



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELO DINÂMICO DO RESFRIADOR DE GÁS DE UMA
BOMBA DE CALOR SOLAR A CO₂ PELO MÉTODO DE
FRONTEIRA MÓVEL**

IVANA DE FATIMA CAVALEIRO DE MACÊDO BRAGA

Belo Horizonte, 01 de março de 2019.

Ivana de Fatima Cavaleiro de Macêdo Braga

**MODELO DINÂMICO DO RESFRIADOR DE GÁS DE UMA
BOMBA DE CALOR SOLAR A CO₂ PELO MÉTODO DE
FRONTEIRA MÓVEL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Área de concentração: Energia e Sustentabilidade
Orientador: Prof. Raphael Nunes de Oliveira (Universidade Federal de Minas Gerais)
Co-orientador: Prof. Luiz Machado (Universidade Federal de Minas Gerais)

Belo Horizonte, 01 de março de 2019.

H924e

Braga, Ivana de Fátima Cavaleiro de Macêdo.
Modelo dinâmico do resfriador de gás de uma bomba de calor solar a CO₂ pelo método de fronteira móvel [manuscrito] / Ivana de Fátima Cavaleiro de Macêdo Braga. – 2019.
81 f., enc.: il.

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira.
Coorientador: Luiz Machado.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 78-81.

Bibliografia: f. 71-77.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Refrigeração - Teses. 3. Métodos de simulação - Teses. 4. Fluidos - Teses. I. Oliveira, Raphael Nunes de. II. Machado, Luiz. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

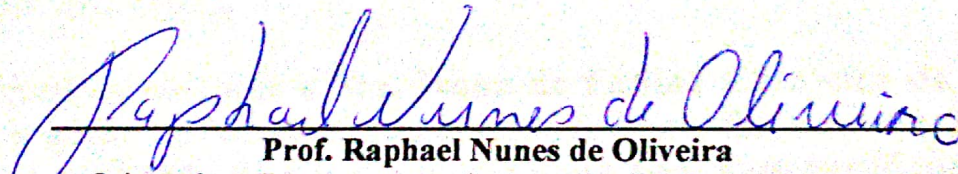
**"MODELO DINÂMICO DO RESFRIADOR DE GÁS DE UMA BOMBA
DE CALOR SOLAR A CO₂ PELO MÉTODO DE FRONTEIRA MÓVEL"**

IVANA DE FATIMA CAVALEIRO DE MACÊDO BRAGA

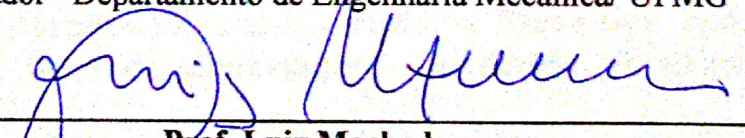
Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "ENERGIA E SUSTENTABILIDADE".

Dissertação aprovada no dia 01 de março de 2019.

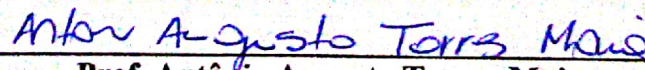
Por:




Prof. Raphael Nunes de Oliveira
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG




Prof. Luiz Machado
Co-orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG



Prof. Antônio Augusto Torres Maia
Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG



Prof. Juan Jose Garcia Pabon
Universidade Federal de Itajubá



Prof. Willian Moreira Duarte
Centro Universitário de Belo Horizonte

À Yara Macêdo.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelas infinitas segundas chances.

À Nossa Senhora, pelo colo de Mãe em todos os momentos.

À minha família - mãe, pai, Isabela e Igor: obrigada pelo amor, carinho e orações. Esse título é nosso.

Ao meu namorado, Paulo, por ser meu porto seguro. Amo você.

À minha família mineira: tia Ligia, tio Kaleu, Kaleu, Kaio, Kalili e Luana. Vocês são sensacionais e foram meu lar aqui, e eu jamais serei suficientemente grata.

Aos amigos que fiz em Minas Gerais: Grazi, Angel, Gabi e Ale, obrigada pela convivência tão boa aqui em BH! Túlio, Valdson, Marina, Alexandra, Juan, Sabrina, Tiago, William, Kássio, Cleisson e Maria Clara, muito obrigada pelos momentos de descontração, ajuda e ensinamentos no laboratório. Anninha, Tulinho, Lele e Analu: obrigada por todo carinho, amizade e por deixarem minhas quartas tão mais legais! Renata, Luz e Carol: obrigada por fazerem eu me sentir em casa, pelas conversas, almoços paraenses e por serem irmãs aqui. Irmãs Maria Cecília, Flora e Maria da Penha: obrigada por me levarem ao céu, vocês são as melhores vizinhas que alguém pode ter. Equipe da Crisma: obrigada pelo carinho, ensinamentos, e por me confiarem grande responsabilidade, a de evangelizar.

Aos melhores amigos desse mundo: Amanda Brasil e Felipe Oliveira, não vivo sem vocês.

Aos amigos de Belém, que rezam pelo meu sucesso e fazem questão de ser presentes, mesmo com a distância: Diretoria, Marcely e Batata, eu amo vocês.

Aos professores Antônio Maia e Willian Duarte, pelas avaliações e contribuições com este trabalho.

Ao professor Luiz Machado, pela acolhida no GREA, por toda a paciência e ensinamentos.

Ao professor Raphael Nunes, pela dedicação, disponibilidade, paciência e esforço, por todo o conhecimento repassado durante a orientação.

Ao professor Juan Pabón, pelos ensinamentos e contribuições feitas nesse trabalho.

Ao professor Ricardo Koury, que me acolheu na UFMG e se preocupou em me deixar em boas mãos.

Ao professor Carlos Umberto, por ter sido uma inspiração à carreira docente e por me despertar o interesse pelas ciências térmicas.

À Marina, secretária da pós-graduação, pela paciência em trabalhar e por sua amizade.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram com este trabalho,

Meus sinceros agradecimentos.

“Que a tua sabedoria não seja humilhação para o teu próximo. Guarda domínio sobre ti mesmo e nunca te abandones à tua cólera. Se esperas a paz definitiva, sorri ao destino que te fere; não firas a ninguém”.

Omar Khayyám, O homem que calculava.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
2	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	21
2.1	Estado da arte do CO ₂	21
2.1.1	História do CO ₂	21
2.1.2	Propriedades do CO ₂	22
2.2	Transferência de Calor em condensadores/resfriadores de gás	25
2.2.1	Coeficiente convectivo para escoamentos monofásicos em dutos internos	25
2.2.2	Coeficiente convectivo de escoamentos monofásicos em dutos anulares.....	26
2.2.3	Coeficiente convectivo de escoamentos bifásicos em condensadores	27
2.2.4	Perda de carga em escoamentos bifásicos	27
2.3	Modelagem matemática em trocadores de calor.....	29
2.3.1	Modelo de uma região	30
2.3.2	Modelo de fronteira móvel	31
2.3.3	Modelo de parâmetros distribuídos	32
2.3.4	Trabalhos comparativos entre tipos de modelos	32
2.4	Bombas de calor a CO ₂	33
2.5	Estudos realizados no GREA em sistemas de compressão de vapor.....	34
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	37
3.1	Protótipo da bomba de calor	37
3.2	Modelo geral	38
3.3	Modelo do compressor.....	41
3.4	Modelo do dispositivo de expansão.....	44
3.5	Modelo dinâmico do resfriador de gás / condensador	45
3.5.1	Coeficiente convectivo do CO ₂	46
3.5.1.1	Determinação dos coeficientes do CO ₂ no ciclo subcrítico	47

3.5.1.2	Determinação dos coeficientes do CO ₂ no ciclo transcrito	47
3.5.2	Balço interno do trocador de calor	48
3.5.3	Coefficiente convectivo da água	50
3.5.4	Balço externo do trocador de calor	50
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	52
4.1	Validação experimental em regime permanente	52
4.2	Influência do título de CO ₂ no interior do resfriador	55
4.3	Influência dos rendimentos isentrópico e volumétrico do compressor	56
4.4	Influência do superaquecimento na sucção do compressor	58
4.5	Influência da vazão e temperatura de entrada da água	60
4.5.1	Influência da temperatura ambiente	62
4.6	Influência do coeficiente de descarga da válvula de agulha	62
4.7	Comportamento da vazão de CO ₂ no resfriador	65
4.8	Influência do degrau de pressão de sucção do compressor	67
4.9	Tempo de simulação	67
5	CONCLUSÕES	69
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
	APÊNDICE A	78
A.1	Dedução das equações de conservação de massa	78
A.2	Dedução das equações de conservação de energia	79
A.3	Dedução da conservação de quantidade de movimento	80

NOMENCLATURA

a	área [m]
a_v	área da seção transversal da válvula de agulha [m ²]
C	fator adimensional modelo Martinelli
C_d	coeficiente de descarga
c_{il}	cilindrada [cm ³]
c_p	calor específico a pressão constante [kJ/kg ^o c]
c_v	calor específico a volume constante [kJ/kg ^o c]
D	diâmetro interno [m]
d_{ei}	diâmetro externo do tubo interno [m]
d_{ie}	diâmetro interno do tubo externo [m]
d_{ii}	diâmetro interno do tubo interno [m]
e_t	erro entre temperaturas da parede
e_v	erro entre vazões mássicas
F	força [N]
F	fator de fricção
f	fator de atrito
G	velocidade mássica [kg/m ² s]
g	gravidade [m ² /s]
h	entalpia [kJ/kg]
h	coeficiente de convecção [W/m ² o
k	condutividade [W/m ^o c]
M	Massa total
\dot{m}	vazão mássica [kg/s] ou [kg/h]

Nu	número de Nusselt
P	pressão [kPa]
pe	perímetro [m]
Pr	número de Prandtl
\dot{Q}	taxa de calor [W]
Re	número de Reynolds
rot	rotação [rpm]
T	temperatura [°C]
t	tempo [s]
u	energia interna [kJ/kg]
u	velocidade [m/s]
V	volume [m ³]
v	volume específico [m ³ /kg]
x	título
z	comprimento [m]

Letras gregas

α	fração de vazio
Δ	diferença entre saída e entrada
η_v	rendimento volumétrico
ϕ	fator corretivo do termo friccional
μ	viscosidade dinâmica [Pa.s]
ρ	massa específica [kg/m ³]
σ	tensão superficial [N/m]
θ	inclinação do trocador de calor [rad]

Subscritos

a	Água
amb	em meio ambiente
Cu	Cobre
D	Hidráulico
e	Entrada
f	ponto médio
i	ponto inicial do volume de controle
l	Líquido
lv	Bifásico
p	Parede
s	Saída
v	Vapor

