSTRY CO. LTD., 2011)

$$\dot{m}_r = c_1 + c_2 \cdot T_e + c_3 \cdot T_e^2 + c_4 \cdot T_e^3 + c_5 \cdot T_c \cdot T_e^4 + c_6 \cdot T_c^2 + c_7 \cdot T_e \cdot T_c^3 \quad (5)$$

$$W_c = d_1 + d_2 \cdot T_e + d_3 \cdot T_e^2 + d_4 \cdot T_c + d_5 \cdot T_e \cdot T_c + d_6 \cdot T_e \cdot T_c^2 + d_7 \cdot T_c^3 \quad (6)$$

em que as constantes apresentadas são expostas na Tabela 3.

Tabela 3: Constantes utilizadas nas Equações 5 e 6 para o compressor RN145VHSMT.

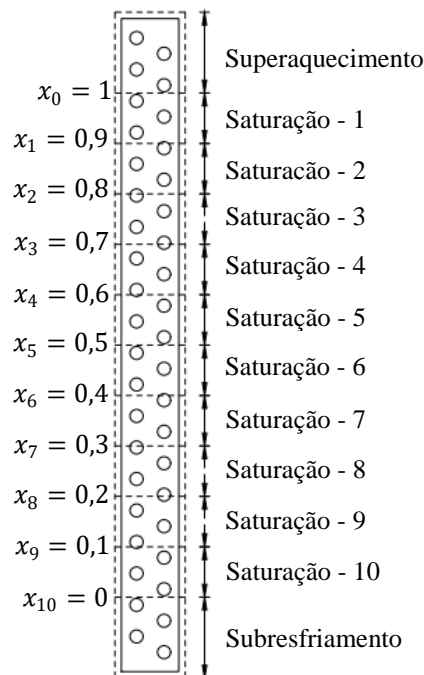
Constante	Valor	Constante	Valor
c_1	73,3160338	d_1	539,917880
c_2	2,48496212	d_2	-14,9717396
c_3	0,02266720	d_3	-0,20004510
c_4	0,00045824	d_4	6,83585775
c_5	0,00000089	d_5	0,39886408
c_6	-0,00385180	d_6	0,00001133
c_7	-0,00000104	d_7	0,00166633

Fonte: Adaptada de Siam Compressor Industry Co. Ltd. (2011).

2.1.2 Condensador

O condensador é do tipo tubo aletado, sendo considerado que o fluido refrigerante entra no estado de vapor superaquecido e sai no estado de líquido subresfriado. Sendo assim, o trocador de calor é dividido principalmente em três zonas: superaquecimento, saturação e subresfriamento. Como já mencionado, as perdas de carga no evaporador e condensador são desprezadas, os níveis de resfriamento e superaquecimento são fixados e é considerada operação em regime estacionário. Além dessas considerações, para a simplificação do modelo matemático, assume-se que as propriedades do fluido refrigerante variam apenas na direção do escoamento, que as propriedades térmicas do ar são homogêneas e a velocidade do ar é uniforme na face do trocador de calor.

Figura 3: Divisão do condensador em volumes de controle.



Fonte: A autora (2021)

A Figura 3 apresenta a divisão do condensador em volumes de controle, sendo o primeiro volume referente à zona onde ocorre a redução da temperatura do fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido sob pressão constante. A segunda zona compreende a região em que ocorre a condensação do vapor saturado. Esta zona é dividida em 10 volumes de controles, e em cada um destes, ocorre a redução de 10% da fração mássica de vapor saturado inicial. O último volume de controle compreende a zona de subresfriamento, isto é, onde ocorre a redução de temperatura do líquido saturado sob pressão constante.

O calor rejeitado pelo fluido refrigerante no condensador para o ambiente, Q_c , é determinado a partir da aplicação da equação da conservação da energia em cada volume de controle que compreende o condensador:

$$Q_{vol} = \dot{m}_r \cdot (h_s - h_e) \quad (7)$$

$$Q_c = \sum_{n=1}^{12} Q_{vol,n} \quad (8)$$

em que Q_{vol} é a taxa de calor rejeitado pelo fluido refrigerante em cada volume de controle, h_s é a entalpia do fluido na saída do volume de controle e h_e , a entalpia do fluido na entrada do volume. (GE; CROPPER, 2005)

2.1.2.1 Método da efetividade – NTU

Em cada volume de controle, a taxa de transferência de calor pode ser calculada em função da efetividade do trocador, ε , e da máxima taxa de transferência de calor, $Q_{m\acute{a}x}$:

$$Q_{vol} = \varepsilon \cdot Q_{m\acute{a}x} \quad (9)$$

$$Q_{m\acute{a}x} = C_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (10)$$

sendo $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$ as temperaturas dos fluidos quente e frio respectivamente na entrada do volume de controle. C_{min} é a menor capacidade calorífica, C , apresentada pelo ar e fluido refrigerante, sendo esta a multiplicação da vazão mássica do fluido e do seu calor específico: (GE; CROPPER, 2005; SADLER, 2000)

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (11)$$

A vazão mássica do ar em cada volume de controle, \dot{m}_a , é proporcional ao comprimento do tubo associado a tal volume, L_{vol} , sendo assim, para o cálculo da capacidade calorífica do ar:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a,tot} \cdot \frac{L_{vol}}{L_{tot}} \quad (12)$$

em que L_{tot} é o comprimento total da tubulação do trocador e $\dot{m}_{a,tot}$ é a vazão mássica total do ar no trocador de calor, obtida através da seguinte equação: (SADLER, 2000)

$$\dot{m}_{a,tot} = \dot{V}_{a,tot} \cdot \rho_a \quad (13)$$

sendo $\dot{V}_{a,tot}$ a vazão volumétrica total do ar e ρ_a a massa específica do ar.

A efetividade pode ser calculada através de uma relação com o número de unidades de transferência de calor, NTU. Em trocadores de calor cujo escoamento dos fluidos é cruzado, ambos os fluidos são não misturados e o fluido apresenta apenas uma fase no volume de controle, utiliza-se a seguinte relação:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0,22}}{C_r} \cdot \{ \exp(-C_r \cdot NTU^{0,78}) - 1 \} \right] \quad (14)$$

onde

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (15)$$

e quando o fluido apresenta duas fases no volume de controle: (ARAÚJO, 2002; GE; CROPPER, 2005; SADLER, 2000)

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (16)$$

O número de unidades de transferência de calor é um parâmetro adimensional que é utilizado para análise de trocadores de calor, e é diretamente proporcional à condutância térmica global, UA: (ARAÚJO, 2002; ÇENGEL; GHAJAR, 2015; SADLER, 2000)

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (17)$$

O cálculo da condutância térmica global considera a resistência térmica total para a transferência de calor entre dois fluidos:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_s \cdot \bar{h}_a \cdot A_{ext}} + \frac{R''_{ext}}{\eta_s \cdot A_{ext}} + R_p + \frac{R''_{int}}{A_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_r \cdot A_{int}} \quad (18)$$

onde η_s é a eficiência da superfície aletada, A_{ext} e A_{int} são respectivamente as áreas interna e externa do volume de controle do trocador de calor, \bar{h}_a e \bar{h}_r são os coeficientes de transferência de calor do lado do ar e do refrigerante respectivamente, R''_{ext} e R''_{int} são respectivamente os fatores de incrustação das superfícies interna e externa e R_p , a resistência da parede (ÇENGEL; GHAJAR, 2015; SADLER, 2000). Negligenciando a resistência da parede e os fatores de incrustação:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_s \cdot \bar{h}_a \cdot A_{ext}} + \frac{1}{\bar{h}_r \cdot A_{int}} \quad (19)$$

As áreas externa e interna do volume de controle são proporcionais ao comprimento do tubo associado a tal volume:

$$A_{ext} = A_{ext,tot} \cdot \frac{L_{vol}}{L_{tot}} \quad (20)$$

$$A_{int} = \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \cdot L_{vol} \quad (21)$$

em que $A_{ext,tot}$ é a área externa total do trocador de calor e D_{int} , o diâmetro interno da tubulação. Sendo o comprimento total da tubulação do condensador calculado, $L_{cal,c}$:

$$L_{cal,c} = \sum_{n=1}^{12} L_{vol,n} \quad (22)$$

No presente modelo, enquanto a eficiência da superfície aletada e o coeficiente de transferência de calor do lado do ar são os mesmos para todos os volumes de controle de um mesmo trocador de calor, o coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante é diferente em cada volume.

2.1.2.2 Eficiência da superfície aletada

O cálculo da eficiência da superfície aletada de um trocador de calor é realizado através da seguinte equação:

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_{ext,tot}} \cdot (1 - \eta_f) \quad (23)$$

em que A_f é a área referente às aletas e η_f é a eficiência das aletas, que é calculada através da equação de Schmidt:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m' \cdot r_{ext} \cdot \varphi)}{m' \cdot r_{ext} \cdot \varphi} \quad (24)$$

onde r_{ext} é a metade do diâmetro externo da tubulação, D_{ext} , e os parâmetros m' e φ são calculados através das seguintes equações:

$$m' = \sqrt{\frac{2 \cdot \bar{h}_a}{k_f \cdot \delta_f}} \quad (25)$$

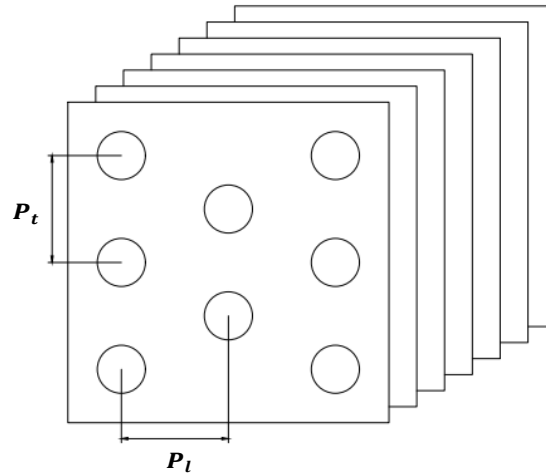
$$\varphi = (\alpha - 1) \cdot [1 + 0,35 \cdot \ln(\alpha)] \quad (26)$$

em que k_f é a condutividade térmica das aletas e δ_f , a espessura das aletas. Para um trocador de calor do tipo tubo aletado cujos tubos são escalonados como apresentado na Figura 4, o parâmetro α é calculado através da seguinte equação:

$$\alpha = 1,27 \cdot \frac{P_t}{2 \cdot r_{ext}} \cdot \left[\frac{1}{P_t} \cdot \sqrt{\frac{P_t^2}{4} + P_l^2} - 0,3 \right]^{0,5} \quad (27)$$

sendo P_t e P_l respectivamente os passos transversal e longitudinal do feixe tubular aletado. (SADLER, 2000; ZHOU *et al.*, 2011)

Figura 4: Disposição dos tubos do trocador de calor.



Fonte: Adaptada de Sadler (2020).

2.1.2.3 Coeficientes de transferência de calor do lado do ar

O cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar para trocadores de calor do tipo tubo aletado com múltiplas fileiras de tubos escalonados é baseado no fator j de Chilton e Colburn:

$$\bar{h}_a = \frac{j \cdot C_{p,a} \cdot G_{a,m\acute{a}x}}{Pr_a^{\frac{2}{3}}} \quad (28)$$

em que $C_{p,a}$ é o calor específico do ar, Pr_a é o número de Prandtl do ar e $G_{a,m\acute{a}x}$ é o fluxo mássico do ar através da área de fluxo mínimo:

$$G_{a,m\acute{a}x} = \frac{\dot{m}_{a,tot}}{A_{min}} \quad (29)$$

sendo A_{min} a área de fluxo mínimo que é calculada através da seguinte equação:

$$A_{min} = L \cdot A - \delta_f \cdot \rho_f \cdot L \cdot (A - n_{t,fileira} \cdot D_{ext}) - (L \cdot n_{t,fileira} \cdot D_{ext}) \quad (30)$$

onde L e A são respectivamente o comprimento e a altura do trocador de calor, ρ_f é a densidade de aletas e $n_{t,fileira}$, o número de tubos por fileira. (BELL, 2011; MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005)

O fator j de Chilton e Colburn é calculado através da correlação proposta por Wang, Chi, Chang (2000):

$$j = 0,086 \cdot Re_{D_c}^{P_3} \cdot n_{fileira} \cdot \left(\frac{F_P}{D_c}\right)^{P_4} \cdot \left(\frac{F_P}{D_h}\right)^{P_5} \cdot \left(\frac{F_P}{P_t}\right)^{P_6} \quad (31)$$

sendo $n_{fileira}$ o número de fileiras de tubos do trocador de calor, F_P a distância entre aletas, D_h o diâmetro hidráulico, D_c a soma do diâmetro externo com o dobro da espessura das aletas, Re_{D_c} o número de Reynolds baseado em D_c , e P_3 , P_4 , P_5 e P_6 parâmetros

adimensionais. Estes são calculados através das seguintes equações:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{min} \cdot P}{A_{ext,total}} \quad (32)$$

$$D_c = D_{ext} + 2 \cdot \delta_f \quad (33)$$

$$Re_{D_c} = \frac{G_{a,máx} \cdot D_c}{\mu_a} \quad (34)$$

$$P_3 = -0,361 - \frac{0,042 \cdot n}{\ln(Re_{D_c})} + 0,158 \cdot \ln \left(n \cdot \left(\frac{F_P}{D_c} \right)^{0,41} \right) \quad (35)$$

$$P_4 = -1,224 - \frac{0,076 \cdot \left(\frac{P_l}{D_h} \right)^{1,42}}{\ln(Re_{D_c})} \quad (36)$$

$$P_5 = -0,083 + \frac{0,058 \cdot n}{\ln(Re_{D_c})} \quad (37)$$

$$P_6 = -5,735 + 1,21 \cdot \ln \left(\frac{Re_{D_c}}{n} \right) \quad (38)$$

em que P é a profundidade do trocador de calor.

2.1.2.4 Coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante

O coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante é calculado utilizando a seguinte equação:

$$\bar{h}_r = \frac{Nu \cdot k_r}{D_{int}} \quad (39)$$

em que k_r é a condutividade do fluido refrigerante e Nu é o número de Nusselt. Quando o fluido refrigerante apresenta apenas uma fase, ou seja, nos volumes de controle denominados superaquecimento e subresfriamento, o número de Nusselt é calculado através da Equação 40 apresentada por Çengel e Ghajar (2015), e quando o fluido refrigerante apresenta duas fases, através da Equação 41 proposta por Dobson *et al.* (1994).

$$Nu = 0,023 \cdot Re_{D_{int}}^{0,8} \cdot Pr_r^{0,3} \quad (40)$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re_{D_{int}}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right) \quad (41)$$

em que Pr_l é o número de Prandtl do refrigerante no estado líquido saturado, $Re_{D_{int}}$ é o número de Reynolds baseado no diâmetro interno dos tubos e o parâmetro X_{tt} é o número de Lockhart-Martinelli:

$$Re_{D_{ind}} = \frac{G_r \cdot D_{int}}{\mu_r} \quad (42)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x_m}{x_m}\right)^{0,9} \quad (43)$$

sendo G_r o fluxo de refrigerante na tubulação, calculado através da Equação 44, ρ_v e ρ_l as massas específicas do fluido refrigerante nos estados vapor e líquido saturados, respectivamente, μ_v e μ_l as viscosidades dinâmicas do fluido refrigerante nos estados vapor e líquido saturados, respectivamente, e x_m a média da fração mássica de vapor saturado na entrada e saída do volume de controle.

$$G_r = \frac{\dot{m}_r}{n_c \cdot A_{c,int}} \quad (44)$$

onde n_c é o número de circuitos e $A_{c,int}$ é a área da seção interna do tubo.

2.1.3 Dispositivo de expansão

O fluido refrigerante entra no dispositivo de expansão no estado de líquido subresfriado, sendo esse dispositivo uma válvula de expansão, que pode ser eletrônica ou termostática, ou um tubo capilar (MARCINICHEN; MELO, 2006; SADLER, 2000). Com o intuito de simplificar o modelo matemático, considera-se apenas a ocorrência de uma expansão isentálpica em tal componente do sistema:

$$h_3 = h_4 \quad (45)$$

sendo h_3 e h_4 a entalpia do fluido refrigerante respectivamente na entrada e na saída do dispositivo de expansão. (SADLER, 2000)

2.1.4 Evaporador

O evaporador modelado, assim como o condensador, é do tipo tubo aletado. As hipóteses para modelagem do evaporador são as mesmas adotadas para o modelo do condensador. A principal diferença é que o evaporador é dividido apenas em duas zonas: de saturação e de superaquecimento. A Figura 5 ilustra a distribuição de volumes de controle empregada para o evaporador.

A primeira zona é referente à região onde ocorre a evaporação da mistura bifásica líquido-vapor. Esta zona é dividida em 10 volumes de controle, e em cada um destes ocorre o aumento de Δx da fração mássica de vapor saturado, sendo:

$$\Delta x = \frac{1 - x_0}{10} \quad (46)$$

em que x_0 é a fração mássica de vapor saturado na entrada do evaporador. Ao deixar a zona de saturação, o fluido segue para a zona de superaquecimento, representada apenas por um volume de controle.

Ao aplicar a equação da conservação da energia em cada volume de controle que compreende o evaporador (Equação 7), determina-se a taxa de transferência de calor

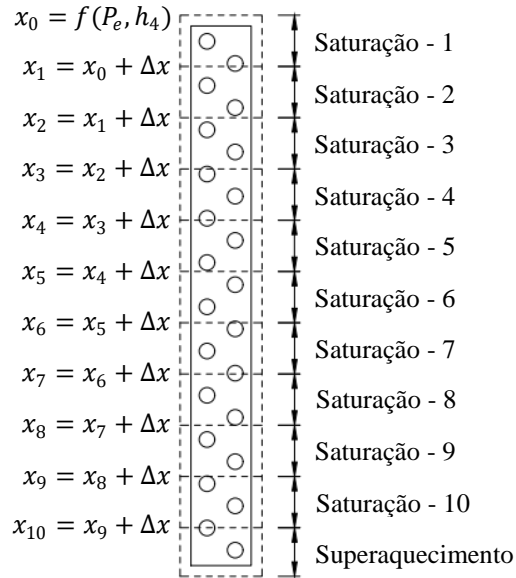
associada a cada segmento do evaporador, Q_{vol} . A taxa de transferência de calor total, Q_e , é:

$$Q_e = \sum_{n=1}^{11} Q_{vol,n} \quad (47)$$

Assim como no condensador, o comprimento de cada trecho da tubulação, associado a cada volume de controle do evaporador, é calculado através das Equações 9-21, sendo o comprimento total da tubulação, $L_{cal,e}$:

$$L_{cal,e} = \sum_{n=1}^{11} L_{vol,n} \quad (48)$$

Figura 5: Divisão do evaporador em volumes de controle.



Fonte: A autora (2021).

A eficiência da superfície aletada e o coeficiente de transferência de calor do lado do ar para o evaporador são calculados através das Equações 23-38 apresentadas na modelagem do condensador. O coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante no evaporador é calculado através da Equação 39, também utilizada no modelo do condensador. Na zona de superaquecimento, o número de Nusselt é determinado por: (ÇENGEL; GHAJAR, 2015; SADLER, 2000)

$$Nu = 0,023 \cdot Re_{D_{int}}^{0,8} \cdot Pr_r^{0,4} \quad (49)$$

e quando na região de saturação:

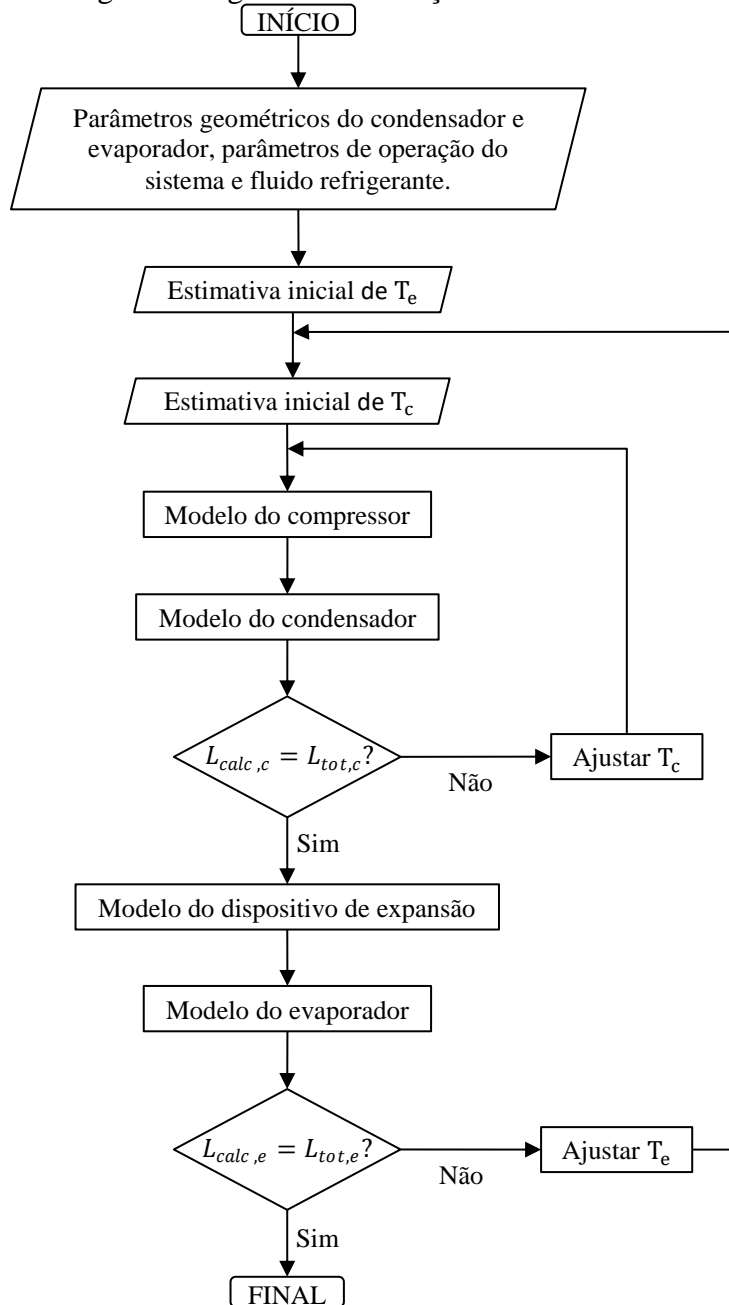
$$Nu = 0,0186875 \cdot \frac{k_l}{D_{int}^{0,2}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_r}{A_{c,int} \cdot \mu_l} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu_l \cdot C_{pl}}{k_l} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,375} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,075} \cdot \left(\frac{x_s - x_e}{x_s^{0,325} - x_e^{0,325}} \right)^{0,9} \quad (50)$$

sendo x_e e x_s a fração mássica de vapor saturado respectivamente na entrada e na saída do volume de controle, k_l a condutividade térmica do fluido refrigerante no estado líquido saturado. (SADLER, 2000)

2.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O algoritmo de solução do modelo é representado pelo fluxograma ilustrado na Figura 6, sendo este implementado no *software Engineering Equation Solver (EES)*. Inicialmente, são informados os parâmetros geométricos do condensador e do evaporador, os parâmetros de operação do sistema de condicionamento de ar e o fluido refrigerante utilizado no sistema. Em seguida, é feita uma estimativa inicial para os valores das temperaturas de evaporação (T_e) e condensação (T_c).

Figura 6: Algoritmo de solução do modelo matemático.



Fonte: A autora (2021)

A partir dos dados iniciais fornecidos, a taxa de vazão mássica do fluido refrigerante (\dot{m}_r), a potência consumida pelo compressor (W_{cp}) e a entalpia de saída do fluido refrigerante (h_2) são obtidas através do modelo do compressor. Em seguida, é calculado o comprimento da tubulação do condensador ($L_{cal,c}$) através de seu modelo matemático, de modo a atender o nível de subresfriamento desejado. Caso o comprimento calculado seja diferente do comprimento real ($L_{tot,c}$), a temperatura de condensação é ajustada, e os modelos do compressor e do condensador são acionados novamente. O procedimento é repetido sucessivamente até que o desvio entre valores do comprimento da tubulação do condensador calculado e real seja inferior a uma tolerância especificada.

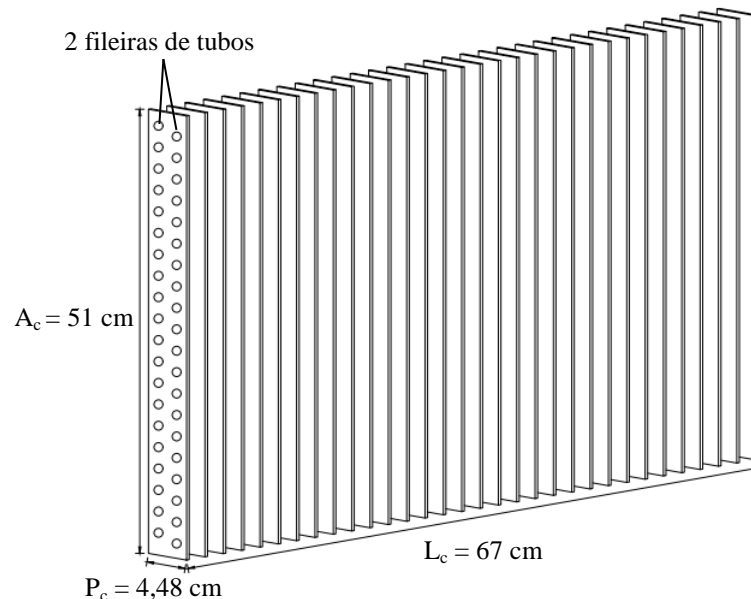
Em seguida, os modelos do dispositivo de expansão e do evaporador são acionados, para determinação da capacidade de evaporação (Q_e) e do comprimento da tubulação do evaporador ($L_{cal,e}$), respeitando o nível de superaquecimento imposto. Se o comprimento da tubulação calculado for diferente do valor real ($L_{tot,e}$), a temperatura de evaporação é ajustada, e os cálculos são reiniciados a partir do modelo do compressor. O procedimento de simulação é encerrado quando o desvio entre valores do comprimento da tubulação do evaporador calculado e real seja inferior a uma tolerância especificada.

O fluxograma apresentado é inspirado no trabalho proposto por Zhu *et al.* (2013), onde é proposto um modelo de simulação para um sistema de condicionamento de ar com múltiplos evaporadores. Os algoritmos se assemelham na utilização dos modelos do compressor e condensador para a definição da temperatura de condensação e dos modelos do dispositivo de expansão e evaporador para a definição da temperatura de evaporação. Porém, no presente trabalho, o critério para o ajuste das temperaturas de evaporação e condensação são respectivamente o comprimento da tubulação do evaporador e condensador, e no modelo apresentado por Zhu *et al.* (2013), esse critério não foi identificado.

2.3 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E DE OPERAÇÃO

O sistema analisado neste trabalho é um condicionador de ar do tipo Split com capacidade nominal 12200 BTU/h e que utiliza o fluido refrigerante R22. Os parâmetros geométricos do condensador são apresentados na Figura 7 e na Tabela 4.

Figura 7: Parâmetros geométricos do condensador.



Fonte: A autora (2021).

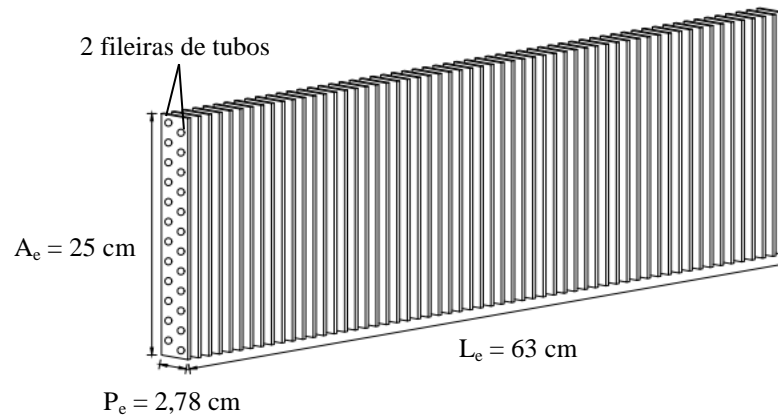
Tabela 4: Parâmetros geométricos do condensador.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$n_{fileira}$	2	D_{int}	9,5 mm
δ_f	0,2 mm	D_{ext}	10,2 mm
ρ_f	428,4 aletas/m	P_l	2,09 cm
L_{tot}	26,8 m	P_t	2,46 cm

Fonte: A autora (2021).

Os parâmetros geométricos do evaporador são apresentados na Figura 8 e na Tabela 5.

Figura 8: Parâmetros geométricos do evaporador.



Fonte: A autora (2021).

Tabela 5: Parâmetros geométricos do evaporador.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$n_{fileira}$	2	D_{int}	6,5 mm
δ_f	0,2 mm	D_{ext}	7,2 mm
ρ_f	769,8 aletas/m	P_l	1,3 cm
L_{tot}	15,12 m	P_t	2,05 cm

Fonte: A autora (2021).

Finalmente, valores nominais para os parâmetros operacionais de entrada da simulação são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6: Parâmetros de operação do sistema de condicionamento de ar.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
ΔT_{sub}	2 °C	ΔT_{sup}	2 °C
$T_{ent,a,c}$	35 °C	$T_{ent,a,e}$	27 °C
$\dot{V}_{a,tot,c}$	980 m ³ /h	$\dot{V}_{a,tot,e}$	490 m ³ /h

Fonte: A autora (2021).

Os níveis de superaquecimento e subresfriamento apresentados na Tabela 6 são semelhantes aos valores apresentados por Pottker (2012). As vazões volumétricas de ar nos trocadores de calor são as vazões máximas apresentadas no catálogo do ar condicionado analisado. E as temperaturas de entrada de ar nos trocadores de calor são valores tipicamente utilizados em simulações de sistemas de condicionamento de ar.

2.4 PLANEJAMENTO DE SIMULAÇÕES

Devido à ausência de dados na literatura para uma validação direta do modelo, propõe-se uma verificação a partir de uma análise de tendência dos resultados. Nesse sentido, foram realizadas simulações com diferentes valores de níveis de superaquecimento e subresfriamento, assim como diferentes valores de temperatura de entrada do ar no evaporador e no condensador. Em seguida, foram realizadas simulações com diferentes valores de vazão volumétrica de ar no condensador e no evaporador, assim como diferentes valores de densidade de aletas no condensador e no evaporador com o intuito de observar os impactos dessas alterações de projeto no desempenho do condicionador de ar. As faixas de valores em que os parâmetros são variados são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7: Simulações realizadas.

Simulação	Parâmetro	Valores	Simulação	Parâmetro	Valores
1	ΔT_{sub}	0 - 15 °C	5	$\dot{V}_{a,tot,c}$	490 - 980 m ³ /h
2	ΔT_{sup}	0 - 20 °C	6	$\dot{V}_{a,tot,e}$	245 - 490 m ³ /h
3	$T_{ent,a,c}$	25 - 45 °C	7	$\rho_{f,c}$	230 - 630 aletas/m
4	$T_{ent,a,e}$	17 - 37 °C	8	$\rho_{f,e}$	570 - 970 aletas/m

Fonte: A autora (2021).

As faixas de valores em que os níveis de superaquecimento e subresfriamento são variados não apresenta um critério específico. As temperaturas de entrada de ar no condensador e evaporador são variadas entre 10 °C a menos e 10 °C a mais do que o valor nominal. As vazões volumétricas de ar no condensador e evaporador são variadas entre 50% e 100% das vazões máximas apresentadas no catálogo do ar condicionado analisado. Por fim, as densidades de aletas no condensador e evaporador são variadas entre 200 aletas/m a menos e 200 aletas/m a mais do que o valor real apresentado no ar condicionado analisado.