Sobrescritos

0	Inicial
n	expoente do modelo de Dittus-Boelter

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1: Matriz elétrica brasileira em 2008. ANEEL, 2008.	19
Figura 1.2: Matriz elétrica brasileira em 2018. ANEEL, 2018.	19
Figura 2.1(a) e (b): Artigos apresentados na <i>Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference (GLC)</i>	22
Figura 2.2: Diagrama de pressão versus temperatura do CO ₂ . Fonte: Da Silva (2007).	24
Figura 2.3: Pressão de saturação <i>versus</i> temperatura de diversos fluidos.	25
Figura 2.4: Ciclo de bomba de calor e diagrama do CO ₂ transcrito.	33
Figura 3.1(a) e (b): Bomba de calor a CO ₂ do GREA – UFMG. Fonte: Oliveira (2013).	37
Figura 3.2: Processo de fabricação do conjunto trocador de calor + reservatório de água. Fonte: Oliveira (2013).	38
Figura 3.3: Fluxograma do modelo geral.	39
Figura 3.4: Ciclo subcrítico (linha azul) e supercrítico (linha verde) da bomba de calor a CO ₂	40
Figura 3.5: Diagrama de blocos do modelo geral.	40
Figura 3.6: Fluxograma do compressor.	43
Figura 3.7: Fluxograma da válvula de agulha.	44
Figura 3.8: Fluxograma do trocador de calor.	46
Figura 3.9: Esquema do trocador de calor de tubos concêntricos CO ₂ -água, em contracorrente.	49
Figura 3.10: Diagrama de blocos do escoamento do CO ₂ , em ciclo supercrítico.	50
Figura 3.11: Diagrama de blocos do escoamento do CO ₂ , em ciclo subcrítico.	50
Figura 3.12: Diagrama de blocos do escoamento da água, em ciclo supercrítico.	51
Figura 3.13: Diagrama de blocos do escoamento da água, em ciclo subcrítico.	51
Figura 4.1: Pressão de entrada do resfriador de gás, teórica versus experimental.	53
Figura 4.2: Pressão de saída do resfriador de gás, teórica versus experimental.	53
Figura 4.3: Pressão de entrada no resfriador, teórica e experimental, em função do aumento de Cd.	54
Figura 4.4: Pressão de saída do resfriador, teórica e experimental, em função do aumento de Cd.	54
Figura 4.5: Temperatura de saída da água, teórica e experimental, em função do aumento de Cd.	55

Figura 4.6: Pressão do CO ₂ na entrada do resfriador de gás em função do título.	56
Figura 4.7: COP e temperatura de saída da água em função do rendimento isentrópico do compressor.....	57
Figura 4.8: Valores de COP e da temperatura de saída da água em função do rendimento volumétrico do compressor.	57
Figura 4.9: Pressão de entrada do CO ₂ no resfriador em função do rendimento volumétrico do compressor.....	58
Figura 4.10: Diagrama pressão x entalpia para diferentes graus de superaquecimento na sucção do compressor.....	59
Figura 4.11: COP <i>versus</i> superaquecimento do CO ₂ na sucção do compressor.....	60
Figura 4.12: Diferença entre temperatura de saída e entrada da água em função de sua vazão mássica, para diferentes valores de temperatura de entrada da água.....	61
Figura 4.13: ΔT_a fornecidos pelo modelo x ΔT_a fornecidos pela Equação 4.1.	62
Figura 4.14: Diagrama de pressão versus entalpia do CO ₂ em função do coeficiente de descarga da válvula.....	63
Figura 4.15: (a) Resultados de Hou (2014) (adaptado) e (b) do modelo de fronteira móvel. ..	64
Figura 4.16: Valores de COP e temperatura de saída da água em função de coeficiente de descarga da válvula.....	64
Figura 4.17(a) e (b): Vazões de entrada e saída de CO ₂ ao longo do tempo. (b): Pressão de entrada do resfriador ao longo do tempo.	65
Figura 4.18: Vazão do compressor e da válvula de agulha da bomba de calor. Oliveira (2016), adaptado.....	66
Figura 4.19: Pressão de entrada do resfriador ao longo do tempo, com degraus na pressão de baixa em $t = 250$ s.....	67
Figura 4.20: Tempo de simulação do modelo por passo de tempo.	68
Figura 4.21: Tempo total de simulação do modelo.	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Propriedades de alguns fluidos refrigerantes.....	23
Tabela 2.2: Valores do parâmetro C para definição do termo friccional da perda de carga bifásica.....	29
Tabela 2.3: Resumo de trabalhos de trocadores de calor de sistemas de refrigeração.....	29

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
CFC	Clorofluorocarboneto
COP	Coefficiente de performance
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
GREA	Grupo de Refrigeração e Aquecimento
GLC	<i>Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference</i>
GWP	<i>Global Warming Potencial</i>
HCFC	Hidroclorofluorocarboneto
HFC	Hidrofluorocarboneto
IIR	Instituto Internacional de Refrigeração
ODP	<i>Ozone Depletion Potencial</i>
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

RESUMO

O presente trabalho propõe um modelo matemático para simular o comportamento de um trocador de calor, do tipo tubos bitubular com escoamento em contracorrente e helicoidal, que atua em regime dinâmico. O trocador de calor é usado para condensar/resfriar dióxido de carbono (CO_2) e aquecer água, sendo o componente do protótipo de uma bomba de calor solar, que objetiva o aquecimento de água para uso doméstico. A predição foi feita por meio de uma modelagem matemática usando a linguagem Fortran[®]. O modelo matemático utilizado foi do tipo fronteira móvel, e o escoamento foi considerado unidimensional, transiente e com perdas de carga ao longo do escoamento. O modelo de fronteira móvel foi confrontado com os dados experimentais obtidos em estudos na bomba de calor solar a CO_2 . Os resultados dessas comparações mostram que o modelo responde de forma similar aos testes experimentais, com desvio médio de 0,5% para as pressões de alta do ciclo e 4,8% para a temperatura de saída da água do resfriador.

Palavras-chave: Modelo dinâmico, fronteira móvel, CO_2 , trocador de calor, ciclo transcrito.

ABSTRACT

This work proposes a mathematical model to simulate the behavior of a bi-tubular heat exchanger, with countercurrent and helical flow, which operates in a dynamic state. The heat exchanger is a water heater system, by the condensation/cooling of Carbon Dioxide (CO₂) and it is component of a solar heat pump prototype, used to heat water for domestic use. A moving boundary model was built using the Fortran[®] programming language for prediction of the heat exchanger behavior. The CO₂ flow was considered unidimensional, transient and with pressure drop. The moving boundary model was compared with experimental data of the solar heat pump prototype, obtained in studies on the solar heat pump prototype. The results demonstrated good agreement between the model and the experiments, with mean percentage error equal to 0,5% for the high pressures of the cycle and 4,8% for the water outlet temperature.

Keywords: Dynamic model, Moving boundary model, CO₂, Heat exchanger, Transcritical cycle.

1 INTRODUÇÃO

A modelagem matemática é uma ferramenta empregada na solução e predição do comportamento de sistemas físicos, químicos, de engenharia, entre outros. Os modelos matemáticos podem ser úteis tanto no início de novos projetos de pesquisa, como quando utilizados para modificações de trabalhos experimentais de diversas áreas do conhecimento.

A preocupação acerca da preservação do meio ambiente tem se institucionalizado, e hoje é uma das prioridades do mundo. Desde 1972, acordos internacionais têm sido feitos com o objetivo de diminuir a emissão de gases contribuintes para o efeito estufa - responsável pelas mudanças climáticas, aumento do nível do mar, acidificação dos oceanos e condições meteorológicas extremas no mundo. Segundo a Agência Meteorológica das Nações Unidas, em 2018, o nível de gases causadores do efeito estufa chegaram a um novo recorde. Dessa forma, a seleção de fluidos refrigerantes precisa levar em consideração o nível de impacto ambiental que pode ser causado pelos mesmos. O CO₂, fluido selecionado neste estudo, é um fluido natural de baixo potencial de aquecimento global (GWP), quando comparado aos fluidos sintéticos, além de apresentar potencial para redução da camada de ozônio (ODP) igual a zero.

As fontes de energia sustentáveis também têm sido alvo de pesquisas científicas, a fim da diminuição do impacto ambiental. Em 2018, o Brasil apresentou mudanças positivas em sua produção de energia elétrica em relação ao cenário da década passada. Nas Figuras Figura 1.1 e Figura 1.2 são apresentados os gráficos da matriz elétrica brasileira de 2008 e 2018, respectivamente.

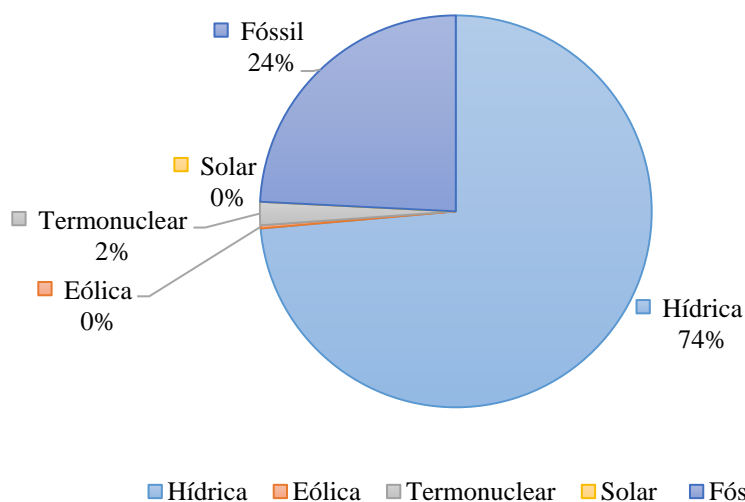


Figura 1.1: Matriz elétrica brasileira em 2008. ANEEL, 2008.

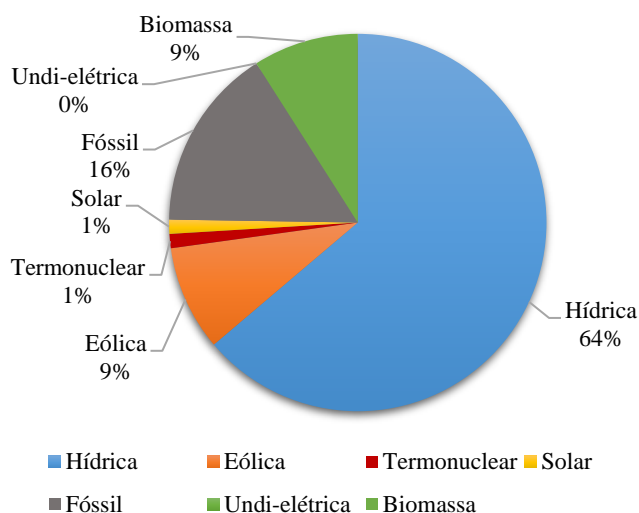


Figura 1.2: Matriz elétrica brasileira em 2018. ANEEL, 2018.

Analisando os gráficos das Figuras 1.1 e 1.2, percebe-se diminuição do uso da energia fóssil – caracterizada como energia não renovável - para produção de energia elétrica no país. Além disso, houve aumento da produção de energia eólica, solar, surgimento da energia undi-elétrica e energia proveniente da biomassa, consideradas energias sustentáveis, na matriz elétrica do Brasil.

O aquecimento de água para banho é uma necessidade em certas épocas do ano nas regiões centro, sul e sudeste do país. Segundo Torres (2018), os únicos países cujo aquecimento de água doméstica se dá majoritariamente por resistência elétrica são Brasil e Paraguai. Os chuveiros elétricos consomem grandes quantidades de energia elétrica para transformá-la em

calor. Nos países desenvolvidos, em muitos domicílios o aquecimento de água para banho é dado através dos sistemas de bomba de calor, que aproveitam energia térmica do meio externo - além de energia elétrica, para obtenção de água quente. O estudo em bombas de calor para aquecimento de água é fundamental, uma vez que essa tecnologia é uma alternativa à utilização de chuveiros elétricos.

Na refrigeração e aquecimento, os modelos matemáticos auxiliam no dimensionamento e ajuste de equipamentos e acessórios, uma vez que a modelagem pode descrever o comportamento de um sistema e das propriedades dos fluidos de trabalho após os processos termodinâmicos de um ciclo de refrigeração, de forma mais rápida e acessível em relação a procedimentos experimentais. Segundo Koury (1998), a modelagem pode ser uma ferramenta bastante útil nos estudos sobre a substituição dos fluidos refrigerantes que agridem o meio ambiente, e também na otimização do controle da capacidade frigorífica de um sistema. Além disso, os modelos matemáticos podem significar economia de tempo e capital: através dos mesmos, é possível prever os resultados de quaisquer modificações em sistemas mecânicos, evitando que novos instrumentos ou equipamentos inadequados ou danosos sejam adquiridos.

O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo dinâmico de fronteira móvel para estudar o comportamento de um trocador de calor de tubos concêntricos, utilizado para aquecimento de água a partir do resfriamento ou condensação do CO₂, que faz parte de um protótipo de bomba de calor solar, acervo de pesquisa do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais.

O trabalho tem como objetivo validar experimentalmente o modelo a partir do estudo experimental de Paulino (2019), comparar o modelo desenvolvido com o modelo do resfriador de gás de Oliveira (2013) no quesito tempo de simulação, tempo de ajuste, estabilidade e precisão.

Os capítulos seguintes abordam o referencial bibliográfico estudado e tido como relevante para a realização deste trabalho, a metodologia utilizada para o desenvolvimento do modelo e considerações pertinentes, os principais resultados obtidos na modelagem e a análise deles.

2 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Neste capítulo são expostos conceitos e trabalhos presentes na literatura referentes à modelagem matemática em trocadores de calor, ao fluido refrigerante R744 (CO₂) e a bombas de calor a CO₂ e, em especial, à bomba de calor solar do GREA.

2.1 Estado da arte do CO₂

2.1.1 História do CO₂

As primeiras descobertas acerca das características dos fluidos naturais foram feitas no século XVIII, pelos físicos Cullen e Black, em 1748, na Universidade de Glasgow, na Escócia (Pearson, 2005). Alguns anos depois, no início do século XIX, Oliver Evans propõe um ciclo fechado de refrigeração. Entretanto, essa tecnologia só ganha destaque em 1834, quando Jacob Perkins ganha uma patente britânica por uma máquina de refrigeração por compressão a vapor, que operava com éter. Até então, não havia registros do uso de CO₂ em sistemas frigoríficos.

Em 1866, Thaddeus Lowe utiliza pela primeira vez o CO₂ como refrigerante. O mercado do CO₂ na refrigeração ganha destaque, até que, no início do século XX, outros fluidos refrigerantes passam a ser desenvolvidos, e surgem os fluidos sintéticos: primeiramente, foram produzidos os Clorofluorocarbonetos (CFCs). Mais tarde, em vista de substituir os CFCs por conta da sua periculosidade à camada de ozônio, foram criados os Hidroclorofluorocarbonetos (HCFCs) e Hidrofluorocarbonetos (HFCs). Nesse momento, os fluidos naturais são preteridos e sua comercialização diminui.

Entretanto, as descobertas acerca dos prejuízos causados ao meio ambiente pelos fluidos sintéticos, a preocupação mundial acerca do efeito estufa e da destruição da camada de ozônio, os protocolos de Montreal em 1987, Kyoto em 1997, o acordo de Paris em 2015, a emenda de Kigali em 2019, despertam novamente na comunidade científica a utilização dos fluidos naturais- ar, água, amônia, CO₂, etc.- como alternativa para substituição dos sintéticos nocivos ao meio ambiente. O CO₂ serve como um fluido alternativo ambientalmente amigável, emergindo como uma boa escolha segundo cada indicador de performance ambiental (Srinivasan et al., 2010). Ele é classificado como um fluido seguro do grupo A1 (classificação de menor toxicidade), segundo a norma ASHRAE 34.

A Figura 2.1 é um gráfico do percentual de trabalhos apresentados sobre o CO₂ da *Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference* (GLC), conferência mundial bienal acerca da utilização de fluidos naturais, organizada pelo Instituto Internacional de Refrigeração (IIR).

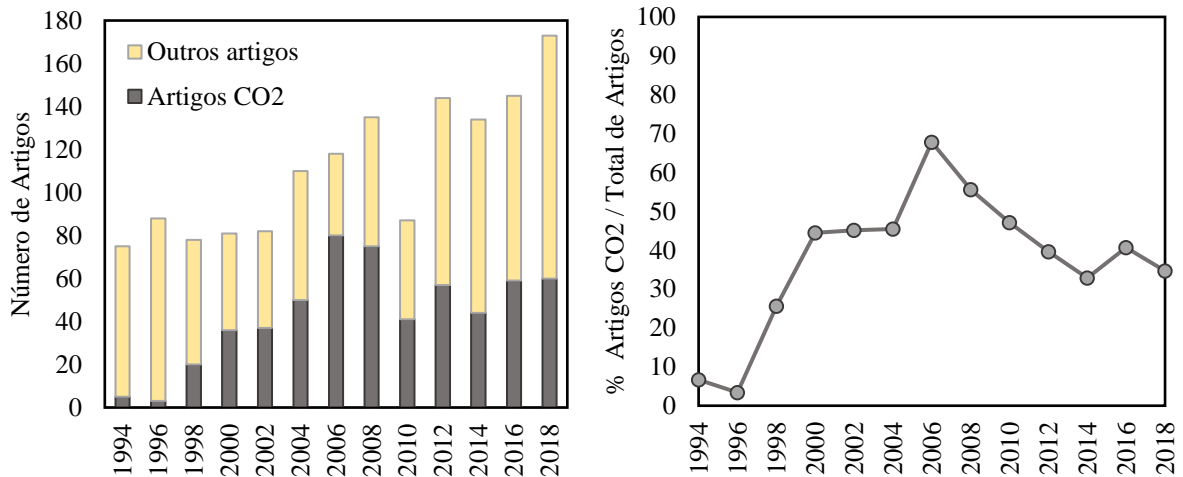


Figura 2.1(a) e (b): Artigos apresentados na *Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference* (GLC).

A Figura 2.1(a) mostra o número total de trabalhos apresentados em todas as conferências realizadas, de 1994, ano da primeira conferência, até o momento atual. As barras em cinza representam a quantidade de trabalhos acerca do CO₂, e as barras em amarelo representam os demais trabalhos apresentados. Na Figura 2.1(b), há um gráfico da evolução em percentual de trabalhos sobre o CO₂ ao longo dos anos. Nos últimos 18 anos, é possível perceber que o percentual de trabalhos da GLC envolvendo o CO₂ como tema principal é de, pelo menos, 32%.

2.1.2 Propriedades do CO₂

Nesta seção, algumas características do fluido refrigerante em estudo são apresentadas, assim como algumas conclusões acerca de suas propriedades, encontradas na literatura.

As principais características termodinâmicas de alguns fluidos sintéticos comerciais e do CO₂ (R-744) são apresentadas na Tabela 2.1:

Tabela 2.1: Propriedades de alguns fluidos refrigerantes

Propriedade	R-22	R-134a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP / GWP ^c	0,05/1700	0/1300	0/1900	0/0	0/3	0/1
Flamabilidade / toxicidade	N/N	N/N	N/N	S/S	S/N	N/N
Massa molar (kg/kmol)	86,5	102,0	72,6	17,0	44,1	44,0
Temperatura de evaporação ^d (°C)	-40,8	-26,2	-52,6	-33,3	-42,1	-78,4
Pressão crítica (MPa)	4,97	4,07	4,79	11,42	4,25	7,38
Temperatura crítica (°C)	96,0	101,1	70,2	133,0	96,7	31,1
Pressão reduzida ^e	0,10	0,07	0,16	0,04	0,11	0,47
Temperatura reduzida ^f	0,74	0,73	0,79	0,67	0,74	0,90
Efeito volumétrico de refrigeração ^g (kJ/m ³)	4356	2868	6763	4382	3907	22545

b - Mistura binária de R-32/125 (50/50, %).

c - Potencial de Aquecimento Global baseado em um período de 100 anos, obtido a partir dos dados fornecidos pelo Painel Sobre Mudanças Climáticas (IPCC).

d - ASHRAE *handbook* 2001, fundamentos.

e - Razão da pressão de saturação a 0 °C para a pressão crítica.

f - Razão entre a temperatura de 273,15 K (0 °C) para a temperatura crítica em Kelvin.

g - Capacidade de refrigeração por unidade de volume de fluido a 0°C.

Fonte: Kim *et al.* (2004), adaptado.

Pelos dados da Tabela 2.1, nota-se que o R-744 apresenta vantagens de cunho ambiental em relação aos demais fluidos, como seus níveis de ODP e GWP, sua flamabilidade e toxicidade. Seu efeito volumétrico de refrigeração é a maior entre os outros, o que garante maior COP.

A alta densidade do CO₂ em relação a outros fluidos naturais, é comentada por Da Silva (2007), Cleto (2007) Kumar e Srinivasan (2016). Essa característica traz vantagens a sua aplicação, como compressores mais compactos, menor quantidade de fluido refrigerante escoando pela instalação, menor perda de carga e menor tamanho de linhas e acessórios armazenadores de fluido. Mancini *et al.* (2011) compararam o CO₂ ao R134a em aplicações de bombas de calor, e encontraram resultados de consumo de energia elétrica mais vantajosos quando o CO₂ foi utilizado.

O CO₂ possui outras propriedades que o caracterizam como um bom fluido refrigerante, como:

- Estabilidade química e termodinâmica;
- Baixo custo e alta disponibilidade no mercado;
- É um fluido de baixa nocividade ao meio ambiente;

- Excelente miscibilidade em óleos lubrificantes.