Além das 8 simulações citadas, foram realizadas outras simulações em que todos os parâmetros apresentados nas Tabelas 4-6 foram utilizados, porém com diferentes compressores e fluidos refrigerantes, sendo estes: R22, R410A e R134a. Essas últimas três simulações foram realizadas com o intuito de verificar o desempenho do sistema mediante alteração do compressor que opera com outro fluido refrigerante.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

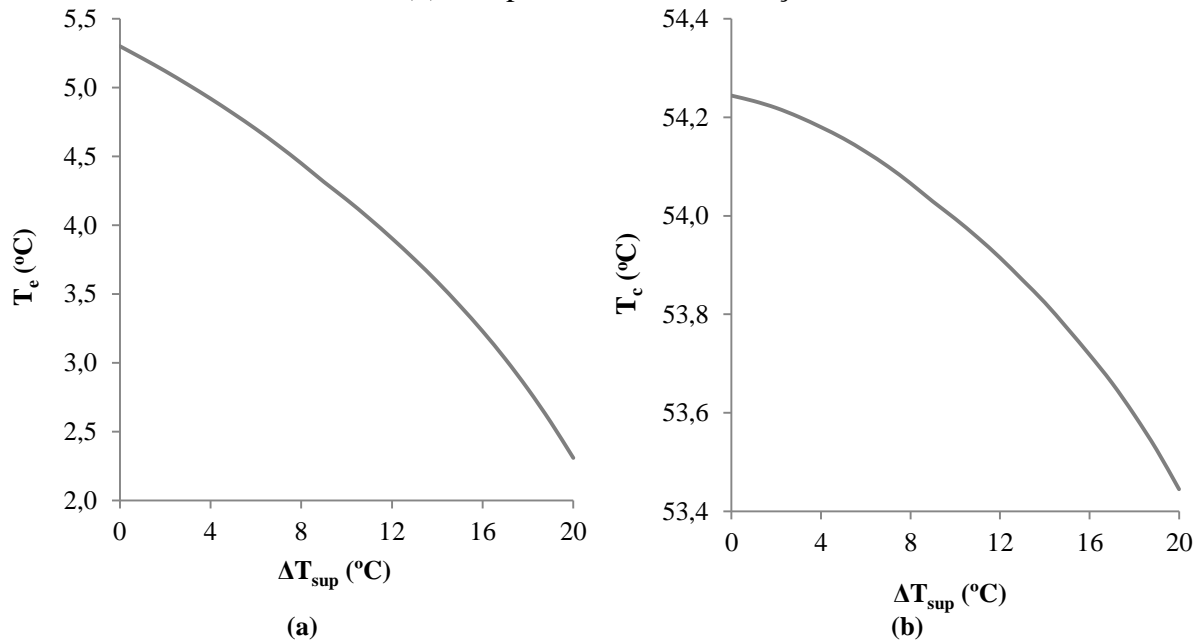
Nessa seção serão apresentados os resultados obtidos, iniciando-se pela validação do modelo matemático desenvolvido e, então, a análise dos impactos das alterações de projeto citadas na seção anterior no desempenho do condicionador de ar.

3.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

3.1.1 Variação do nível de superaquecimento

As Figuras 9a e 9b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a variação do nível de superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador.

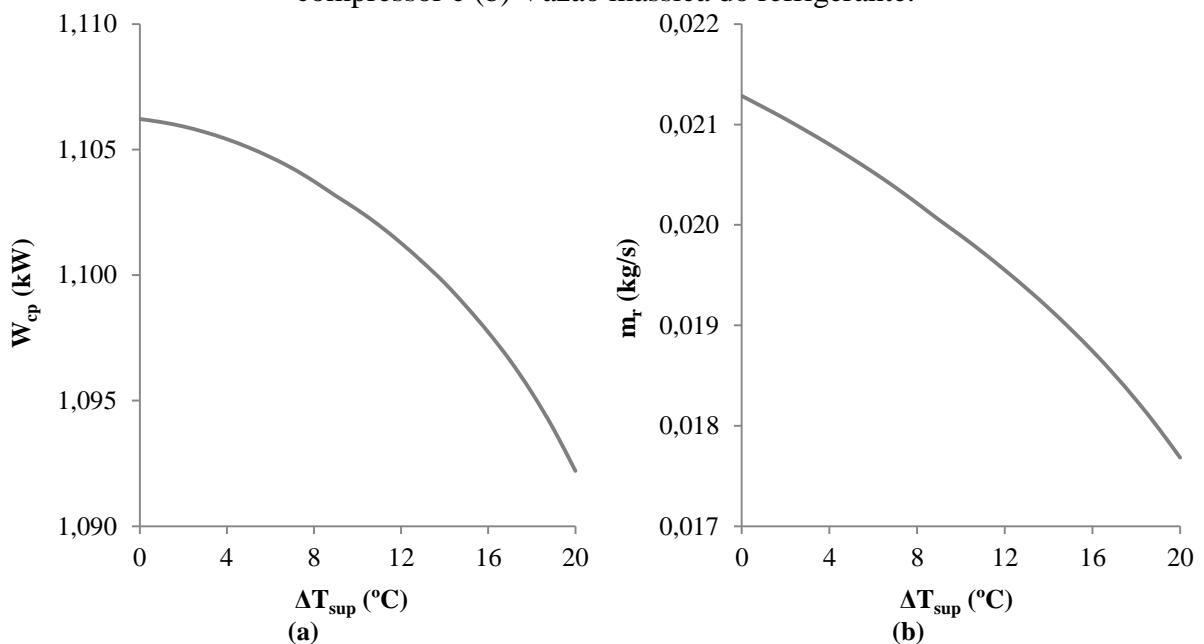
Figura 9: Efeito da variação do nível de superaquecimento na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



Fonte: A autora (2021).

As temperaturas de evaporação e condensação diminuem com o aumento do nível de superaquecimento, especialmente a temperatura de evaporação. Essas alterações ocasionam a redução da potência consumida pelo compressor e da vazão mássica do refrigerante, assim como apresentado nas Figuras 10a e 10b.

Figura 10: Efeito da variação do nível de superaquecimento na: (a) Potência consumida pelo compressor e (b) Vazão mássica do refrigerante.

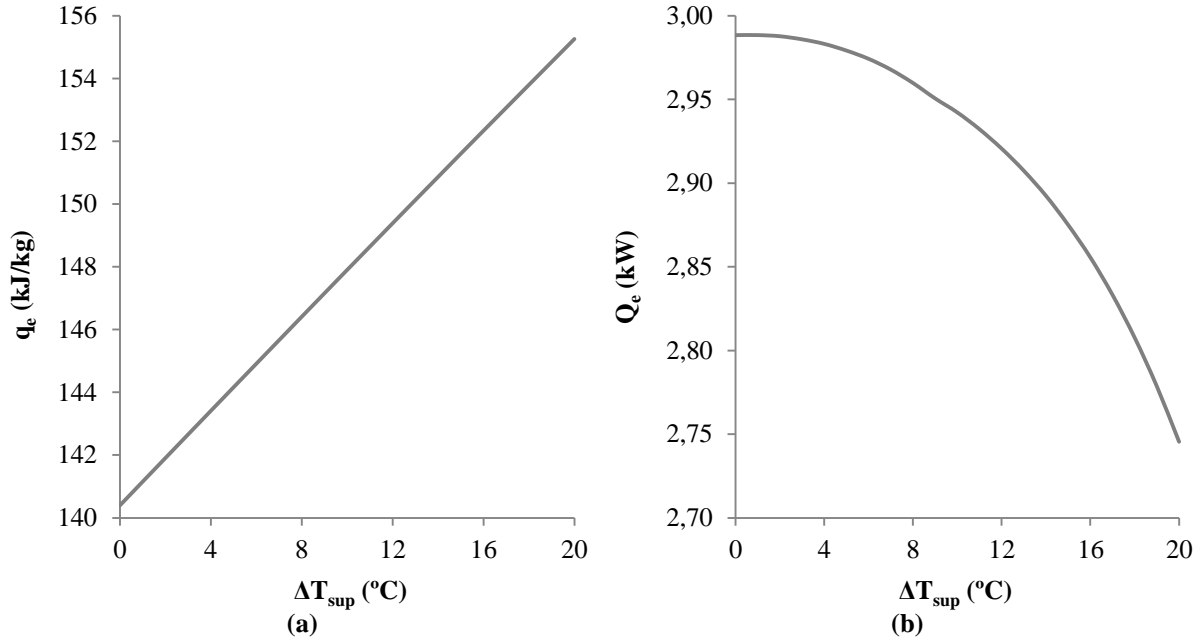


Fonte: A autora (2021).

As Figuras 11a e 11b apresentam respectivamente o comportamento do efeito refrigerante específico e da capacidade de refrigeração de acordo com a variação do nível de

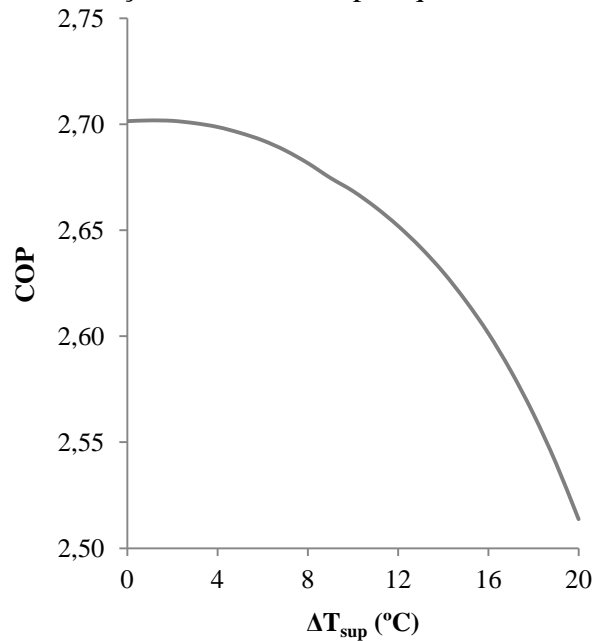
superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador. E a Figura 12 apresenta o comportamento do COP do sistema de acordo com a variação do nível de superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador.

Figura 11: Efeito da variação do nível de superaquecimento no: (a) Efeito refrigerante específico e (b) Capacidade de refrigeração.



Fonte: A autora (2021).

Figura 12: Efeito da variação do nível de superaquecimento no COP do sistema.



Fonte: A autora (2021).

O efeito refrigerante específico aumenta e a capacidade de refrigeração diminui com o aumento do nível de superaquecimento. A capacidade de refrigeração é o resultado da multiplicação da vazão mássica do refrigerante pelo efeito refrigerante específico. Sendo

assim, no intervalo de nível de superaquecimento apresentado, a redução de 16,92% da vazão mássica do refrigerante e o aumento de 10,58% do efeito refrigerante específico ocasionam a redução de 8,13% da capacidade de refrigeração.

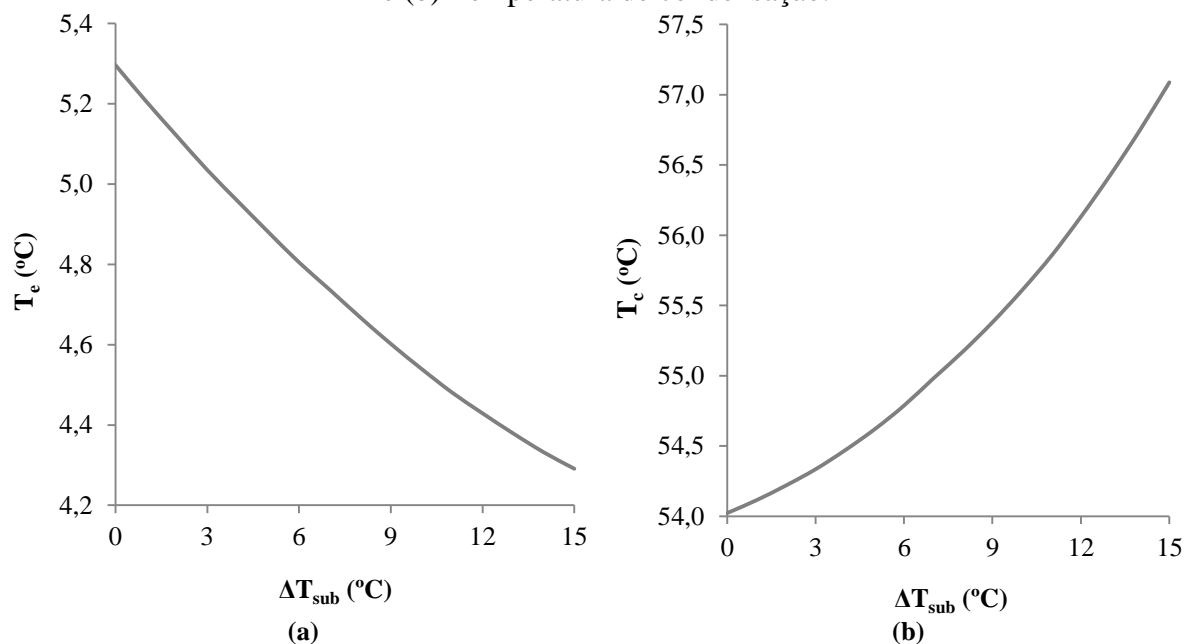
Uma vez que o COP é calculado através da Equação 1, ainda que a potência consumida pelo compressor seja reduzida em 1,27% no intervalo de nível de superaquecimento apresentado, a maior redução da capacidade de refrigeração ocasiona a redução de 6,95% do COP do sistema. Essa tendência da redução do COP diante do aumento do nível de superaquecimento do fluido refrigerante R22 no evaporador é confirmada através de dados experimentais de um sistema de condicionamento de ar do tipo Split com capacidade de refrigeração de 9000 BTU/h apresentados por Ardita, Wirajati e Sudirman (2020), porém os dados experimentais apresentaram uma menor redução.

3.1.2 Variação do nível de subresfriamento

As Figuras 13a e 13b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a variação do nível de subresfriamento do fluido refrigerante no condensador. A temperatura de evaporação diminui e a temperatura de condensação aumenta com o aumento do nível de subresfriamento. Essas alterações ocasionam o aumento da potência consumida pelo compressor e a redução da vazão mássica do refrigerante, assim como apresentado nas Figuras 14a e 14b.

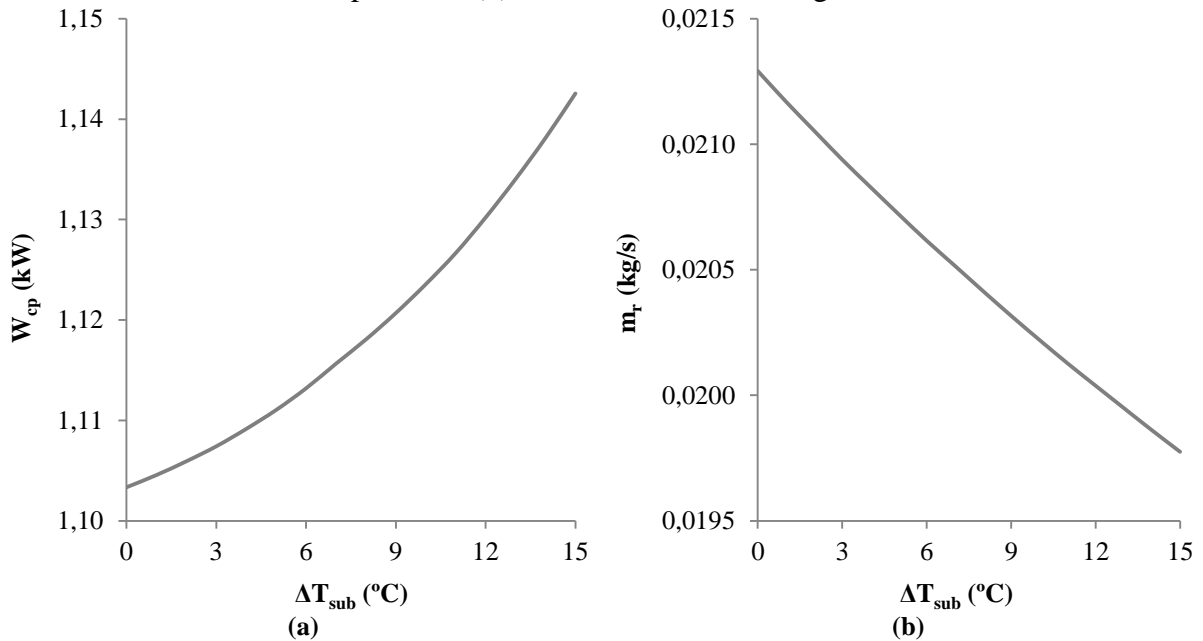
As Figuras 15a e 15b apresentam respectivamente o comportamento do efeito refrigerante específico e da capacidade de refrigeração de acordo com a variação do nível de subresfriamento do fluido refrigerante no condensador. O efeito refrigerante específico e a capacidade de refrigeração aumentam com o aumento do nível de subresfriamento. Ainda que a vazão mássica do refrigerante seja reduzida em 7,13% no intervalo de nível de subresfriamento apresentado, o aumento de 11,72% do efeito refrigerante específico ocasiona o aumento de 3,76% da capacidade de refrigeração.

Figura 13: Efeito da variação do nível de subresfriamento na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



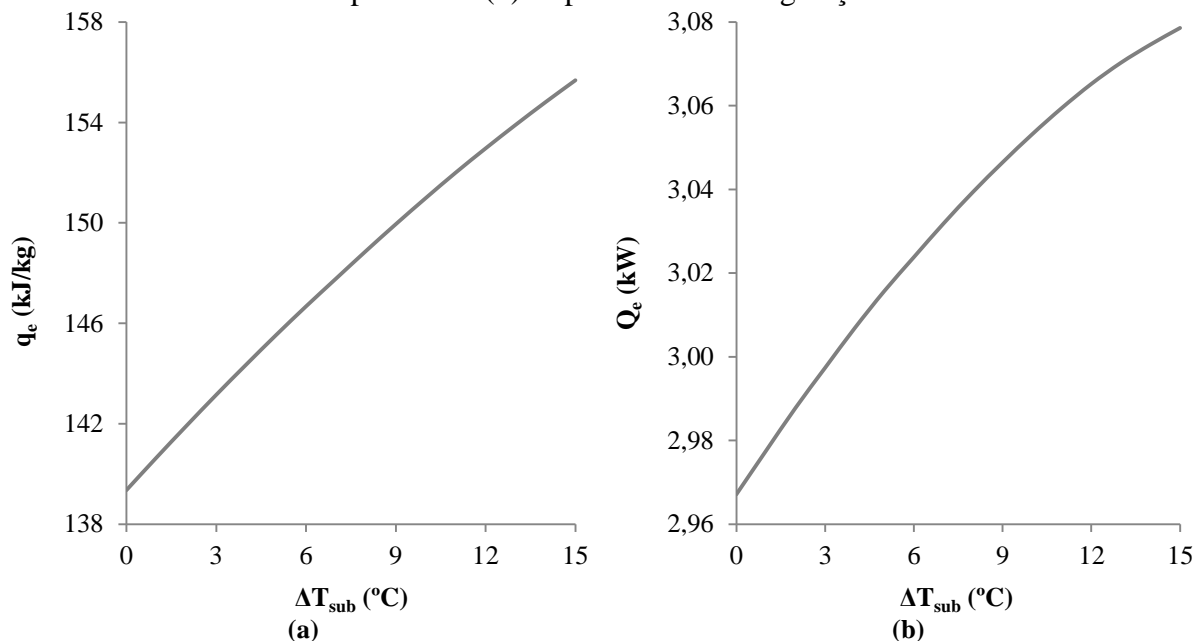
Fonte: A autora (2021).

Figura 14: Efeito da variação do nível de subresfriamento na: (a) Potência consumida pelo compressor e (b) Vazão mássica do refrigerante.



Fonte: A autora (2021).

Figura 15: Efeito da variação do nível de subresfriamento no: (a) Efeito refrigerante específico e (b) Capacidade de refrigeração.

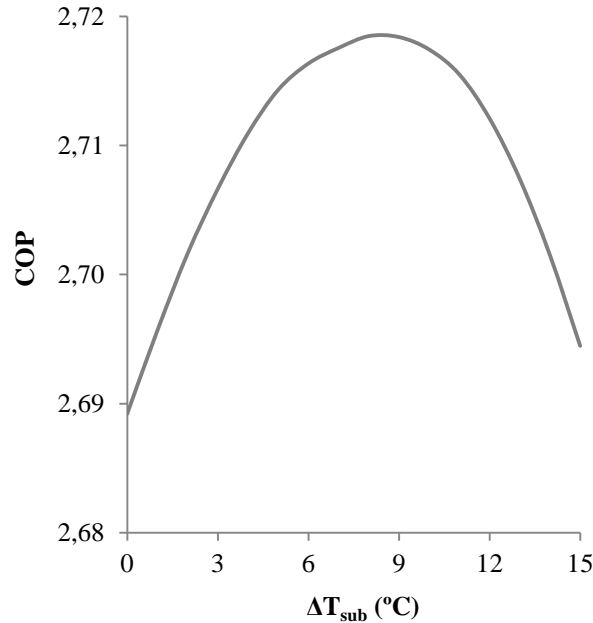


Fonte: A autora (2021).

A Figura 16 apresenta o comportamento do COP do sistema de acordo com a variação do nível de subresfriamento do fluido refrigerante no condensador. O aumento do nível de subresfriamento do fluido refrigerante no condensador implica inicialmente no aumento do coeficiente de eficácia do ciclo. Após atingir um ponto máximo quando o nível de subresfriamento é 8,6 °C, o aumento do nível de subresfriamento ocasiona a redução do COP. No intervalo entre 0 °C e 8,6 °C, a potência consumida pelo compressor aumenta 1,48% e a capacidade de refrigeração aumenta 2,58%, correspondendo a um aumento do COP de 1,08%.

No intervalo entre 8,6 °C e 15 °C, a potência consumida pelo compressor aumenta 2,01% e a capacidade de refrigeração aumenta 1,13%, refletindo em uma redução de 0,70% no COP.

Figura 16: Efeito da variação do nível de subresfriamento no COP do sistema.



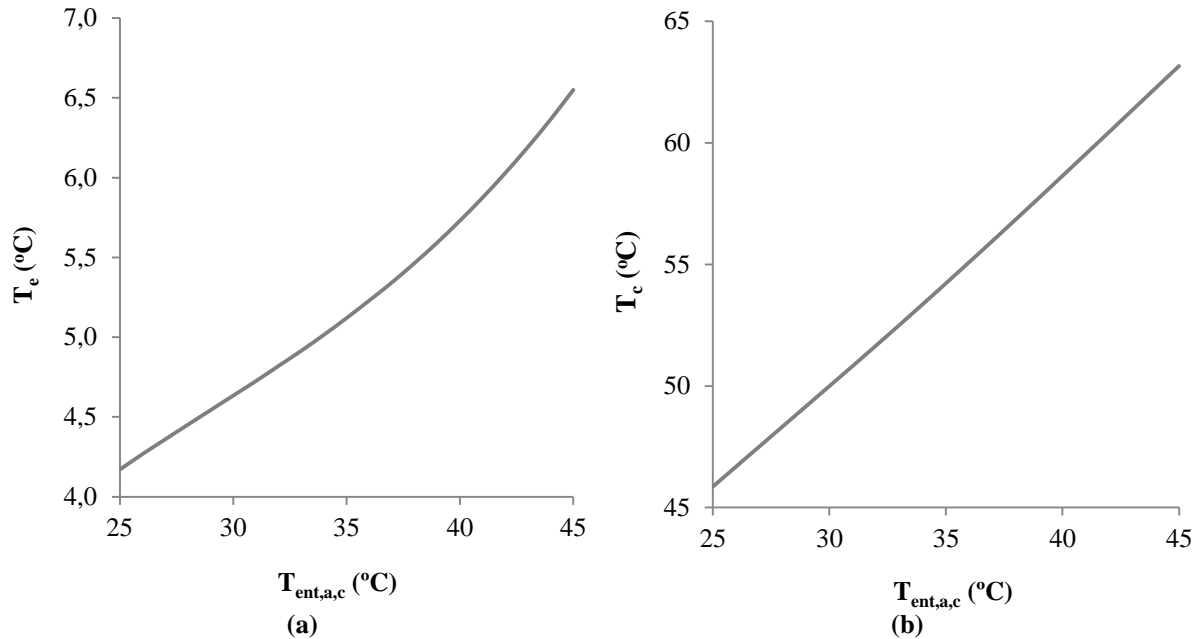
Fonte: A autora (2021).

O comportamento do coeficiente de eficácia do ciclo apresentado na Figura 16 é semelhante nos trabalhos apresentados por Pottker e Hrnjak (2015) e Pottker (2012). Esses trabalhos apresentam dados experimentais e simulações de sistemas de condicionamento de ar do tipo Split que utilizam os fluidos refrigerantes R1234yf, R410A, R134a e R717. Esses sistemas de condicionamento de ar apresentam capacidade de refrigeração de 13650 BTU/h, nível de superaquecimento igual a 1 °C e temperaturas de entrada de ar no condensador e evaporador semelhantes às temperaturas utilizadas nas simulações do presente trabalho. Os máximos aumentos do COP são de 8,4%, 7,0%, 5,9% e 2,7% ocorrendo nos níveis de subresfriamento de 8,9 °C, 8,5 °C, 8,9 °C e 8,4 °C, respectivamente, para os fluidos R1234yf, R410A, R134a e R717.

3.1.3 Variação da temperatura de entrada do ar no condensador

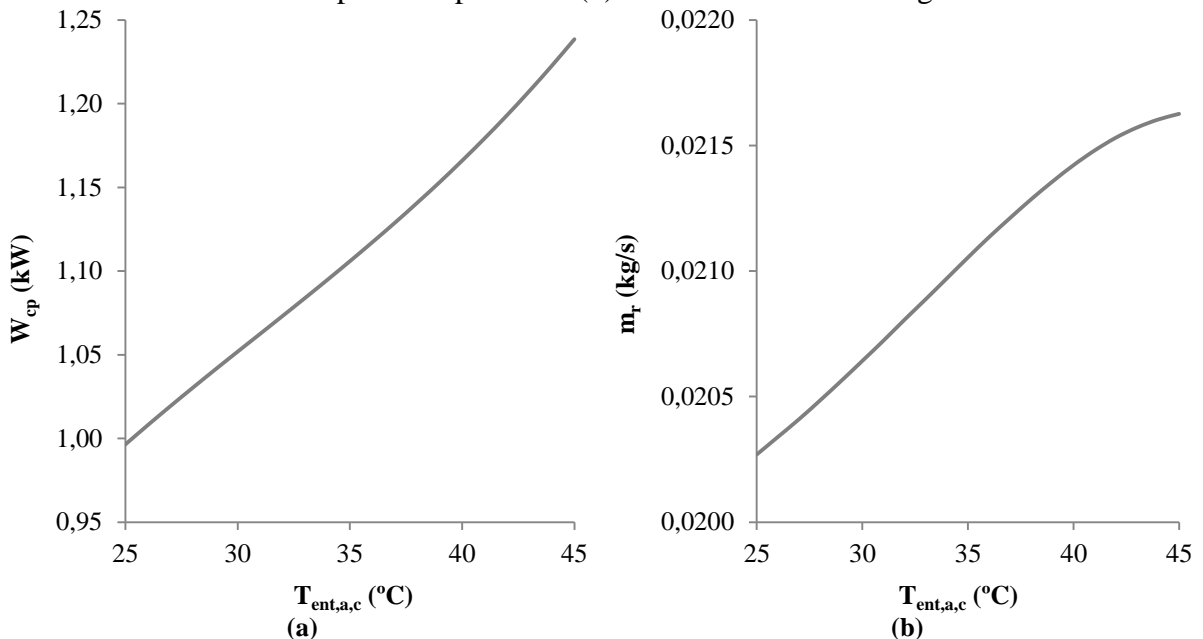
As Figuras 17a e 17b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a variação da temperatura de entrada do ar no condensador. As temperaturas de evaporação e condensação aumentam com o aumento da temperatura de entrada do ar no condensador, especialmente a temperatura de condensação. Essas alterações ocasionam o aumento da potência consumida pelo compressor e da vazão mássica do refrigerante, assim como apresentado nas Figuras 18a e 18b.

Figura 17: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no condensador na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



Fonte: A autora (2021).

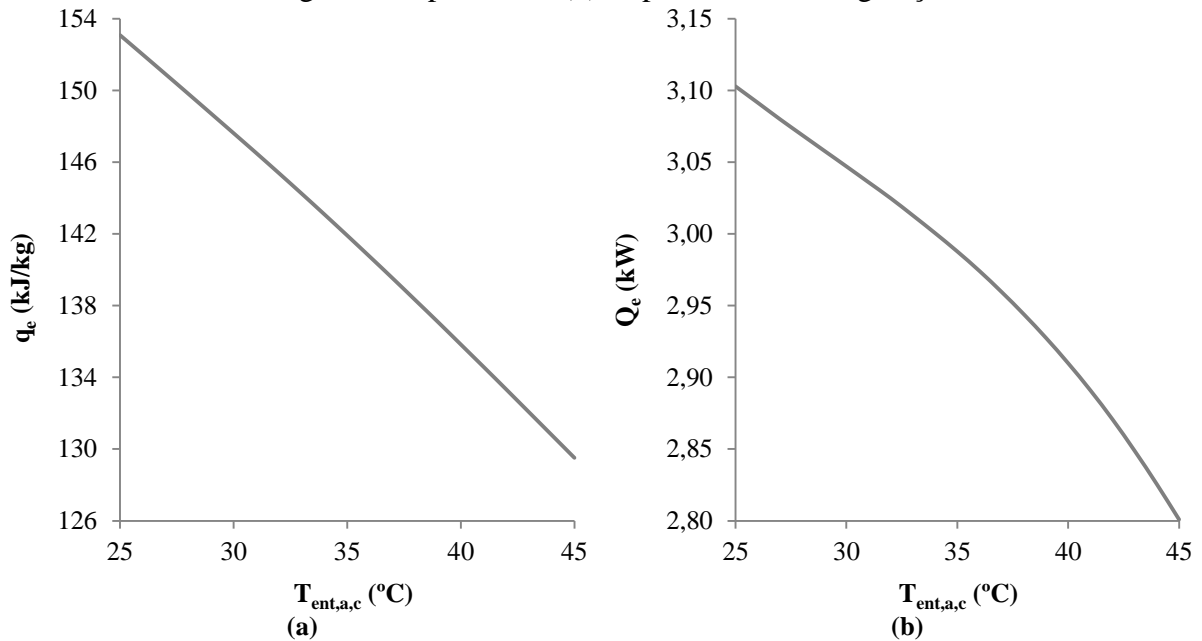
Figura 18: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no condensador na: (a) Potência consumida pelo compressor e (b) Vazão mássica do refrigerante.



Fonte: A autora (2021).

As Figuras 19a e 19b apresentam respectivamente o comportamento do efeito refrigerante específico e da capacidade de refrigeração de acordo com a variação da temperatura de entrada do ar no condensador. O efeito refrigerante específico e a capacidade de refrigeração diminuem com o aumento temperatura de entrada do ar no condensador. Ainda que a vazão mássica do refrigerante aumente 6,70% no intervalo de temperatura de entrada do ar no condensador apresentado, a redução de 15,40% do efeito refrigerante específico ocasiona a redução de 9,73% da capacidade de refrigeração.

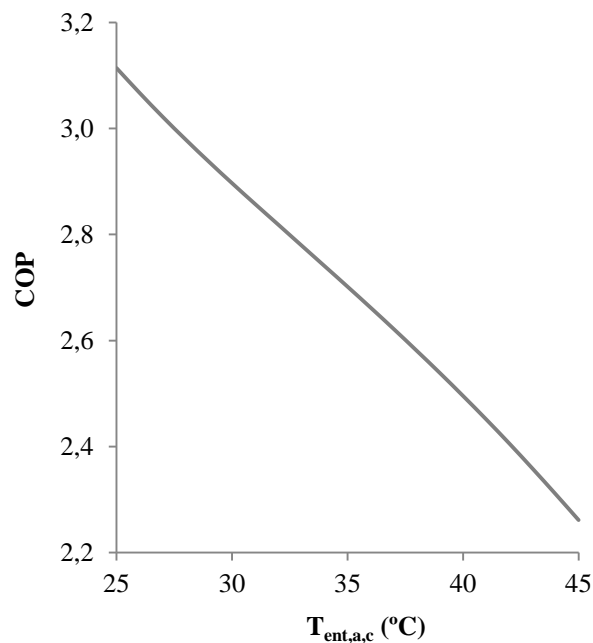
Figura 19: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no condensador no: (a) Efeito refrigerante específico e (b) Capacidade de refrigeração.



Fonte: A autora (2021).

A Figura 20 apresenta o comportamento do COP do sistema de acordo com a variação da temperatura de entrada do ar no condensador.

Figura 20: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no condensador no COP do sistema.



Fonte: A autora (2021).

O aumento da temperatura de entrada do ar no condensador implica na redução do COP. A redução de 27,38% do COP ocorre devido ao aumento de 24,30% da potência consumida pelo compressor aliado à redução da capacidade de refrigeração. Essa tendência de redução do COP diante do aumento da temperatura de entrada de ar no condensador é

confirmada através de dados experimentais apresentados por Payne e Domanski (2002) e Pottker (2012).