A principal desvantagem do CO₂ são suas altas pressões. A Figura 2.2 mostra seu diagrama de pressão e temperatura:

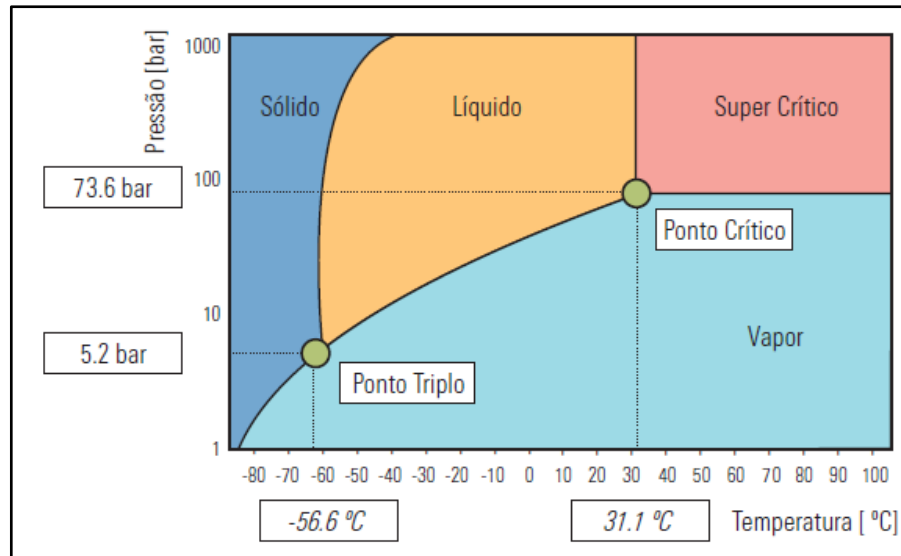


Figura 2.2: Diagrama de pressão versus temperatura do CO₂. Fonte: Da Silva (2007).

No diagrama de pressão e temperatura, são apontados o ponto triplo (-56,6 °C e 5,2 bar) e ponto crítico (31,1 °C e 73,77 bar) do CO₂, além das fronteiras entre as fases do fluido. O ponto crítico ocorre em uma temperatura quase ambiente, facilmente alcançada em dias quentes no território brasileiro.

Por suas altas pressões de operação a temperaturas próximas à ambiente, os sistemas de refrigeração a CO₂ requerem maior técnica para operação e exigem maior segurança em sistemas de maior porte. Componentes especiais resistentes à alta pressão são necessários, o que é um desafio aos fabricantes de sistemas de pequeno porte, como ar condicionados domésticos, geladeiras e sistemas de refrigeração/aquecimento automotivos. (Hermes e Melo, 2007).

A Figura 2.3 é um gráfico das curvas pressão *versus* temperatura de alguns fluidos refrigerantes. Os dados foram retirados do programa *Engineering Equation Solver*[®] (EES).

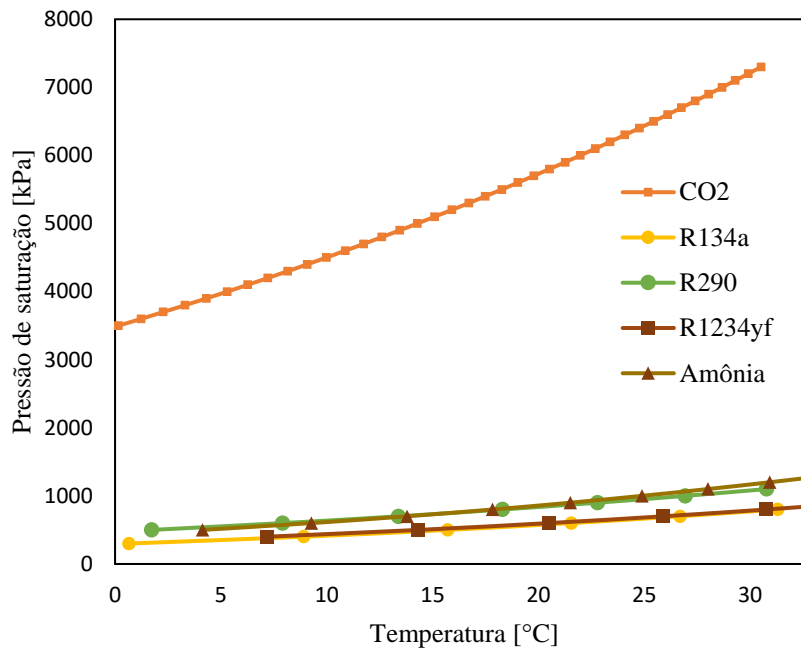


Figura 2.3: Pressão de saturação *versus* temperatura de diversos fluidos.

É discrepante a diferença entre a pressão de saturação a uma dada temperatura do CO_2 em relação a outros refrigerantes, sintéticos e naturais. Por conta da sua alta pressão crítica, os sistemas que o utilizam operam em ciclos transcíticos.

2.2 Transferência de Calor em condensadores/resfriadores de gás

A transferência de calor convectiva é o principal fenômeno ocorrente no interior do trocador de calor. Por isso, a definição da correlação adequada para o cálculo dos coeficientes convectivos (h) é importante. Nesta seção são apresentadas e justificadas as correlações utilizadas para determinação do coeficiente de convecção dos fluidos de trabalho do trocador.

2.2.1 Coeficiente convectivo para escoamentos monofásicos em dutos internos

Segundo Rohsenow et al. (1998), em escoamentos internos cujo regime é laminar e há fluxo de calor constante, o número de Nusselt (Nu) é igual a 4,364. Cavallini (2005), Son e Park (2006), Spindler (2006), Weifeng et al. (2009), Sarkar e Bhattacharyya (2012) e Yu et al. (2014) utilizaram a correlação de Gnielinski (1976) para a determinação do coeficiente de transferência de calor dos fluidos CO_2 e água a regimes monofásicos e turbulentos ($Re > 10^4$), em tubos lisos e horizontais, nas regiões sub e supercríticas. A correlação de Gnielinski (1976) fornece o

número de Nusselt, a partir dos números de Prandtl (Pr), Reynolds e do fator de atrito (f), e é mostrada na Equação (2.1):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re-1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.1)$$

Reynolds é fornecido pela Equação 2.2:

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad (2.2)$$

Onde G , D e μ são a velocidade mássica do fluido, o diâmetro interno da tubulação e viscosidade do fluido. O fator de atrito pode ser obtido pela correlação de Petukhov (1970), mostrada na Equação 2.3:

$$f = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (2.3)$$

Assim, tendo a condutividade do fluido (k) e o diâmetro interno do tubo (D), é possível determinar o coeficiente convectivo dos fluidos por:

$$h = \frac{kNu}{D} \quad (2.4)$$

2.2.2 Coeficiente convectivo de escoamentos monofásicos em dutos anulares

A correlação de Dittus-Boelter (1930) é amplamente conhecida e usada para cálculo de escoamentos monofásicos. Ela foi aplicada para o cálculo do coeficiente de convecção da água, que escoava em um duto anular, externo ao tubo interno por onde passa o CO_2 . Esta correlação vale para fluxo de calor constante em tubos circulares.

$$Nu = \begin{cases} 4,364 & \text{para } Re_D < 2300 \\ 0,023 Re_D^{0,8} Pr^n & \text{para } Re_D > 10^4 \end{cases} \quad (2.5)$$

O expoente n é igual a 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento do fluido. O termo Re_D refere-se ao Reynolds calculado para escoamento em dutos anulares, e sua diferença se deve ao diâmetro, que passa a ser definido como a diferença entre o diâmetro externo e o interno do duto. Ele é substituído pelo diâmetro interno (D) das Equações 2.2 e 2.4.

2.2.3 Coeficiente convectivo de escoamentos bifásicos em condensadores

O trocador de calor atua como condensador quando funciona abaixo da pressão crítica do CO_2 , dessa forma, entre a zona de vapor e de líquido, surge uma região bifásica. O cálculo do coeficiente convectivo durante a condensação de um fluido varia bastante em função do título do mesmo, definido como a relação entre massa de vapor e massa total da mistura bifásica. Para o cálculo do coeficiente de convecção na zona bifásica em condensadores, a correlação de Shah (1979), também utilizada por Faria (2013), Radermacher et al. (2016), Miguel et al., (2018) é mostrada na Equação 2.6:

$$h=h_1 \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{Pr_r^{0,38}} \right] \quad (2.6)$$

O termo h_1 é definido pela Equação 2.7; x representa o título da mistura.

$$h_1=0,023(GD/\mu_l)^{0,8} Pr_l^{0,4} k_l/D \quad (2.7)$$

Onde G é a velocidade mássica do fluido. Os termos μ_l , Pr_l e k_l representam viscosidade, Prandtl e condutividade do líquido saturado, respectivamente.

As correlações de Shah (2013) e Shah (2009) foram testadas, porém a relação que melhor respondeu ao modelo foi a de Shah (1979).

2.2.4 Perda de carga em escoamentos bifásicos

A perda de carga, causada por aspectos gravitacionais, friccionais e aceleracionais, ocorre tanto no escoamento monofásico quanto no bifásico. Essa é determinada pela equação de balanço de quantidade de movimento, encontrada em Collier e Thome (1994) da seguinte forma:

$$\frac{\partial P}{\partial z} = -G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] + \left(\frac{dP}{dz} F \right) - \left(\frac{\partial G}{\partial t} \right) - g \sin(\theta) [\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l] \quad (2.8)$$

Onde z representa o comprimento do tubo, v_v e v_l são os volumes específicos de vapor e líquido saturado, respectivamente. t é o tempo, θ representa a angulação do tubo em relação ao plano horizontal, ρ_v e ρ_l são as massas específicas de vapor e líquido saturado, respectivamente, e g é a gravidade. F representa o fator de fricção, determinado adiante nesta seção. A dedução da Equação 2.8 é apresentada no Apêndice A.

A fração de vazio é definida como a relação entre a área ocupada pelo vapor em relação a área de seção transversal total da tubulação. Existem várias correlações na literatura para o cálculo de α , dentre elas está a equação de Rouhani-Axelsson (1970), tida como de melhor acurácia, segundo Godbole et al. (2011) (apud Duarte, 2018, p. 36). A correlação de Rouhani-Axelsson (1970) é apresentada na Equação 2.9:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left\{ [1 + 0,12(1-x)] \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4}}{G\rho_l^{1/2}} \right\}^{-1} \quad (2.9)$$

Onde σ representa a tensão superficial do fluido.

O termo friccional $\left(\frac{dP}{dz} F \right)$ pode ser determinado através do modelo de Lockhart e Martinelli (1949), válido para escoamentos turbulentos, onde os mesmos apresentam um fator de correção ϕ_{lo}^2 . Dessa forma, o termo friccional sem derivação espacial corrigido é definido pela Equação 2.10 como:

$$\frac{dP}{dz} F = f_{lo} \frac{1}{D} \frac{v_l [G(1-x)]^2}{2} \phi_{lo}^2 \quad (2.10)$$

Onde f_{lo} é o fator de atrito do líquido saturado. ϕ_{lo}^2 é calculado através de:

$$\phi_{lo}^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2.11)$$

O parâmetro C é adimensional e definido através da Tabela 2.2:

Tabela 2.2: Valores do parâmetro C para definição do termo friccional da perda de carga bifásica.

Regime de escoamento da fase líquida	Regime de escoamento da fase de vapor	C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Fonte: Machado, 1996.

O termo X é o parâmetro de Martinelli, calculado pela Equação 2.12:

$$X = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2.12)$$

2.3 Modelagem matemática em trocadores de calor

Existem três tipos principais de modelos matemáticos usados para predição do comportamento de trocadores de calor: modelos de uma região, modelos de fronteira móvel e de parâmetros distribuídos. A Tabela 2.3 cita trabalhos referentes a trocadores de calor de sistemas de refrigeração, o(s) tipo(s) de modelo(s) utilizado(s) por seus autores, e a ocorrência ou não de validação experimental.

Tabela 2.3: Resumo de trabalhos de trocadores de calor de sistemas de refrigeração.

Tipo de modelo	Autores (ano)	Validação experimental
Uma região	Dhar (1979)	Não
	Chi and Didion (1982)	Sim
	Melo et al. (1988)	Sim
	Vargas and Parise (1995)	Não
	Liang et al. (2010)	Sim
	Nunes et al. (2015)	Não
	Li et al. (2017)	Sim
Fronteira móvel	Janssen et al. (1992)	Sim
	He et al. (1994)	Não
	Willatzen et al. (1998)	Sim
	Lei and Zaheeruddin (2005)	Não
	Zhang and Zhang (2006)	Sim
	Elaziz et al. (2006)	Não
	McKinley and Alleyne (2008)	Sim
	Bendapudi et al. (2008)	Sim
	Eldredge et al. (2008)	Sim
Schurt et al. (2009)	Sim	

	Li and Alleyne (2010)	Sim
	Liang et al. (2010)	Sim
	Rasmussen and Shenoy (2012)	Não
	Esbrí et al. (2015)	Sim
	Pangborn et al. (2015)	Não
	Rodriguez and Rasmussen (2017)	Não
	Yang and Ordonez (2018)	Sim
Parâmetros distribuídos	Sami et al. (1987)	Sim
	Chen and Lin (1991)	Sim
	Yuan and O'Neal (1994)	Sim
	Judge and Radermacher (1997)	Sim
	Jia et al. (1999)	Sim
	Koury et al. (2001)	Sim
	Mithraratne and Wijesundera (2002)	Sim
	Haberschill et al. (2003)	Não
	Kim et al. (2004)	Sim
	Porkhial et al. (2006)	Sim
	Schiavo and Casella (2007)	Não
	Bendapudi et al. (2008)	Sim
	Hermes and Melo (2009)	Sim
	Kapadia et al. (2009)	Sim
	Koury et al. (2013)	Sim
	Berger et al. (2015)	Sim
	Wu et al. (2015)	Sim
	Laughman et al. (2015)	Sim
	Pangborn et al. (2015)	Não
	Faria et al. (2016)	Sim
	Nunes et al. (2016)	Sim
	Rodriguez and Rasmussen (2017)	Não

Fonte: (Garcia et al., 2018)

É possível notar que o modelo de parâmetros distribuídos é mais utilizado em relação aos demais, e o modelo de uma região tem sido pouco utilizado nos últimos anos. Alguns trabalhos, como o de Bendapudi et al. (2008) e Pangborn et al. (2016) utilizam mais de um modelo e comparam o desempenho dos mesmos em relação a tempo de simulação, complexidade, estabilidade, entre outras características.

A seguir, os modelos serão descritos e os trabalhos de comparação serão apresentados, com seus resultados acerca do desempenho dos modelos.

2.3.1 Modelo de uma região

No modelo de uma região, o sistema não é dividido em volumes de controle. São consideradas as propriedades na entrada e na saída do sistema, apesar das mudanças de fase, entre outros fenômenos termodinâmicos que ocorrem ao longo do escoamento. É fácil observar

que o modelo de uma região apresenta resultados menos precisos em relação ao comportamento físico dos trocadores (Zhang e Zhang, 2006). Entretanto, esse modelo é o mais simples de ser aplicado, por apresentar apenas um volume de controle, e por isso ainda é utilizado em sistemas de compressão de vapor.

2.3.2 Modelo de fronteira móvel

O modelo de fronteira móvel, amplamente utilizado em estudos de trocadores de calor, consiste na mobilidade do comprimento das regiões de diferentes fases de um trocador; dessa forma, as equações que regem os princípios físicos do trocador são aplicadas em cada região, ou volumes de controle de fronteiras variáveis (Li *et al.*, 2015). Os pioneiros nesse modelo foram Grald e MacArthur (1992), que apresentaram em seu trabalho *A moving-boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows*, um modelo de fronteira móvel aplicado a um evaporador atuando em regime permanente, e componente de uma bomba de calor. Eles desenvolveram este modelo com o objetivo de ter uma opção de menor complexidade e esforço computacional que o modelo de parâmetros distribuídos, porém mantendo resultados de maior acurácia que o modelo de uma região.

O modelo de fronteira móvel, segundo Grald e MacArthur (1992), é o mais adequado em casos de muitos componentes interativos. Eborn *et al.*, 2005 afirmam que este modelo apresenta a essência do modelo de parâmetros distribuídos e é muito mais veloz e menos dispendioso, inclusive quando comparado também a modelos numéricos. Essas características o tornam a primeira opção em situações que exigem menor tempo de processamento, como em sistemas de controle e aplicações industriais (Rasmussen, 2006; Leducq *et al.*, 2003; Cheng e Asada, 2006). A principal vantagem entre o modelo de fronteira móvel e os demais modelos citados é que esse método divide o trocador de calor em um número muito pequeno de regiões (no máximo três - zona de vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido subresfriado), o que diminui sua complexidade computacional em relação ao modelo de parâmetros distribuídos, e aumenta sua precisão em relação ao modelo de apenas uma região.

Alguns autores, como Zhang e Zhang (2006), Rasmussen (2012), Bonilla *et al.* (2015) e Zapata *et al.* (2013), desenvolveram modelos de fronteira móvel em trocadores de calor a CO₂. Em seus modelos, foi negligenciada a perda de carga ao longo do processo. Sobretudo, os autores compararam seus modelos a dados experimentais e obtiveram bons resultados.

2.3.3 Modelo de parâmetros distribuídos

O modelo de parâmetros distribuídos divide o trocador em um número grande de pequenos volumes de controle fixos, e considera que as propriedades do fluido são uniformes ao longo de cada pequeno volume (Laughman et al., 2015). A acurácia física desse modelo aumenta de acordo com o aumento de volumes de controle discretizados, assim como sua complexidade. Esse modelo tem sido preferido em estudos de trocadores de calor, graças a sua alta precisão. Porém, o tempo de simulação e robustez do processador acabam sendo superiores em relação aos outros modelos. Isso torna o modelo de parâmetros distribuídos menos viável em aplicações práticas, vistas no ramo industrial.

2.3.4 Trabalhos comparativos entre tipos de modelos

Bendapudi et al. (2008) fizeram um estudo comparativo entre o modelo de fronteira móvel e de parâmetros distribuídos de um trocador de calor de casco e tubo. Os autores concluíram que o modelo de parâmetros distribuídos é mais robusto durante o *start-up* e nos instantes em que ocorre mudança de carga no trocador, mas a simulação é executada mais lentamente. O modelo de fronteira móvel lida mais facilmente com todas as mudanças de carga, mas a estabilidade de partida é mais sensível às formulações de compressores e válvulas de expansão. O modelo de fronteira móvel é executado cerca de três vezes mais rápido que o de parâmetros distribuídos, mantendo uma precisão quase idêntica. Desideri et al., (2016) encontraram a mesma relação entre tempos de simulação do modelo de fronteira móvel e de parâmetros distribuídos, em seu estudo de um ciclo Rankine.

Pangborn et al. (2015) também compararam modelos dinâmicos de parâmetros distribuídos e de fronteira móvel em sistemas de compressão de vapor. Os autores afirmam que o verdadeiro *tradeoff* entre os dois tipos de modelo é velocidade *versus* flexibilidade: O modelo de fronteira móvel apresenta velocidade de simulação mais rápida, enquanto o modelo de parâmetros distribuídos é mais flexível para adaptação a trocadores de calor de diferentes configurações físicas.

Rodriguez e Rasmussen (2017) compararam o modelo de fronteira móvel contra o modelo de parâmetros distribuídos em um evaporador. Os autores concluíram que a vantagem do modelo de parâmetros distribuídos é a sua aceitação a mudanças de geometria, vazão ou propriedades termodinâmicas, embora o faça às custas de alta carga computacional e tempo de simulação.

Os trabalhos comparativos concluem que o modelo de fronteira móvel não está aquém do modelo de parâmetros distribuídos no quesito precisão. Apesar deste último modelo apresentar maior estabilidade em mudanças de carga e no *start-up* dos sistemas, o modelo de fronteira móvel é cerca de três vezes mais veloz que o de parâmetros distribuídos.

2.4 Bombas de calor a CO₂

Os sistemas de bomba de calor a CO₂ costumam trabalhar em regime supercrítico, ou seja, a pressão de alta do ciclo é superior à pressão crítica desse fluido (7390 kPa). Dessa forma, não há condensação de CO₂, o fluido apenas sofre resfriamento, e o trocador de calor que atuaria como condensador passa a atuar como resfriador de gás. A Figura 2.4 mostra o ciclo supercrítico de uma bomba de calor a CO₂ e seu diagrama de pressão *versus* entalpia.

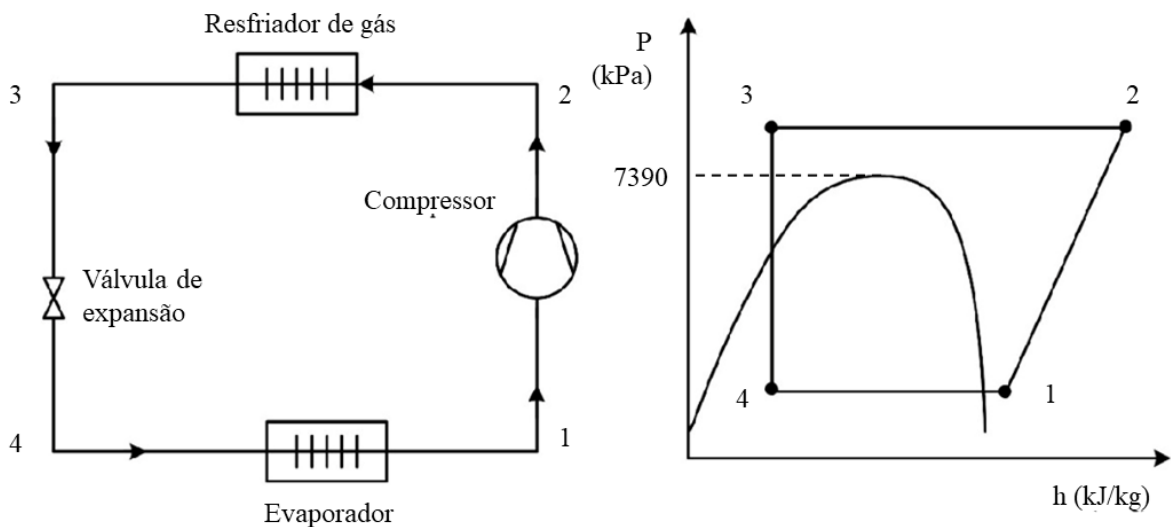


Figura 2.4: Ciclo de bomba de calor e diagrama do CO₂ transcrito

A pressão de trabalho do resfriador de gás é influenciada não apenas pela temperatura no processo de aquecimento do fluido secundário, mas também pelo fator de descarga do dispositivo de expansão da bomba de calor (Cecchinato et al., 2011). Assim, é interessante que se determine uma pressão de alta ótima no ciclo, pressão cujo COP do sistema seja o maior possível.