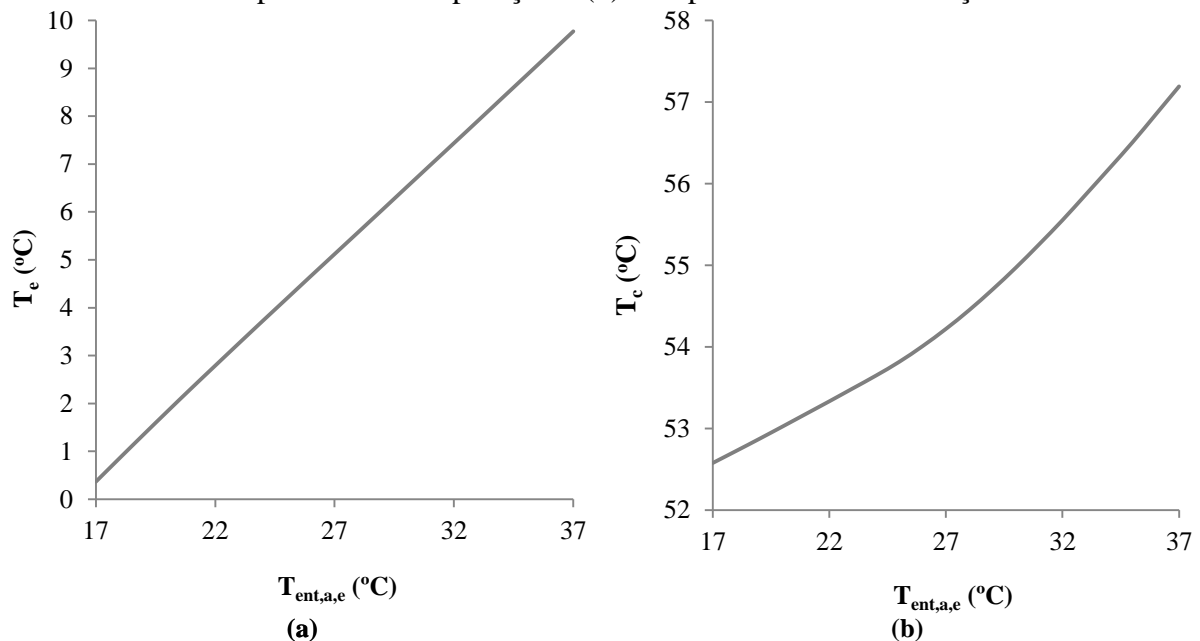
Payne e Domanski (2002) apresentaram dados experimentais de um sistema de condicionamento de ar que utiliza o fluido refrigerante R22. Nesse sistema, a temperatura de entrada de ar no evaporador é $26,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de entrada de ar no condensador varia. Diferentemente do sistema apresentado no presente trabalho, há uma variação nos níveis de superaquecimento e subresfriamento do fluido refrigerante com a alteração da temperatura de entrada de ar no condensador. Considerando o intervalo de temperatura de entrada de ar no condensador entre $27,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, valores próximos ao intervalo analisado no presente estudo, a capacidade de refrigeração varia entre $11,78\text{ kW}$ e $10,04\text{ kW}$ e o COP varia entre $5,26$ e $3,17$. Sendo assim, no intervalo indicado, o sistema apresentado por Payne e Domanski (2002) apresenta uma redução de $14,77\%$ da capacidade de refrigeração e $39,73\%$ do COP.

Os dados experimentais apresentados por Pottker (2012) são referentes a um sistema de condicionamento de ar que utiliza o fluido refrigerante R410A. Nesse sistema, a temperatura de entrada de ar no evaporador é $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de entrada de ar no condensador varia entre $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $52\text{ }^{\circ}\text{C}$. Assim como no sistema apresentado por Payne e Domanski (2002), a variação da temperatura de entrada de ar no condensador altera os níveis de superaquecimento e subresfriamento do refrigerante. Para esse intervalo de temperatura de entrada de ar no condensador, a capacidade de refrigeração varia entre $2,09\text{ kW}$ e $1,77\text{ kW}$ e o COP varia entre $3,00$ e $1,76$. Sendo assim, no sistema apresentado por Pottker (2012), há uma redução de $15,31\%$ da capacidade de refrigeração e $41,33\%$ do COP.

3.1.4 Variação da temperatura de entrada do ar no evaporador

As Figuras 21a e 21b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a variação da temperatura de entrada do ar no evaporador.

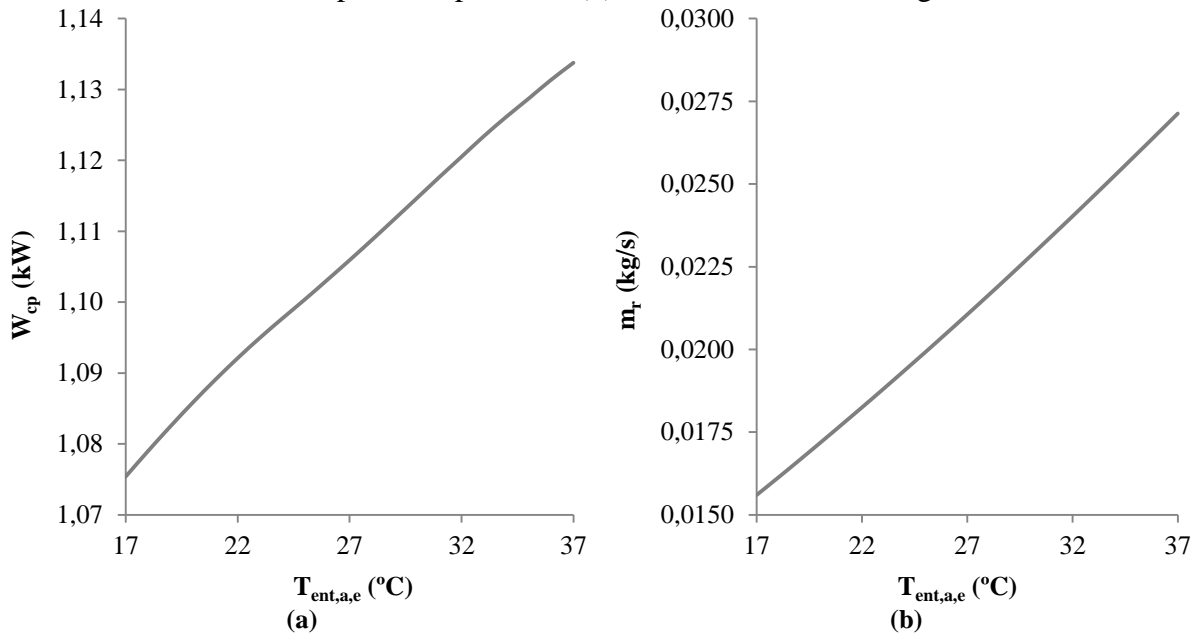
Figura 21: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no evaporador na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



Fonte: A autora (2021).

As temperaturas de evaporação e condensação aumentam com o aumento da temperatura de entrada do ar no evaporador, especialmente a temperatura de evaporação. Essas alterações ocasionam o aumento da potência consumida pelo compressor e da vazão mássica do refrigerante, assim como apresentado nas Figuras 22a e 22b.

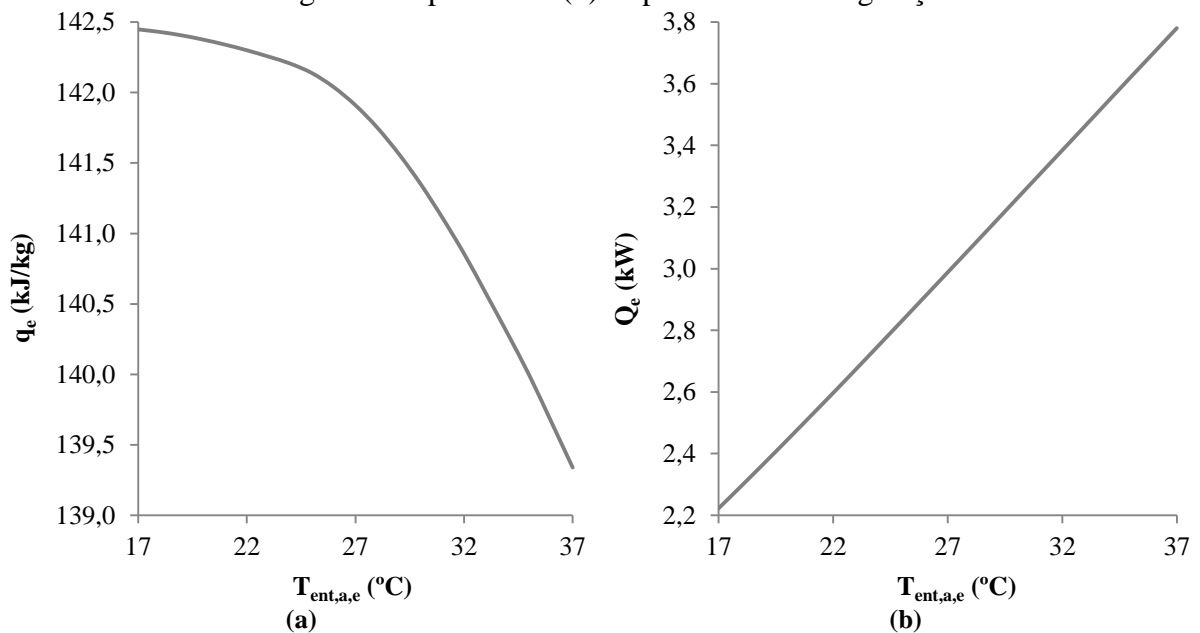
Figura 22: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no evaporador na: (a) Potência consumida pelo compressor e (b) Vazão mássica do refrigerante.



Fonte: A autora (2021).

As Figuras 23a e 23b apresentam respectivamente o comportamento do efeito refrigerante específico e da capacidade de refrigeração de acordo com a variação da temperatura de entrada do ar no evaporador.

Figura 23: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no evaporador no: (a) Efeito refrigerante específico e (b) Capacidade de refrigeração.

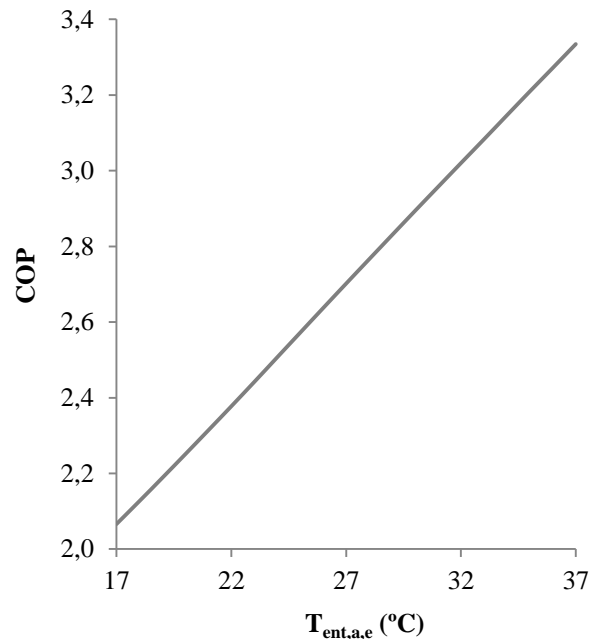


Fonte: A autora (2021).

O efeito refrigerante específico diminui e a capacidade de refrigeração aumenta com o aumento temperatura de entrada do ar no evaporador. Ainda que o efeito refrigerante específico reduza 2,18% no intervalo de temperatura de entrada do ar no evaporador apresentado, o aumento de 73,92% da vazão mássica do refrigerante ocasiona o aumento de 70,13% da capacidade de refrigeração.

A Figura 24 apresenta o comportamento do COP do sistema de acordo com a variação da temperatura de entrada do ar no evaporador.

Figura 24: Efeito da variação da temperatura de entrada do ar no evaporador no COP do sistema.



Fonte: A autora (2021).

O aumento da temperatura de entrada do ar no evaporador implica no aumento do COP. O aumento de 61,37% do COP ocorre apesar do aumento de 5,43% da potência consumida pelo compressor, uma vez que o aumento da capacidade de refrigeração é bem superior. Essa tendência de aumento do COP diante do aumento da temperatura de entrada de ar no evaporador é confirmada através de dados experimentais e dados resultantes de simulações apresentados por Pottker (2012) e Tarish, Hamzah e Jwad (2020).

Pottker (2012) apresentou dados experimentais de um sistema de condicionamento de ar que utiliza o fluido refrigerante R410A. Nesse sistema, a temperatura de entrada de ar no condensador é 45 °C e a temperatura de entrada de ar no evaporador varia entre 10 °C e 27 °C. Diferentemente do sistema apresentado no presente trabalho, há uma variação nos níveis de superaquecimento e subresfriamento do fluido refrigerante com a alteração da temperatura de entrada de ar no evaporador. Para esse intervalo de temperatura de entrada de ar no evaporador, a capacidade de refrigeração varia entre 1,57 kW e 2,50 kW e o COP varia entre 1,88 e 2,93. Sendo assim, no sistema apresentado por Pottker (2012), há um aumento de 59,24% da capacidade de refrigeração e 55,85% do COP.

Tarish, Hamzah e Jwad (2020) apresentaram dados resultantes de simulações de um sistema de condicionamento de ar que utiliza o fluido refrigerante R22. Nesse sistema, a temperatura de entrada de ar no condensador é 30 °C e a temperatura de entrada de ar no evaporador varia entre 17 °C e 27 °C. Diferentemente do sistema apresentado no presente trabalho, a capacidade de refrigeração é constante em todas as simulações. Para esse intervalo de temperatura de entrada de ar no evaporador, o COP do sistema varia entre 4,38 e 6,45, ou

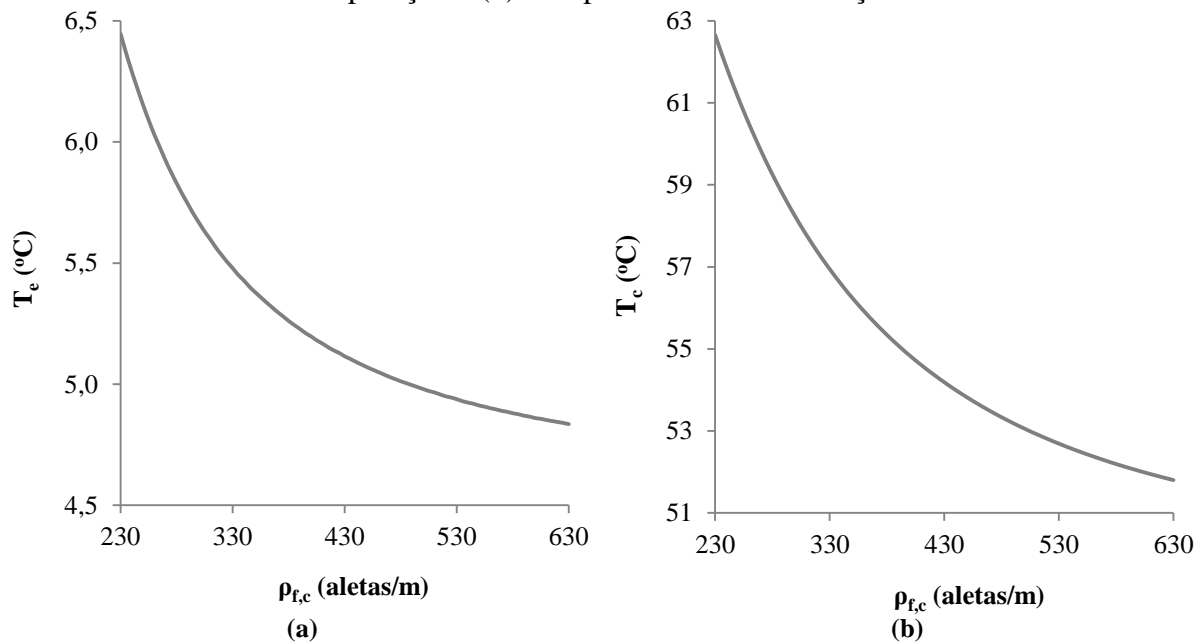
seja, há um aumento de 47,26% do COP no sistema apresentado por Tarish, Hamzah e Jwad (2020). Quando considerado o mesmo intervalo de temperatura de entrada de ar no evaporador utilizado por Tarish, Hamzah e Jwad (2020), com a temperatura de entrada de ar no condensador sendo 35 °C, o presente estudo apresentou um aumento de 30,75% do COP.

3.2 ANÁLISES PARAMÉTRICAS

3.2.1 Densidade de aletas no condensador

As Figuras 25a e 25b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a alteração da densidade de aletas no condensador. No intervalo de densidade de aletas no condensador apresentado, o aumento de 400 aletas/m ocasiona a redução de 1,61 °C da temperatura de evaporação e 10,86 °C da temperatura de condensação.