Yokoyama et al (2007) desenvolveram um modelo numérico para uma bomba de calor a CO₂ para aquecimento de água doméstica, usando um tanque de estocagem de água quente. A modelagem foi desenvolvida em regime permanente. O resfriador de gás adotado foi do tipo

contracorrente. No estudo, foram analisados o efeito da temperatura de saída do ar e a temperatura de saída da água na performance da bomba de calor. A validação do modelo foi feita comparando resultados experimentais e de outros modelos.

Sarkar e Bhattacharyya (2012) fizeram comparações entre mudanças nas temperaturas de saída e entrada de água em sistemas de bomba de calor e refrigeração a CO₂, através de modelagem e experimentos. O COP cresce (tanto em sistemas de refrigeração quanto em bombas de calor) com o aumento de massa de água e também de temperatura da água na entrada do resfriador.

Yu et al. (2014) Investigaram através de modelagem matemática a performance de um resfriador de gás CO₂-água, de tubos concêntricos, onde o CO₂ escoava pela região anular do trocador, em contracorrente. Nas pressões próximas à pressão crítica do CO₂, foram encontrados altos valores de coeficiente de transferência de calor. O aumento da vazão de água resultou em maiores coeficientes de transferência de calor por convecção.

Eslami-Nejad et al. (2018), em seus estudos teóricos e experimentais acerca de um sistema de bomba de calor a CO₂ para aquecimento de água, encontraram COP's acima de 3 e aumentos de 30°C entre a entrada e saída de água apenas em ciclos supercríticos. Os autores simularam mudanças nos níveis de superaquecimento do CO₂ na sucção do compressor, vazão de CO₂, vazão de água, entre outros.

A partir da revisão bibliográfica feita, é possível perceber que os modelos são bastante utilizados para o estudo de bombas de calor a CO₂ e, nos trabalhos analisados, o regime de operação dos sistemas é sempre transcrito.

2.5 Estudos realizados no GREA em sistemas de compressão de vapor

Alguns trabalhos teóricos e experimentais em sistemas de compressão de vapor foram desenvolvidos no Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) da UFMG. Uma síntese dos principais trabalhos é apresentada nesta seção.

Em sua tese, Machado (1996) estudou o comportamento em regime transiente de um evaporador coaxial multitubular de uma máquina frigorífica, através de modelagem numérica e experimental. O autor utiliza correlações para cálculo dos coeficientes de troca térmica e aplica equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento em seu modelo teórico.

Koury (1998) desenvolveu modelos numéricos para a predição do comportamento de uma máquina de compressão a vapor, em regime permanente e transiente. O autor apresentou um estudo sobre a determinação dos passos temporal e espacial utilizado em sua modelagem.

Maia (2007) apresentou sua tese intitulada “Modelagem Matemática e Estudo Experimental de uma Bomba de Calor Ar-Água de Baixo Custo para Uso Residencial”. Nela, foi desenvolvido um modelo matemático de parâmetros distribuídos para um evaporador de tubos concêntricos. O modelo foi validado com dados experimentais. Na região monofásica do evaporador, a correlação empregada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na região de superaquecimento foi a de Dittus-Boelter.

Oliveira (2010) apresentou sua dissertação, que consistia no desenvolvimento de um modelo matemático em regime transiente para simular a operação de um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água. Neste trabalho, foram testados parâmetros geométricos do sistema (diâmetro do tubo, área da placa, etc), materiais para os tubos e a placa e diferentes condições climáticas.

Faria (2013) desenvolveu uma modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão do protótipo da bomba de calor solar. O autor utiliza a correlação de Sarkar et al (2009) para definir dados de entrada do compressor, que serão utilizados na modelagem do evaporador solar. Para calcular a vazão mássica fornecida pela válvula de expansão utilizou-se a equação apresentada por Park *et al.* (2007). Foram encontradas diferenças entre os valores experimental e teórico no regime transiente, que podem ser explicadas pela condição inicial estimada e fornecida ao modelo.

Oliveira et al. (2016) realizaram estudos na bomba de calor solar, em especial no resfriador da máquina. No trabalho, foi feita uma modelagem dinâmica no condensador/resfriador, além de experimentos para a validação do seu modelo. A modelagem no equipamento foi feita pelo método de parâmetros distribuídos, e alguns dados de entrada foram obtidos da modelagem feita no compressor da bomba. Os modelos do compressor e do dispositivo de expansão foram necessários para a modelagem do resfriador. Para o modelo do compressor, foi utilizada a correlação feita por Sarkar et al. (2009). Na válvula de agulha - utilizada como dispositivo de expansão - a equação de Martin e Rieberer (2007) foi escolhida descrever o funcionamento da mesma. Os resultados mostram pequenas diferenças entre as temperaturas de saída e entrada do CO₂ no resfriador obtidas experimentalmente e matematicamente. Foi observado que o aumento da temperatura de entrada da água no resfriador causa uma queda no COP do sistema, tanto no trabalho de Oliveira (2013) quanto no de Sarkar et al. (2006, 2009).

Duarte (2018), em sua tese, desenvolveu um modelo numérico de parâmetros concentrados para os trocadores de calor e um modelo semiempírico para o compressor de uma bomba de calor solar de expansão direta, utilizando refrigerantes de baixo GWP. Seu modelo foi validado experimentalmente por a partir de uma bomba de calor solar que usa o R134a.

Paulino et al. (2019) trabalharam em um modelo e uma análise experimental sobre a radiação solar na bomba de calor solar a CO₂ do GREA. Em seus resultados, os autores concluíram que para pequenas variações de radiação solar produzem efeitos relevantes no superaquecimento da bomba de calor. Esse aumento brusco de grau de superaquecimento na bomba requer respostas rápidas do dispositivo de expansão; afirmou-se que uma válvula de expansão eletrônica seria mais adequada ao sistema.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Protótipo da bomba de calor

O protótipo de bomba de calor solar do GREA, que engloba o resfriador de gás em estudo, pode ser visto na Figura 3.1.

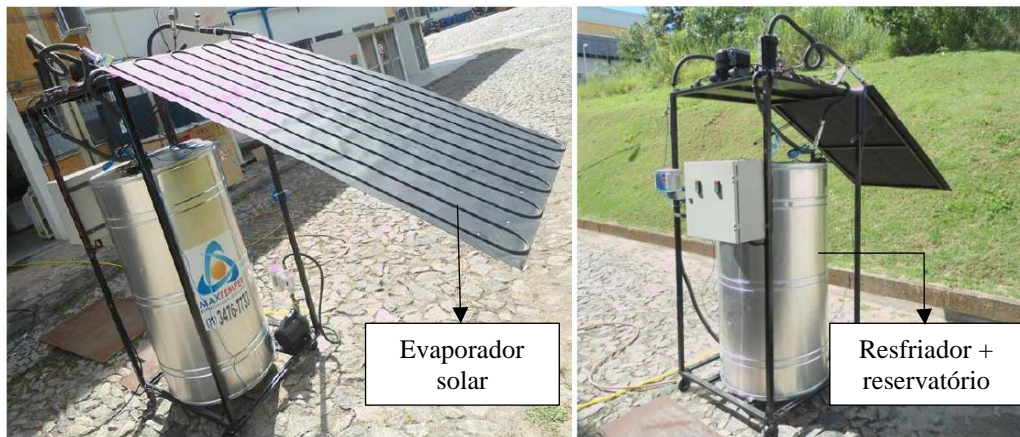


Figura 3.1(a) e (b): Bomba de calor a CO₂ do GREA – UFMG. Fonte: Oliveira (2013).

O protótipo tem como componentes principais um compressor alternativo, um evaporador solar, um resfriador de gás e uma válvula de agulha. A bomba de calor opera com CO₂ em ciclo transcrito. O fluido secundário do sistema é a água, e o objetivo da bomba de calor é o aquecimento de água para uso doméstico.

O protótipo possui uma bomba hidráulica, para bombeamento da água pelo resfriador de gás, e termopares tipo T (precisão de $\pm 0,5$ °C) nas tubulações de entrada e saída da água do resfriador de gás, para medição do aquecimento de água realizado pela bomba de calor.

Na saída/entrada dos componentes principais da bomba de calor, a pressão e temperatura são medidas por transdutores de pressão (precisão de 50 kPa) e termopares tipo T (precisão de $\pm 0,5$ °C), respectivamente.

O resfriador de gás possui um tanque, que armazena a água que sai do resfriador, já aquecida. O equipamento foi construído com o auxílio da empresa Maxtemper. O trocador de calor, feito em cobre, foi posicionado ao redor do reservatório de água. O conjunto reservatório + trocador de calor foi isolado termicamente com polietileno, como mostra o passo a passo da Figura 3.2.

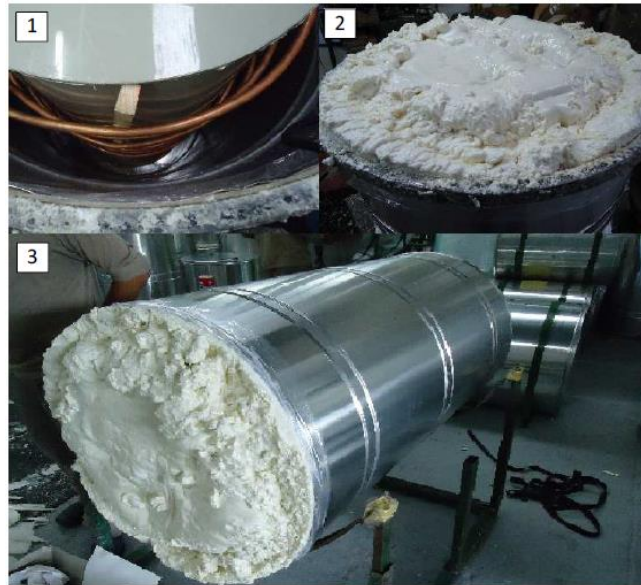


Figura 3.2: Processo de fabricação do conjunto trocador de calor + reservatório de água. Fonte: Oliveira (2013).

A metodologia do modelo desenvolvido para a análise do comportamento do resfriador de gás é apresentada nas sessões posteriores deste capítulo. O modelo simula também o comportamento do compressor, que antecede o resfriador de gás no ciclo da bomba de calor a CO_2 , e da válvula de agulha, que sucede o resfriador de gás no ciclo da bomba.

3.2 Modelo geral

O modelo dinâmico desenvolvido foi escrito em linguagem de programação Fortran[®], no compilador Microsoft Visual Studio[®] 2010. O modelo foi simulado em um processador da fabricante Dell[®], modelo Inspiron 5420, do tipo Intel[®] Core[™] i5. O passo de tempo utilizado no modelo foi $dt=5s$. O fluxograma do modelo geral é mostrado na Figura 3.3.

O modelo simula o comportamento do compressor, resfriador de gás e da válvula de agulha desde a partida a frio. No tempo igual a zero, a temperatura do CO_2 foi considerada 25°C , e sua pressão é a pressão de saturação para esta temperatura, igual a 6434 kPa .