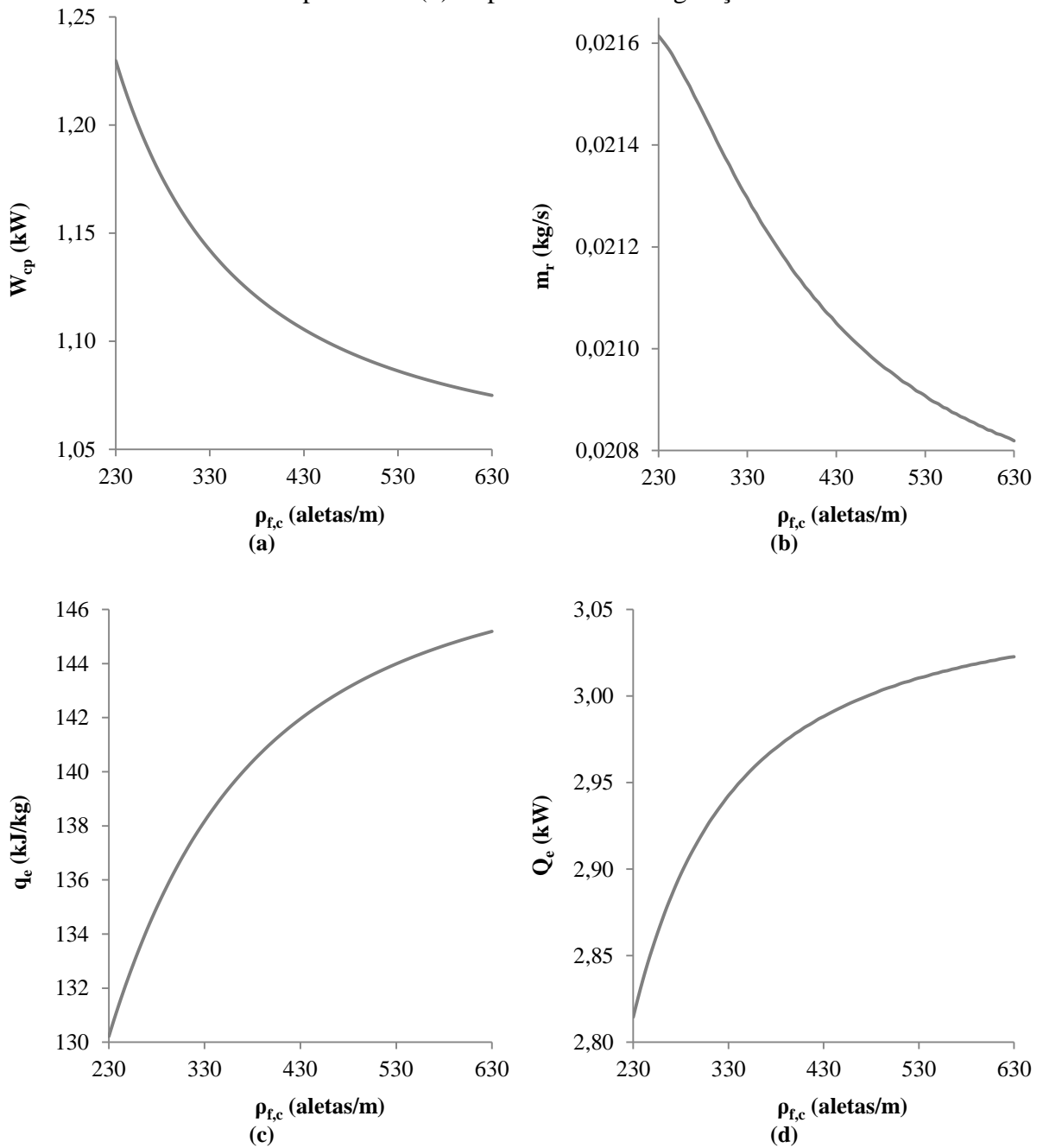
Figura 25: Efeito da alteração da densidade de aletas no condensador na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



Fonte: A autora (2021).

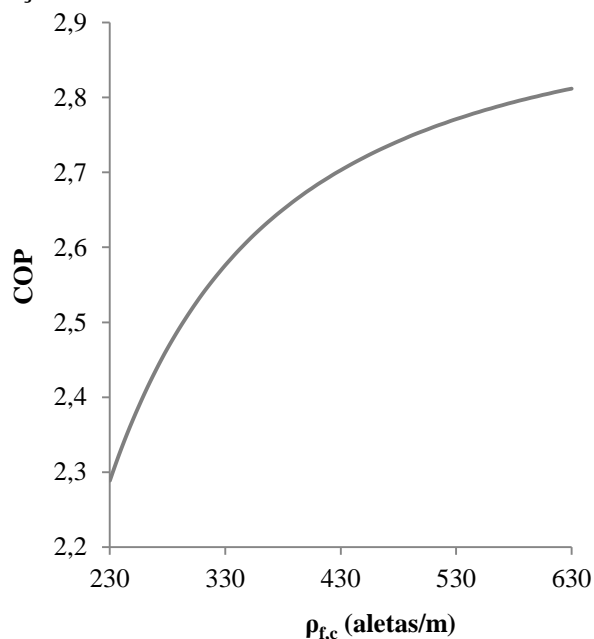
As Figuras 26a, 26b, 26c e 26d apresentam respectivamente o resultado dessas alterações na potência consumida pelo compressor, na vazão mássica do refrigerante, no efeito refrigerante específico e na capacidade de refrigeração. Com o aumento de 400 aletas/m no intervalo de densidade de aletas no condensador apresentado, há a redução de 12,59% da potência consumida pelo compressor, a redução de 3,68% da vazão mássica do refrigerante e o aumento de 11,50% do efeito refrigerante específico. Uma vez que o aumento do efeito refrigerante específico é superior à redução da vazão mássica do refrigerante, a capacidade de refrigeração aumenta. O aumento de 7,30% da capacidade de refrigeração, aliado a redução da potência consumida pelo compressor induz o aumento de 22,86% do COP do sistema, assim como apresentado na Figura 27.

Figura 26: Efeito da alteração da densidade de aletas no condensador na: (a) Potência consumida pelo compressor, (b) Vazão mássica do refrigerante, (c) Efeito refrigerante específico e (d) Capacidade de refrigeração.



Fonte: A autora (2021).

Figura 27: Efeito da alteração da densidade de aletas no condensador no COP do sistema.



Fonte: A autora (2021).

Inicialmente, o aumento da densidade de aletas no condensador provoca um maior aumento no COP do sistema. A Tabela 8 apresenta o percentual de aumento do COP do sistema após o acréscimo de 50 aletas/m para diferentes valores iniciais de densidade de aletas no condensador.

Tabela 8: Efeito da alteração da densidade de aletas no condensador no COP do sistema.

$\rho_{f,c, inicial}$	$\rho_{f,c, final}$	Aumento do COP (%)
230	280	7,72
280	330	4,50
330	380	2,88
380	430	1,98
430	480	1,43
480	530	1,08
530	580	0,82
580	630	0,64

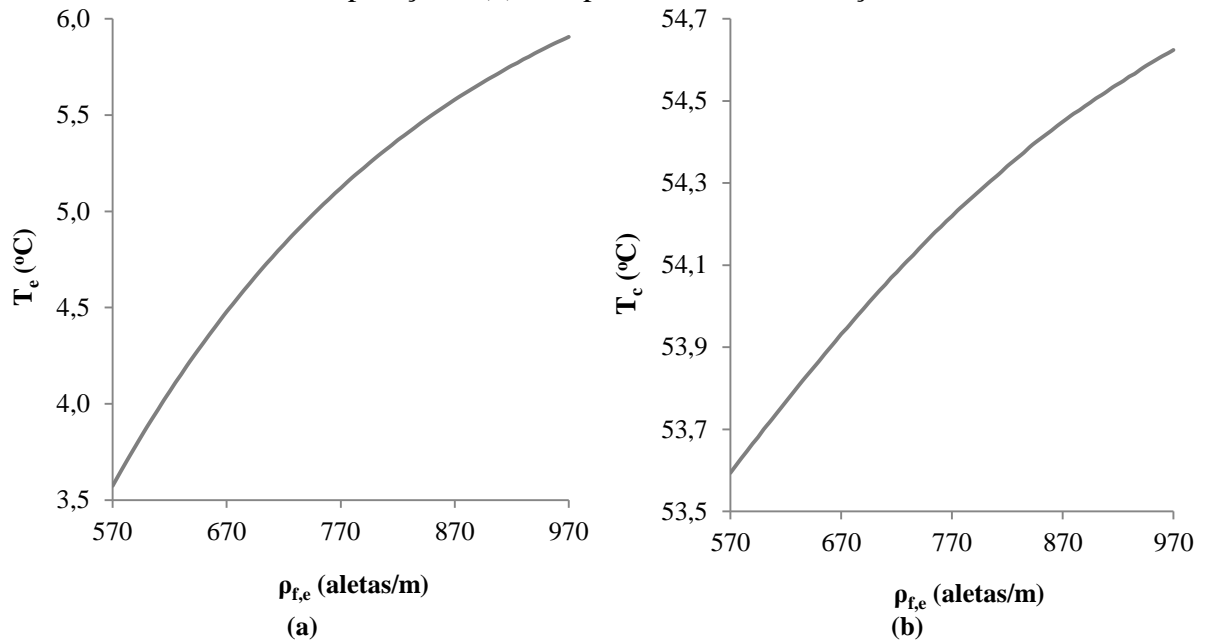
Fonte: A autora (2021).

Sendo assim, o aumento da densidade de aletas no condensador no sistema de refrigeração analisado não aumentará significativamente o coeficiente de eficácia do sistema, uma vez que este apresenta 428,4 aletas/m.

3.2.2 Densidade de aletas no evaporador

As Figuras 28a e 28b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a alteração da densidade de aletas no evaporador. No intervalo de densidade de aletas no evaporador apresentado, o aumento de 400 aletas/m ocasiona o aumento de 2,33 °C da temperatura de evaporação e 1,03 °C da temperatura de condensação.

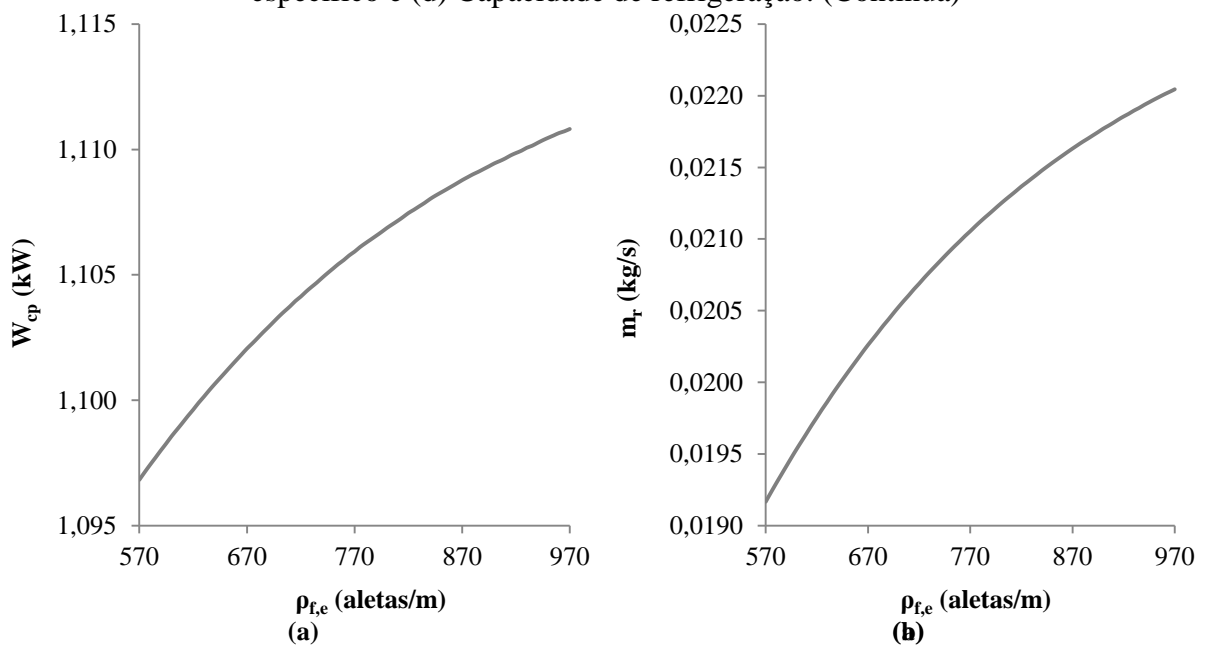
Figura 28: Efeito da alteração da densidade de aletas no evaporador na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



Fonte: A autora (2021).

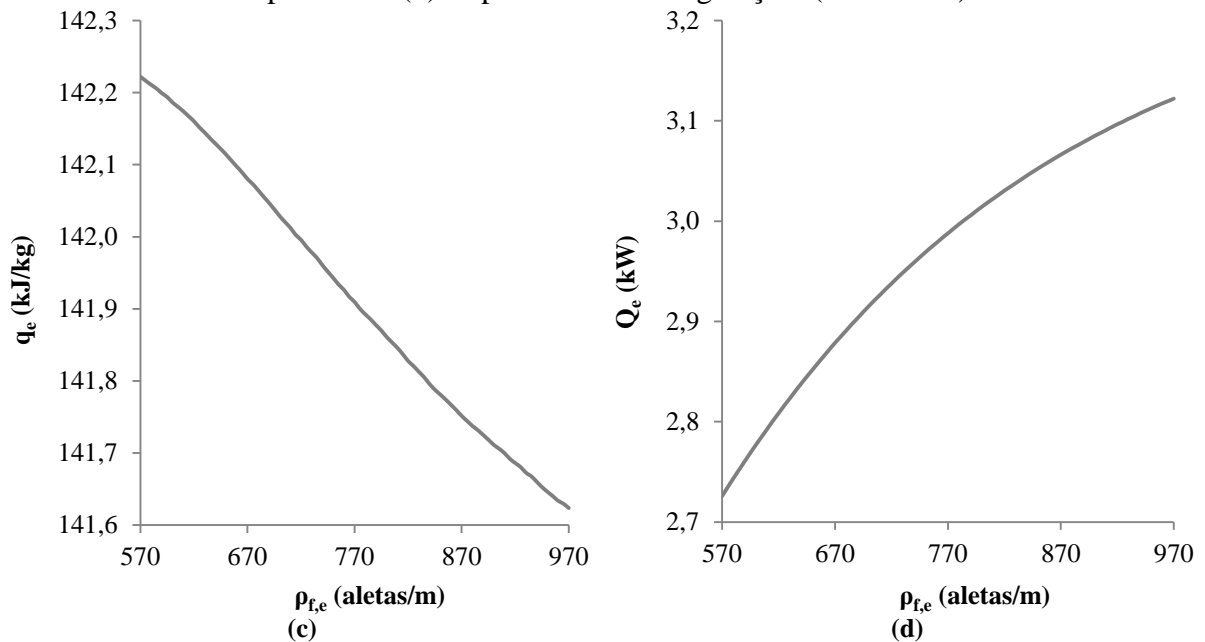
As Figuras 29a, 29b, 29c e 29d apresentam respectivamente o resultado dessas alterações na potência consumida pelo compressor, na vazão mássica do refrigerante, no efeito refrigerante específico e na capacidade de refrigeração.

Figura 29: Efeito da alteração da densidade de aletas no evaporador na: (a) Potência consumida pelo compressor, (b) Vazão mássica do refrigerante, (c) Efeito refrigerante específico e (d) Capacidade de refrigeração. (Continua)



Fonte: A autora (2021).

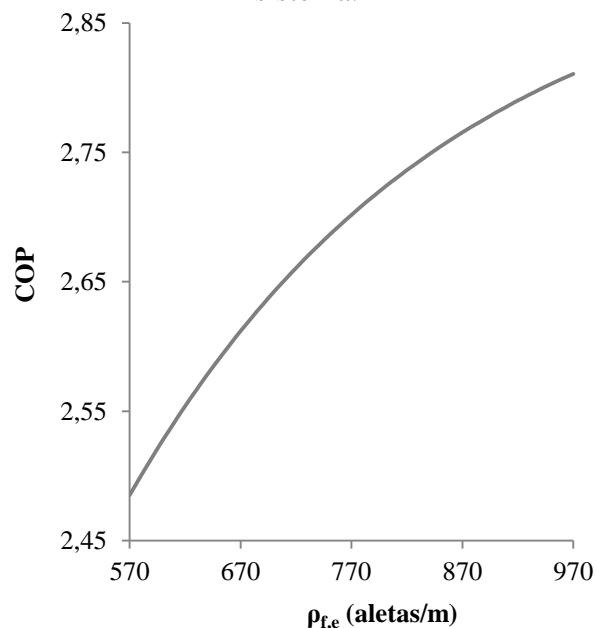
Figura 30: Efeito da alteração da densidade de aletas no evaporador na: (a) Potência consumida pelo compressor, (b) Vazão mássica do refrigerante, (c) Efeito refrigerante específico e (d) Capacidade de refrigeração. (Conclusão)



Fonte: A autora (2021).

Com o aumento de 400 aletas/m no intervalo de densidade de aletas no evaporador, há o aumento de 1,28% da potência consumida pelo compressor, o aumento de 15,02% da vazão mássica do refrigerante e a redução de 0,42% do efeito refrigerante específico. Uma vez que o aumento da vazão mássica do refrigerante é superior à redução do efeito refrigerante específico, a capacidade de refrigeração aumenta. Apesar do aumento da potência consumida pelo compressor, o aumento de 14,54% da capacidade de refrigeração induz o aumento de 13,09% do COP do sistema, assim como apresentado na Figura 30.

Figura 31: Efeito da alteração da densidade de aletas no evaporador no COP do sistema.



Fonte: A autora (2021).

Assim como no condensador, o aumento da densidade de aletas no evaporador provoca um maior aumento no COP do sistema inicialmente. A Tabela 9 apresenta o percentual de aumento do COP do sistema após com o acréscimo de 50 aletas/m para diferentes valores iniciais de densidade de aletas no evaporador.