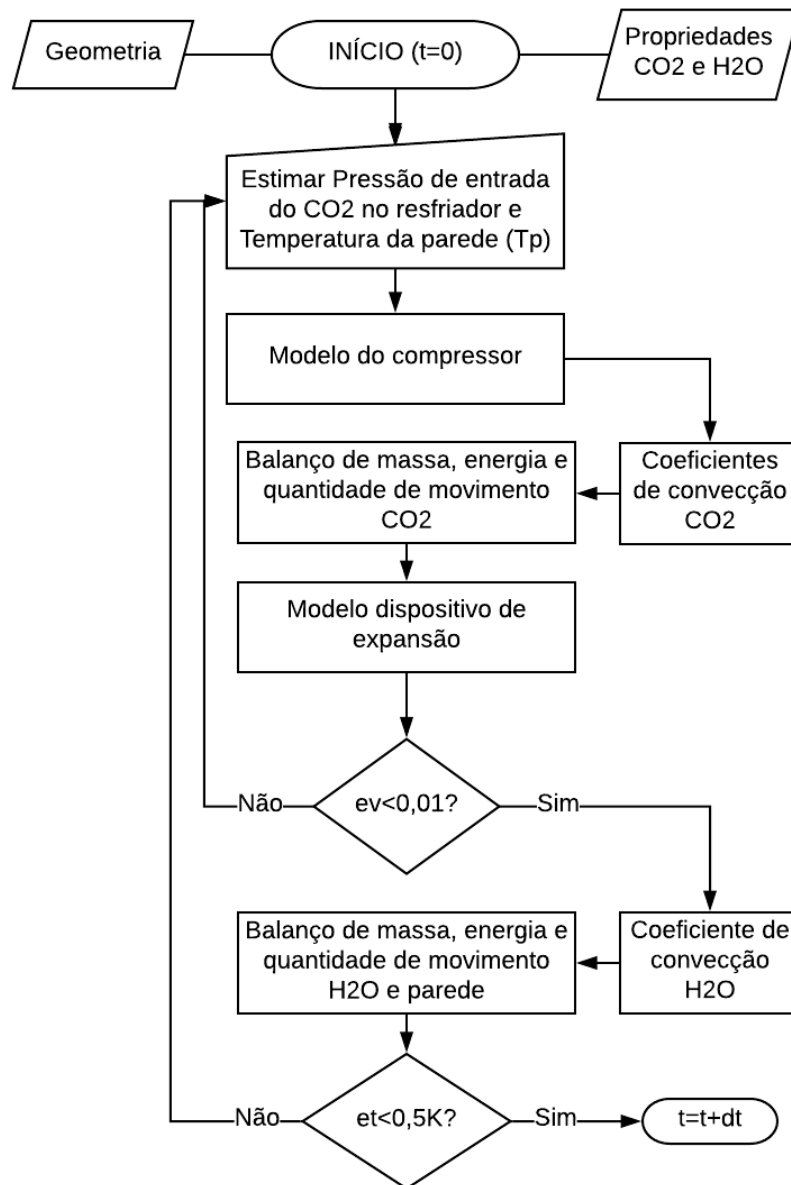


Figura 3.3: Fluxograma do modelo geral.

O termo e_v se refere ao erro entre a vazão mássica de saída do resfriador e a vazão mássica de entrada do dispositivo de expansão. O termo e_t refere-se ao erro entre a temperatura da parede estimada e a temperatura de parede calculada no balanço externo do trocador.

Os dados geométricos do resfriador de gás, as propriedades termodinâmicas dos fluidos (definidas a partir das equações descritas em Span e Wagner (1996)) e as condições iniciais no instante de tempo zero são dados de entrada do modelo. É estimada uma pressão na entrada do resfriador de gás, P_{f2} , e uma temperatura da parede interna do trocador de calor, T_p , a que divide o escoamento de CO_2 e o de água.

As principais considerações simplificadoras do modelo são:

- Perda de calor através do isolamento térmico do resfriador desprezível;

- Condução térmica axial na parede do tubo interno desprezível;
- Resistência térmica radial da parede do tubo interno desprezível;
- Processos de compressão e expansão adiabáticos;
- Perda de carga helicoidal negligenciada;
- Tubo interno simetricamente centralizado no tubo externo do trocador de calor;
- Propriedades dos fluidos em cada região tomadas na temperatura média.
- Título inicial do CO₂ no resfriador de gás igual a 50%.

O ciclo da bomba de calor é representado pela Figura 3.4.

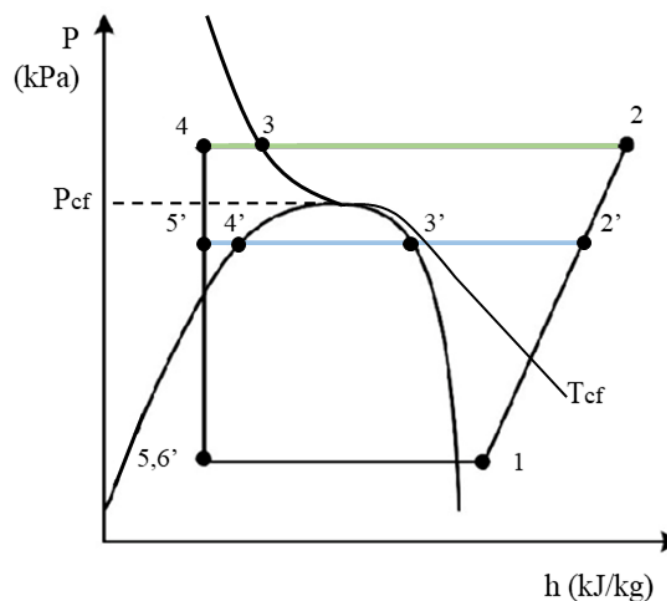


Figura 3.4: Ciclo subcrítico (linha azul) e supercrítico (linha verde) da bomba de calor a CO₂.

Os termos T_{cf} e P_{cf} referem-se à temperatura e pressão críticas do CO₂: 31 °C e 7390 kPa.

O diagrama de blocos do modelo geral está representado na Figura 3.5.

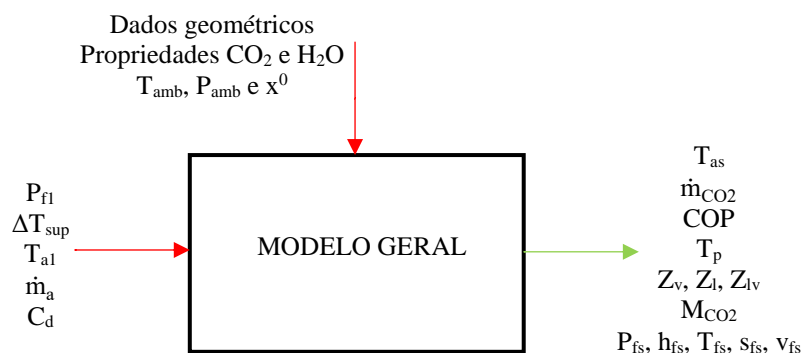


Figura 3.5: Diagrama de blocos do modelo geral.

Os termos M_{CO_2} e x^0 são a massa total de CO_2 em regime permanente (kg) e o título de fluido refrigerante no tempo zero.

T_{amb} e P_{amb} representam temperatura e pressão do meio ambiente, em °C e kPa.

ΔT_{sup} e C_d são o grau de superaquecimento do CO_2 na sucção do compressor, em °C, e o coeficiente de descarga da válvula de agulha.

z_v , z_{lv} e z_l são, respectivamente, o comprimento da região de vapor, da região bifásica, e da região de líquido do trocador de calor.

T_{a1} e T_{as} são a temperatura da água na entrada e saída do trocador de calor, respectivamente.

Os termos \dot{m}_{CO_2} e \dot{m}_a são a vazão mássica do CO_2 e da água. P_{fs} , T_{fs} , h_{fs} , v_{fs} e s_{fs} são pressão, temperatura, entalpia, volume específico e entropia do fluido refrigerante na saída do trocador de calor.

As três principais rotinas de programação do modelo são descritas nos seguintes tópicos deste capítulo.

3.3 Modelo do compressor

O compressor da bomba de calor a CO_2 foi fabricado pela empresa Sanden, seu modelo é o SRCADB. O compressor possui deslocamento volumétrico de $1,75 \text{ cm}^3$.

No modelo matemático do compressor, a Equação 3.1 foi desenvolvida a partir de uma regressão linear. Nesta regressão, foram utilizados os dados experimentais extraídos de Paulino (2019) e Faria (2013), que estudam o protótipo apresentado no presente trabalho.

A Equação 3.1 foi usada para definir a pressão de baixa do ciclo, que no instante de tempo zero é igual a P_{f2} . A partir de $t=120s$, aproximadamente, a pressão de baixa torna-se permanente (Faria, 2013), e o modelo do compressor se torna estável.

$$P_{f1}=0,0023t^4-1,7356t^3+480,1t^2-56800t+6.10^6 \quad (3.1)$$

P_{f1} é a pressão de entrada do compressor, em Pa.

Os rendimentos isentrópico e volumétrico foram considerados 0,7. A vazão de saída do compressor (\dot{m}_{f2}) e a temperatura do CO_2 na descarga do compressor (T_{f2}) são as variáveis de saída do modelo do compressor. A vazão mássica do compressor é determinada pela Equação 3.2.

$$\dot{m}_{f2} = \dot{m}_{f1} = \text{rot} \cdot \text{cil} \cdot \rho_{f1} \cdot \eta_v \quad (3.2)$$

Onde m_{f1} , rot, cil, ρ_{f1} , η_v são, respectivamente, a vazão mássica, a rotação, a cilindrada, a massa específica de entrada e o rendimento volumétrico do compressor.

As propriedades termodinâmicas do CO₂ na entrada e saída do compressor são definidas por tabelas termodinâmicas implementadas no modelo do compressor, das equações de Span e Wagner (1996).

A Equação 3.3 é utilizada para calcular a entalpia do fluido na descarga do compressor.

$$h_{f2} = h_{f1} + (h_{f2s} - h_{f1}) / \eta_s \quad (3.3)$$

Os termos h_{f1} e h_{f2s} representam a entalpia do fluido na sucção do compressor e a entalpia de descarga do compressor caso o sistema fosse isentrópico, em kJ/kg. O termo η_s representa o rendimento isentrópico do compressor.

O fluxograma do compressor é mostrado na Figura 3.6.