Tabela 9: Efeito da alteração da densidade de aletas no evaporador no COP do sistema.

$\rho_{f,e,initial}$	$\rho_{f,e,final}$	Aumento do COP (%)
570	620	2,76
620	670	2,27
670	720	1,86
720	770	1,54
770	820	1,28
820	870	1,06
870	920	0,89
920	970	0,74

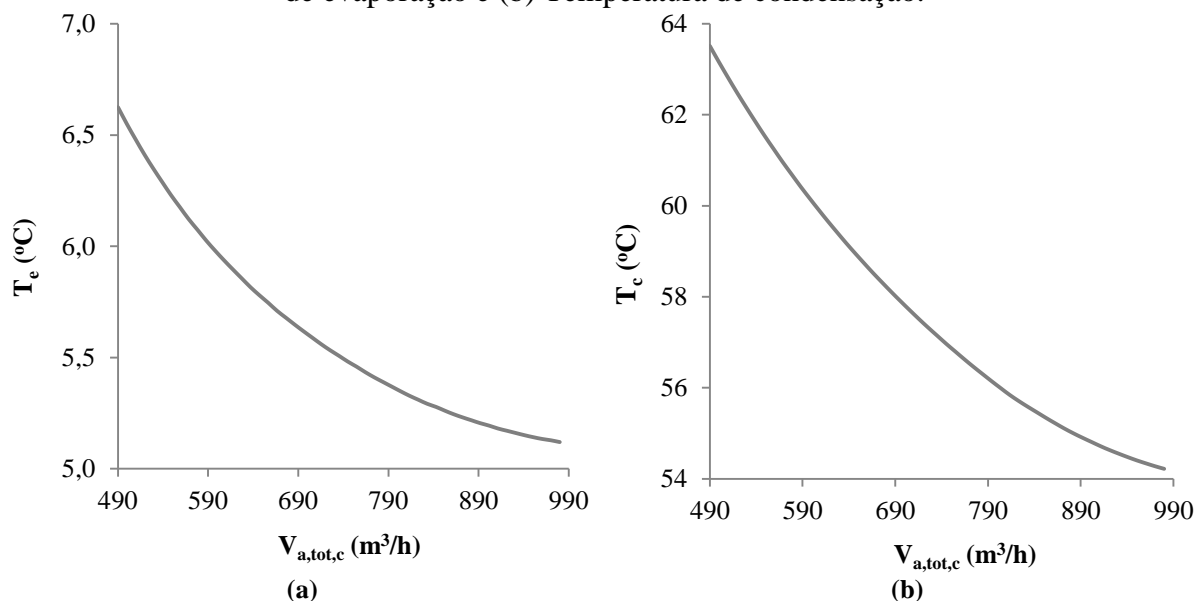
Fonte: A autora (2021).

Sendo assim, o aumento da densidade de aletas no evaporador no sistema de refrigeração analisado não aumentará significativamente o coeficiente de eficácia do sistema, uma vez que este apresenta 769,8 aletas/m. Os resultados obtidos através da análise do efeito das aletas indicam que este condicionador de ar já está possivelmente otimizado com relação a esses parâmetros. Aumentar a densidade de aletas incorre em maior perda de carga no lado do ar (não considerada nas análises deste trabalho), aumento de custo e possível elevação dos níveis de ruído, em virtude de maiores velocidades do escoamento.

3.2.3 Vazão volumétrica de ar no condensador

As Figuras 31a e 31b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a alteração da vazão volumétrica de ar no condensador.

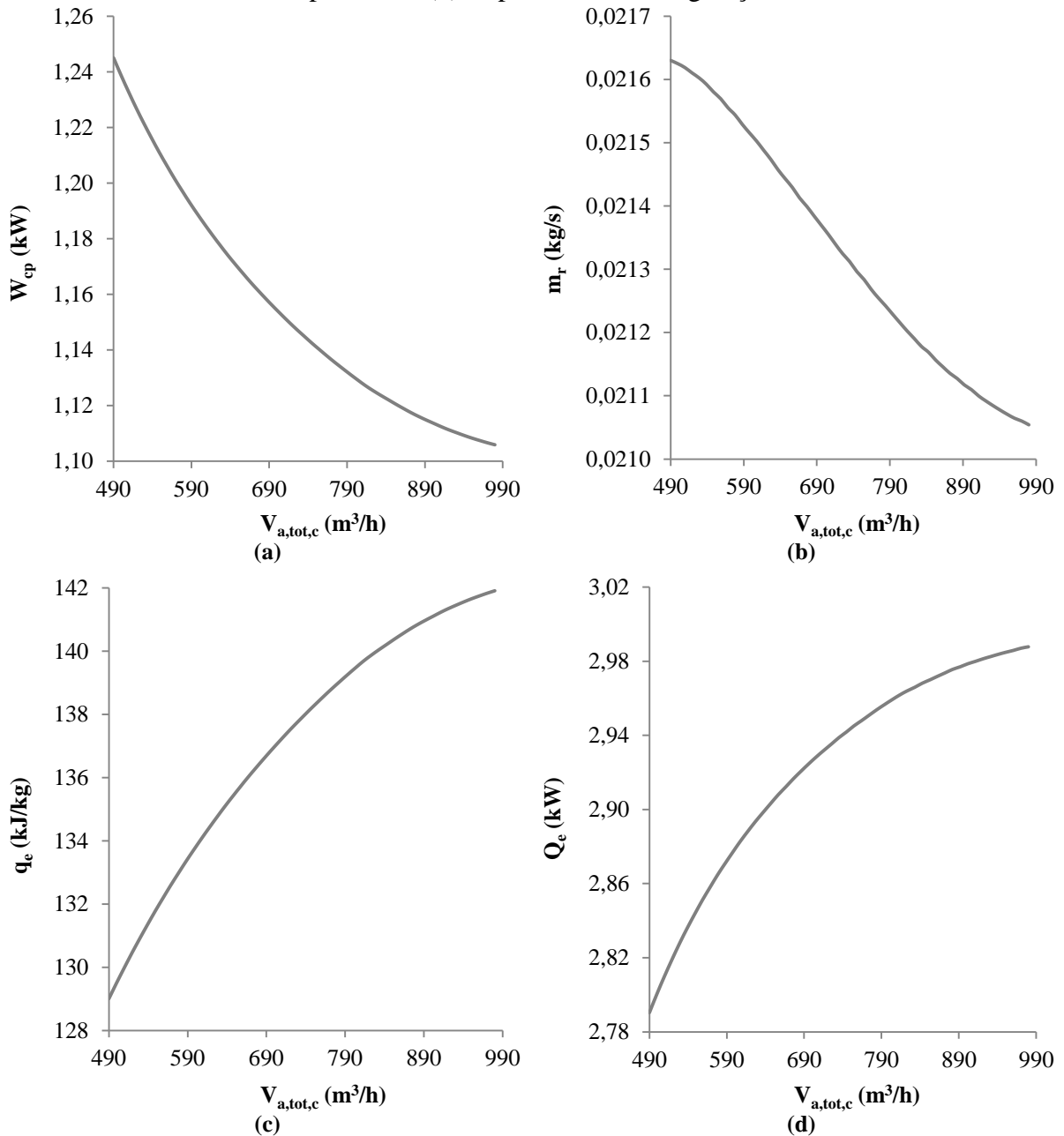
Figura 32: Efeito da alteração da vazão volumétrica de ar no condensador na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



Fonte: A autora (2021).

No intervalo apresentado, o aumento de 100% da vazão volumétrica de ar no condensador ocasiona a redução de 1,51 °C da temperatura de evaporação e 9,30 °C da temperatura de condensação. As Figuras 32a, 32b, 32c e 32d apresentam respectivamente o resultado dessas alterações na potência consumida pelo compressor, na vazão mássica do refrigerante, no efeito refrigerante específico e na capacidade de refrigeração.

Figura 33: Efeito da alteração da vazão volumétrica de ar no condensador na: (a) Potência consumida pelo compressor, (b) Vazão mássica do refrigerante, (c) Efeito refrigerante específico e (d) Capacidade de refrigeração.

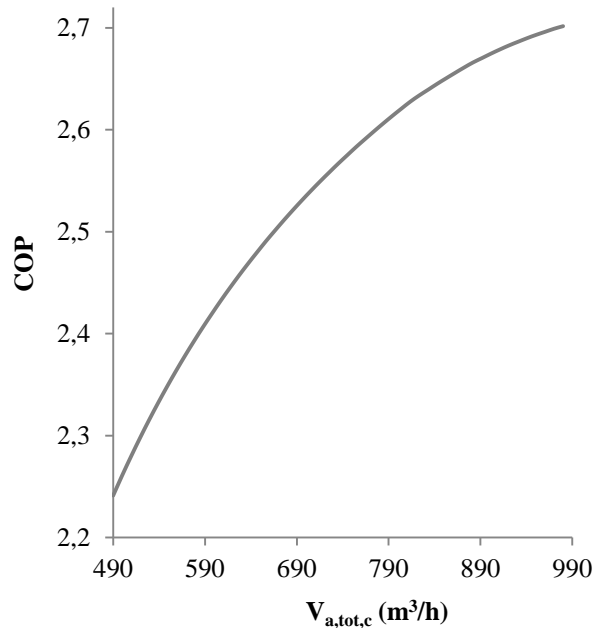


Fonte: A autora (2021).

Com o aumento de 100% da vazão volumétrica de ar no condensador no intervalo apresentado, há a redução de 11,17% da potência consumida pelo compressor, a redução de 2,66% da vazão mássica do refrigerante e o aumento de 10% do efeito refrigerante específico. Uma vez que o aumento do efeito refrigerante específico é superior à redução vazão mássica

do refrigerante, a capacidade de refrigeração aumenta em 7,07%. Este aumento aliado à redução da potência consumida pelo compressor induz o aumento de 20,54% do COP do sistema, assim como apresentado na Figura 33. Vale mencionar que o efeito causado pelo aumento da vazão volumétrica de ar junto ao condensador é semelhante àquele causado pelo aumento da densidade de aletas, uma vez que ambos atuam na redução da resistência térmica de convecção do lado do ar.

Figura 34: Efeito da alteração da vazão volumétrica de ar no condensador no COP do sistema.



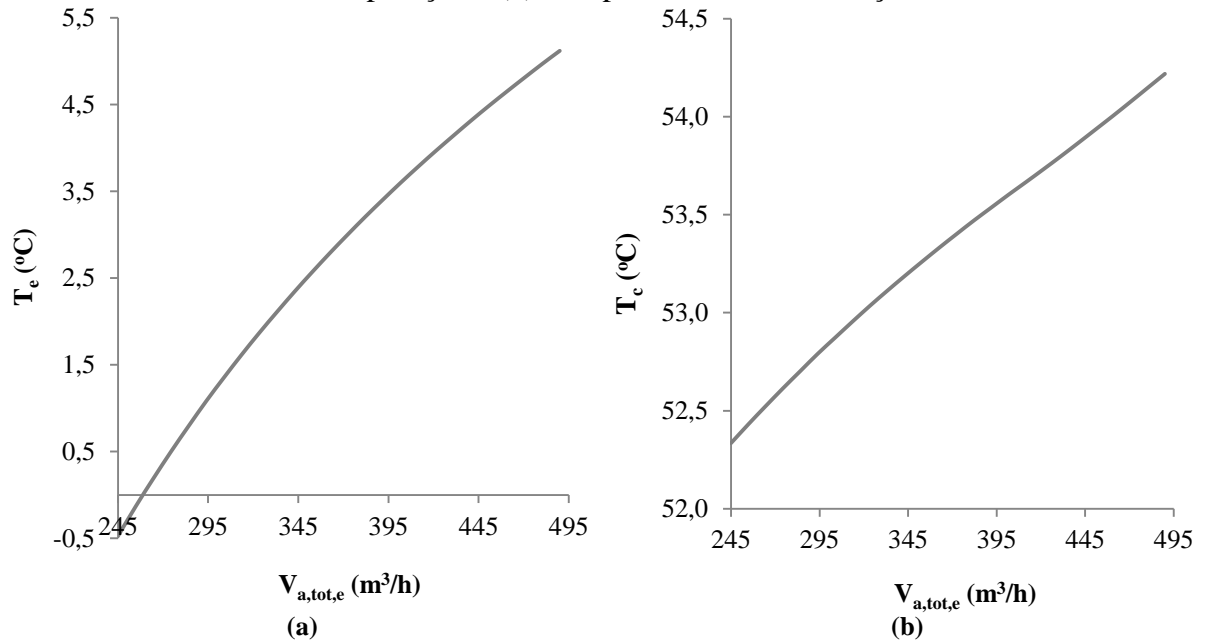
Fonte: A autora (2021).

Sendo a máxima vazão volumétrica de ar no condensador do sistema analisado 980 m³/s, o sistema apresentará um maior coeficiente de eficácia do ciclo quando a vazão volumétrica de ar no condensador for igual a vazão máxima permitida pelo sistema.

3.2.4 Vazão volumétrica de ar no evaporador

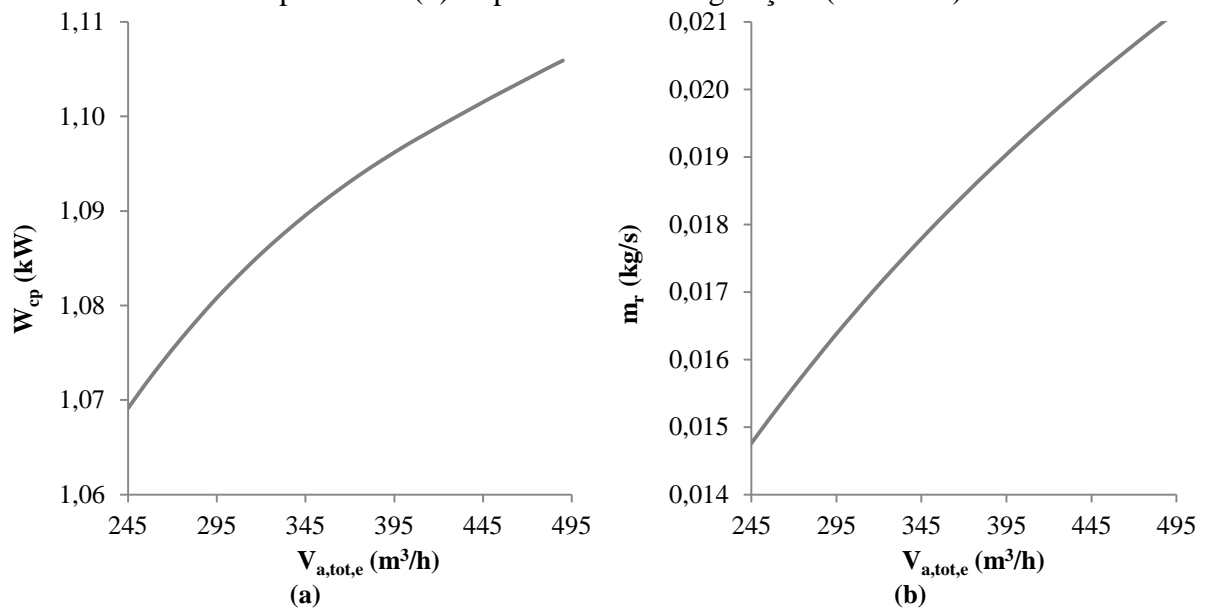
As Figuras 34a e 34b apresentam respectivamente o comportamento da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação de acordo com a alteração da vazão volumétrica de ar no evaporador. No intervalo apresentado, o aumento de 100% da vazão volumétrica de ar no evaporador ocasiona o aumento de 5,59 °C da temperatura de evaporação e 1,88 °C da temperatura de condensação. As Figuras 35a, 35b, 35c e 35d apresentam respectivamente o resultado dessas alterações na potência consumida pelo compressor, na vazão mássica do refrigerante, no efeito refrigerante específico e na capacidade de refrigeração.

Figura 35: Efeito da alteração da vazão volumétrica de ar no evaporador na: (a) Temperatura de evaporação e (b) Temperatura de condensação.



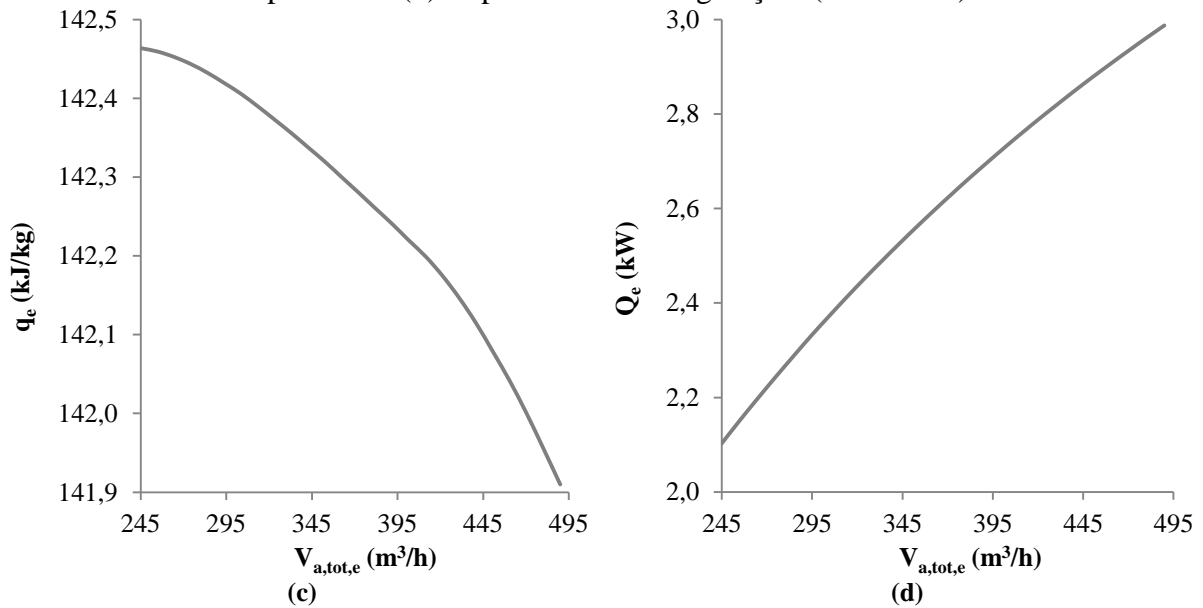
Fonte: A autora (2021).

Figura 36: Efeito da alteração da vazão volumétrica de ar no evaporador na: (a) Potência consumida pelo compressor, (b) Vazão mássica do refrigerante, (c) Efeito refrigerante específico e (d) Capacidade de refrigeração. (Continua)



Fonte: A autora (2021).

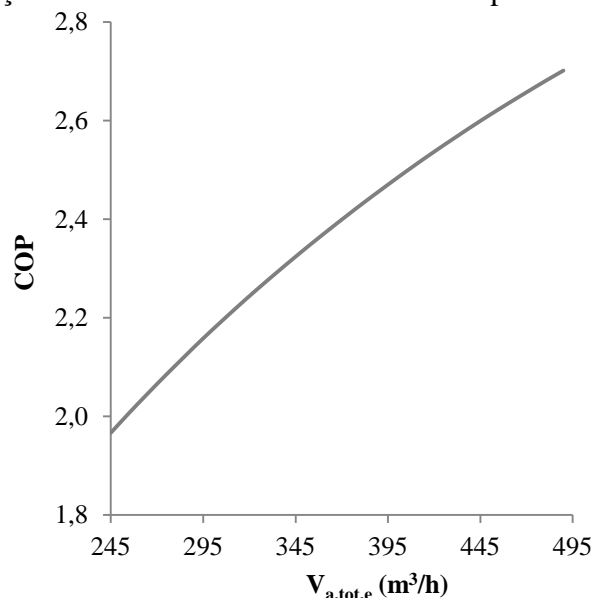
Figura 35: Efeito da alteração da vazão volumétrica de ar no evaporador na: (a) Potência consumida pelo compressor, (b) Vazão mássica do refrigerante, (c) Efeito refrigerante específico e (d) Capacidade de refrigeração. (Conclusão)



Fonte: A autora (2021).

Com o aumento de 100% da vazão volumétrica de ar no evaporador no intervalo apresentado, há o aumento de 3,44% da potência consumida pelo compressor, o aumento de 42,64% da vazão mássica do refrigerante e a redução de 0,39% do efeito refrigerante específico. Uma vez que o aumento da vazão mássica do refrigerante é superior à redução do efeito refrigerante específico, a capacidade de refrigeração aumenta. Apesar do aumento da potência consumida pelo compressor, o aumento de 42,08% da capacidade de refrigeração induz o aumento de 37,35% do COP do sistema, assim como apresentado na Figura 36. Nota-se que os efeitos causados pelo aumento da vazão volumétrica de ar junto ao evaporador e pelo aumento da densidade de aletas nesse trocador de calor são similares, a exemplo do que foi observado no condensador.

Figura 37: Efeito da alteração da vazão volumétrica de ar no evaporador no COP do sistema.



Fonte: A autora (2021).

Sendo a máxima vazão volumétrica de ar no evaporador do sistema analisado 490 m³/h, o sistema apresentará um maior coeficiente de eficácia do ciclo quando a vazão volumétrica de ar no evaporador for igual a vazão máxima permitida pelo sistema.

3.2.5 Compressor e fluido refrigerante

Para avaliar o efeito da alteração do fluido refrigerante no sistema, é necessária a substituição do compressor por outro projetado para fornecer uma capacidade de refrigeração semelhante àquela fornecida pelo compressor original. Dessa forma, a Tabela 10 apresenta o compressor utilizado para os diferentes fluidos refrigerantes, assim como o volume de deslocamento, a frequência e a capacidade de refrigeração quando a temperatura de condensação é 54,4 °C e a temperatura de evaporação é 7,2 °C.

Tabela 10: Compressores utilizados nas simulações para diferentes fluidos refrigerantes e suas respectivas características.

Fluido refrigerante	Compressor	V _{des} (cm ³)	F (Hz)	Q _e (kW)
R22	RK5515E-FZ3A	21	50	12,4
R134a	RK5512Y-NA3A	23,9	60	11,9
R410A	RN145VHSMT	14,5	50	12,2

Fonte: Adaptada de Tecumseh (2019a), Tecumseh (2019b) e Siam Compressor Industry Co. Ltd. (2011).

A Tabela 11 apresenta a potência consumida pelo compressor, a vazão mássica do refrigerante, o efeito refrigerante específico, a capacidade de refrigeração e o coeficiente de eficácia do ciclo para as simulações realizadas com os diferentes fluidos refrigerantes.

Tabela 11: Potência consumida pelo compressor, vazão mássica do refrigerante, efeito refrigerante específico, capacidade de refrigeração e COP do sistema para diferentes fluidos refrigerantes.

Fluido refrigerante	m _r (kg/s)	q _e (kJ/kg)	W _{cp} (kW)	Q _e (kW)	COP
R22	0,0211	141,91	1,11	2,99	2,70
R134a	0,0216	130,70	1,09	2,82	2,58
R410A	0,0212	137,10	1,19	2,91	2,45

Fonte: A autora (2021).

No sistema de condicionamento de ar simulado, o fluido refrigerante R22 apresenta maiores valores de efeito refrigerante específico e capacidade de refrigeração, enquanto o fluido refrigerante R134a apresenta os menores valores. O sistema que utiliza o fluido refrigerante R134a apresenta o menor consumo de potência pelo compressor e o sistema que utiliza o fluido refrigerante R410A apresenta o maior consumo. Sendo assim, o sistema que utiliza o fluido refrigerante R22 apresenta o maior coeficiente de eficácia do ciclo, sendo seguido pelos sistemas que utilizam os fluidos refrigerantes R134a e R410A.

Ainda que o sistema de condicionamento de ar simulado apresente um maior COP quando o fluido refrigerante utilizado é o R22, o vazamento desse fluido refrigerante contribui para a destruição da camada de ozônio, sendo assim, seu uso vem sendo reduzido de acordo com as metas estabelecidas pelo Protocolo de Montreal. Os fluidos refrigerantes R410A e o R134a são considerados alternativas para substituição do R22 (ALVES; RODRIGUES, 2017). Nas simulações realizadas, o sistema que utiliza o fluido refrigerante R134a é mais eficaz do que o sistema que utiliza o fluido refrigerante R410A devido ao menor consumo de trabalho pelo compressor. Por outro lado, o sistema com o fluido R410A apresentou maior

capacidade de refrigeração, mesmo com um compressor de menores dimensões e menor frequência, o que é indicativo de menor custo de produção.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho consistiu na implementação de um modelo de simulação para um ar condicionado do tipo Split. O modelo estacionário desenvolvido utiliza submodelos dos componentes de um sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor, sendo considerados os seguintes componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Depois de implementado, o modelo foi validado através de uma análise de tendência dos resultados. Verificou-se a resposta do modelo mediante alterações dos níveis de superaquecimento e subresfriamento, bem como das temperaturas de entrada do ar no evaporador e no condensador, comparando esses resultados com dados disponíveis na literatura. Ao final, o modelo foi utilizado para realização de análises paramétricas, com o objetivo de observar os impactos de algumas alterações de projeto no desempenho do condicionador de ar. Avaliou-se o efeito da alteração das vazões volumétricas de ar no condensador e no evaporador, assim como da densidade de aletas no condensador e no evaporador, e da modificação do compressor e do fluido refrigerante sobre o desempenho do condicionador de ar. Concluiu-se que o coeficiente de eficácia do ciclo aumenta de acordo com o aumento das vazões volumétricas de ar no condensador e no evaporador, bem como com o aumento da densidade de aletas no condensador e no evaporador. Percebeu-se que o sistema analisado já possui evaporador e condensador com densidades de aleta satisfatórias, obtendo-se elevações pequenas no COP ao incrementar esses parâmetros. Finalmente, alterações do compressor e do fluido refrigerante utilizado no sistema, R22, por compressores projetados para a mesma faixa de capacidade, mas que operam com R134a e R410A, implicou na queda no desempenho do ar condicionado. Porém, considerando que a utilização do fluido refrigerante R22 está sendo reduzida de acordo com as metas estabelecidas pelo Protocolo de Montreal, essa alteração é necessária. Verificou-se que o COP do condicionador de ar operando com R134a é maior do que operando com R410A. Por outro lado, o sistema operando com R410a apresenta maior capacidade de refrigeração, mesmo utilizando um compressor menor e com menor frequência de operação.

Em trabalhos futuros sugere-se: (1) a inclusão do efeito da perda de carga do lado do refrigerante e do ar; (2) a inclusão das curvas dos ventiladores empregados no modelo de perda de carga do lado do ar, a fim de determinar o consumo de energia de ventilação e cômputo do consumo de energia total; (3) a inclusão de um modelo para cálculo do fluxo de massa de refrigerante através do dispositivo de expansão, o que permitiria a adição uma incógnita ao modelo, que seria o grau de superaquecimento; (4) a inclusão do efeito de desumidificação do ar junto ao evaporador na transferência de calor.

REFERÊNCIA

ALVES, Nathamy Freitas; RODRIGUES, Stéfanny Guimarães. **Análise da influência de diferentes fluidos refrigerantes no coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração por compressão a vapor ideal**. 2017. 23 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Rio Verde, Rio Verde, 2017.

ARAÚJO, Everaldo César da Costa. **Trocadores de calor**. São Carlos: Edufscar, 2002. 108 p.

ARDITA, I N; WIRAJATI, I G A B; SUDIRMAN. The effect of changing superheat degrees on energy consumption in a split air conditioning. **Journal Of Physics: Conference Series**, Bali, v. 1450, mar. 2020.

BELL, Ian. **Fin-Tube Heat Exchangers**. 2011. ACHP's documentation. Disponível em: <http://achp.sourceforge.net/>. Acesso em: 30 jul. 2021.

BORGES, Bruno N. *et al.* Transient simulation of household refrigerators: a semi-empirical quasi-steady approach. **Applied Energy**, v. 88, n. 3, p. 748-754, mar. 2011.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.. **Thermodynamics: an engineering approach**. 5. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill Ltda., 2006. 881 p.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J.. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications**. 5. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill Ltda., 2015. 968 p.

COULOMB, Didier; DUPONT, Jean-Luc; PICHARD, Audrey. **The Role of Refrigeration in the Global Economy**. 29th informatory note on refrigeration technologies. Paris: International Institute Of Refrigeration, 2015.

DOBSON, M. K. *et al.* **Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes**. Urbana-Champaign: University Of Illinois, 1994. 242 p. ACRCTR-S7.

EPE. **Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. Brasília: Empresa de Pesquisa Energética, 2018. Nota Técnica EPE 030/2018.

GE, Y.T.; CROPPER, R.. Performance evaluations of air-cooled condensers using pure and mixture refrigerants by four-section lumped modelling methods. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 10, p. 1549-1564, jul. 2005.

HASELDEN, Geoffrey G; CHEN, J. A computer simulation program for mixed-refrigerant air conditioning. **International Journal Of Refrigeration**, v. 17, n. 5, p. 343-350, jan. 1994.

JOVANE, Miguel E.. **Modeling and Analysis of a Novel Rotary Compressor**. 2007. 284 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Purdue University, West Lafayette, 2007.

MARCINICHEN, Jackson B.; MELO, Claudio. Comparative Analysis Between a Capillary Tube and an Electronic Expansion Valve in a Household Refrigerator. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, 2006, West Lafayette. **Proceedings [...]**. West Lafayette: Purdue University, 2006. p. 1-8.

MCQUISTON, Faye C.; PARKER, Jerald D.; SPITLER, Jeffrey D.. **Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis: analysis and design**. 6. ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons, Inc. All, 2005. 623 p.

MULLEN, C. E. *et al.* **Development and Validation of a Room Air Conditioning Simulation Model**. Urbana: ACRC Project 69, 1997. ACRC TR-116.

NEVES, Sidney. **A História do Ar-Condicionado**. 2021. Universidade Federal de Goiás. Disponível em: <https://www.cemeq.ufg.br>. Acesso em: 31 jul. 2021.

PARISE, José A. R.. Simulation of vapour-compression heat pumps. **Simulation**, [S.L.], v. 46, n. 2, p. 71-76, fev. 1986.

PAYNE, W. Vance; DOMANSKI, Piotr A.. A Comparison Of An R22 And An R410A Air Conditioner Operating At High Ambient Temperatures. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, 2002, West Lafayette. **Proceedings [...]**. West Lafayette: Purdue University, 2002.

POTTKER, Gustavo. **Potentials for cop increase in vapor compression systems**. 2012. 246 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, University Of Illinois A, Urbana-Champaign, 2012.

POTTKER, Gustavo; HRNJAK, Pega. Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. **International Journal Of Refrigeration**, v. 50, p. 156-164, fev. 2015.

PROPST, James Lawson. **Air conditioner condenser optimization**. 1975. 145 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Georgia Institute Of Technology, Atlanta, 1975.

RICHARDSON, David. **An object oriented simulation framework for steady-state analysis of vapor compression refrigeration systems and components**. 2006. 165 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, University Of Maryland, Maryland, 2006.

SADLER, Emma May. **Design analysis of a finned-tube condenser for a residential air-conditioner using R-22**. 2000. 147 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Georgia Institute Of Technology, Atlanta, 2000.

SANAYE, S; MALEKMOHAMMADI, H.R. Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, n. 13, p. 1807-1825, set. 2004.

SANTOS, Anderson Pinho dos. **Estudo e valiação de performance em sistemas de ar condicionado: um comparativo entre sistemas split system e sistema vrv (vazão de refrigerante variável)**. 2017. 67 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Processos, Universidade Federal do Pará, Belém, 2017.

SIAM COMPRESSOR INDUSTRY CO. LTD.. **RN145VHSMT**. 2011. Disponível em: <https://technic.siamcompressor.com/>. Acesso em: 24 jul. 2021.

STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W.. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill Ltda., 1985. 481 p. Tradução de José M. Saiz Jabardo, Euryale Zerbine, Silvio de Oliveira Júnior e Saburo Ikeda.

TARISH, Ali Lateef; HAMZAH, Mushtaq Talib; JWAD, Wasan Assad. Thermal and exergy analysis of optimal performance and refrigerant for an air conditioner split unit under different Iraq climatic conditions. **Thermal Science And Engineering Progress**, [S.L.], v. 19, out. 2020.

TECUMSEH. **Model: RK5515E-FZ3A Product**. 2019a. Performance Data Sheet. Disponível em: <https://www.tecumseh.com/>. Acesso em: 09 jul. 2021.

TECUMSEH. **Model: RK5512Y-NA3A**. 2019b. Performance Data Sheet. Disponível em: <https://www.tecumseh.com/>. Acesso em: 25 jun. 2021.

WANG, Chi-Chuan; CHI, Kuan-Yu; CHANG, Chun-Jung. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [S.L.], v. 43, n. 15, p. 2693-2700, ago. 2000.

WANG, Shan K.. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. 2. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill Ltda., 2001. 1401 p.

ZHOU, Feng *et al.* Determination of the Number of Tube Rows to Obtain Closure for Volume Averaging Theory Based Model of Fin-and-Tube Heat Exchangers. **Journal Of Heat Transfer**, v. 133, n. 12, p. 1-9, 6 out. 2011.

ZHU, Yonghua *et al.* Generic simulation model of multi-evaporator variable refrigerant flow air conditioning system for control analysis. **International Journal Of Refrigeration**, [S.L.], v. 36, n. 6, p. 1602-1615, set. 2013.