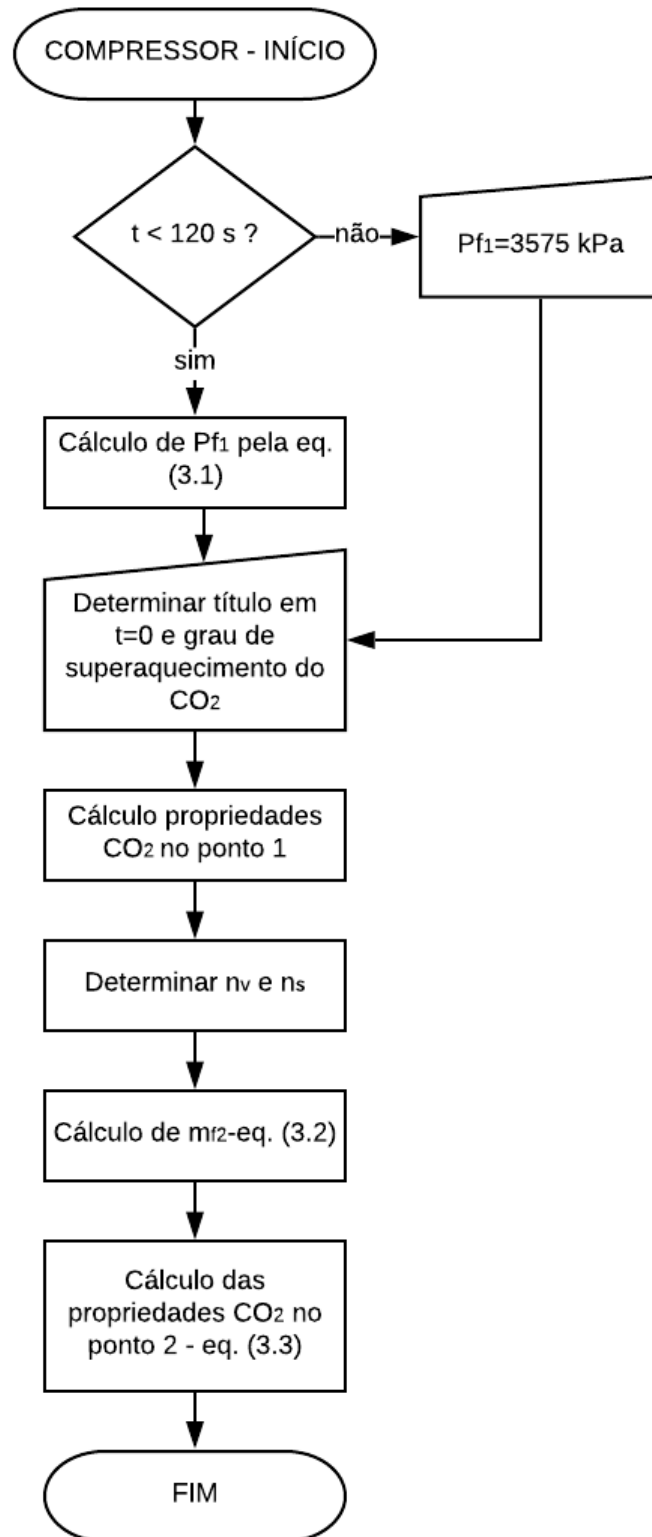


Figura 3.6: Fluxograma do compressor.

3.4 Modelo do dispositivo de expansão

Na bomba de calor a CO₂ do GREA, uma válvula agulha atua como dispositivo de expansão. A válvula é a SS-31RS4, da fabricante Swagelok. Ela é manual e feita em aço inoxidável. Seu número máximo de voltas é 10, ela suporta pressões de até 30000 kPa, e seu orifício tem área de 1,6 mm².

O modelo utilizado para a predição do comportamento da válvula agulha foi o de Martin (2007), descrito na Equação 3.4.

$$\dot{m}_v = a_v C_d \sqrt{(P_{fs} - P_{fl}) \rho_{fs}} \quad (3.4)$$

Onde \dot{m}_v , a_v , C_d , P_{fs} e ρ_{fs} são a vazão mássica de entrada, área da seção transversal e o coeficiente de descarga do dispositivo de expansão, a pressão e a vazão mássica de saída do trocador de calor.

A Figura 3.7 mostra o fluxograma da válvula de agulha.

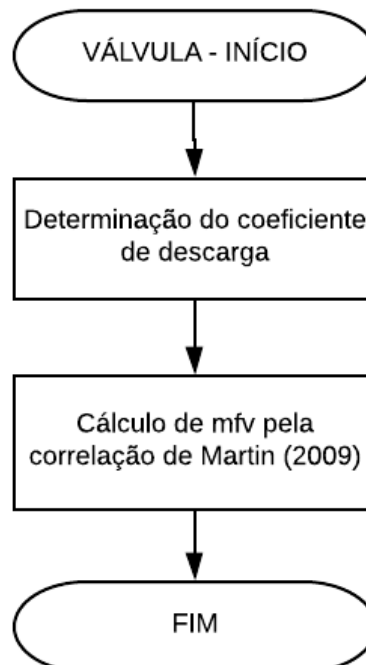


Figura 3.7: Fluxograma da válvula de agulha.

A partir do valor de vazão mássica de entrada da válvula agulha e do valor de vazão mássica de saída do trocador de calor (\dot{m}_{fs}), é possível calcular e_v :

$$e_v = \frac{|\dot{m}_v - \dot{m}_{fs}|}{\dot{m}_v} \quad (3.5)$$

O modelo converge quando e_v é inferior a 0,01. Enquanto o erro for igual ou superior a esse valor, o modelo estima outro valor de P_{f2} , por meio do método iterativo de Newton-Raphson, e recalcula as variáveis até que o critério de convergência seja alcançado.

3.5 Modelo dinâmico do resfriador de gás / condensador

Para calcular o modelo do trocador de calor a CO_2 da bomba de calor, os coeficientes convectivos dos fluidos precisam ser determinados e os balanços de massa, energia e quantidade de movimento são feitos. Na saída de cada volume de controle, uma perda de carga de 100 kPa foi estimada para determinação de propriedades do fluido na saída do próximo volume. Porém, a perda de carga é posteriormente calculada e corrigida, na saída de cada volume de controle. A Figura 3.8 apresenta o fluxograma do modelo do trocador de calor e as sessões seguintes, o desenvolvimento do equipamento, de forma detalhada.

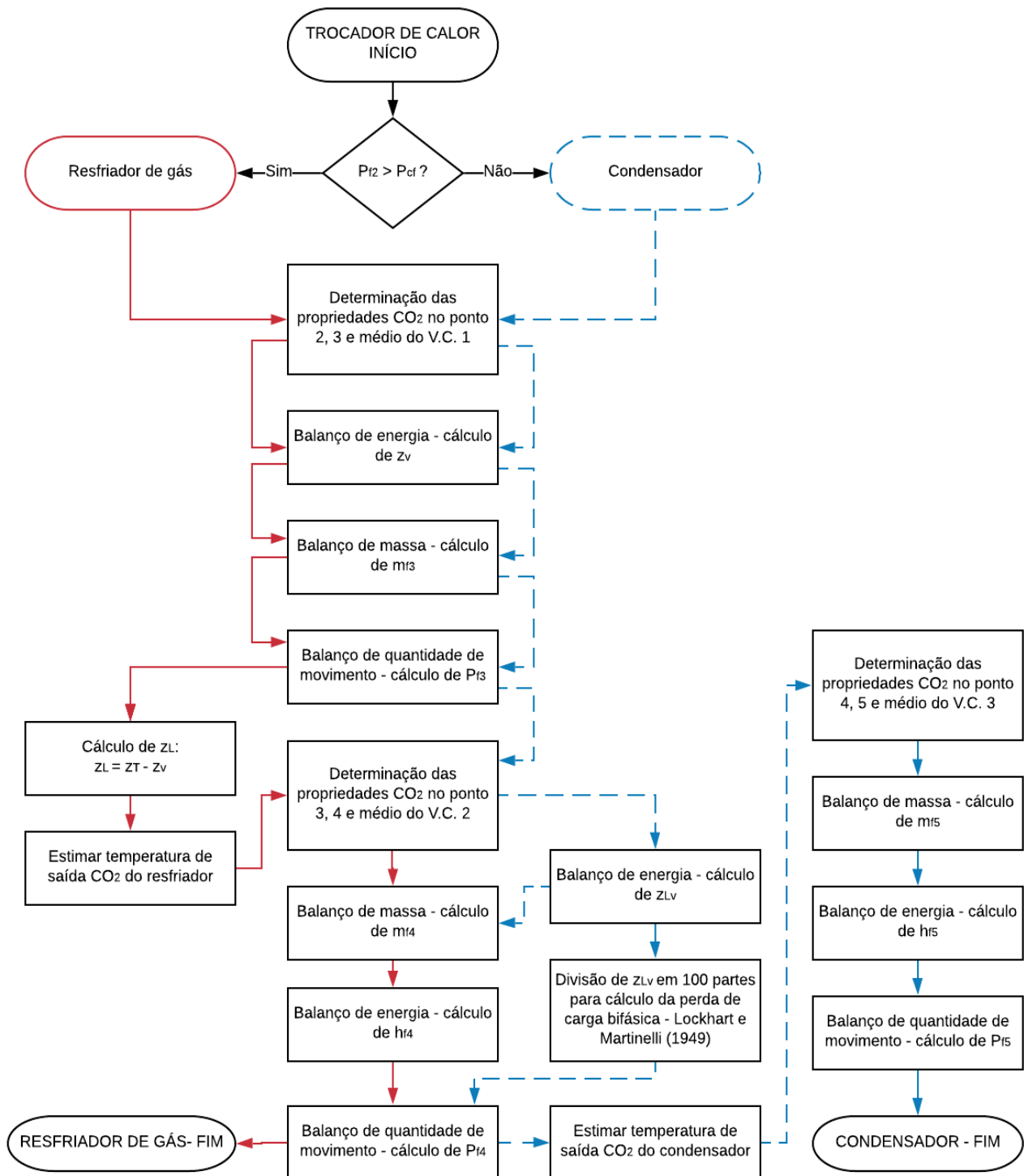


Figura 3.8: Fluxograma do trocador de calor.

3.5.1 Coefficiente convectivo do CO₂

Para o cálculo do coeficiente de convecção do CO₂, as regiões de vapor, bifásica (se houver) e de líquido foram divididas, cada uma, em 100 partes. A perda de carga foi negligenciada no cálculo dos coeficientes de convecção do modelo. Nas regiões monofásicas,

a correlação de Gnielinski (1976) foi aplicada na determinação do h . Na região bifásica, a correlação aplicada foi a de Shah (1979). Entre as regiões subcrítica e supercrítica houve uma pequena diferença na determinação dos coeficientes de convecção, causada pelas diferenças de cada ciclo. Essa diferença é explicada a seguir.

3.5.1.1 Determinação dos coeficientes do CO₂ no ciclo subcrítico

No ciclo subcrítico, o modelo divide o trocador em três volumes de controle: o volume da região de vapor (2' a 3'), da região de mistura (3' a 4') e da região de líquido (4' a 5').

Na região de vapor, as propriedades do fluido foram calculadas em função da temperatura de entrada do resfriador ($T_{f2'}$), da temperatura de saturação do CO₂ para pressão igual a P_{f2} ($T_{f3'}$) e de P_{f2} . Foi considerado que a temperatura do ponto 2' ao ponto 3' decrescia linearmente. Dessa forma, a cada volume de controle foi determinado um valor de coeficiente de convecção, pelas Equações 2.1 a 2.4. Por meio de média aritmética, foi definido o coeficiente de convecção do CO₂ na região de vapor do trocador, atuando como condensador.

Na região bifásica, as propriedades do fluido foram calculadas em função do título igual a 1, título igual a zero e de P_{f2} . Nesta região, foi considerado que o título decrescia linearmente. As Equações 2.6 e 2.7 foram aplicadas nos volumes de controle, e foi feita uma média dos valores de h encontrados em cada volume de controle.

Na região de líquido, foi estimado um valor de 5 °C de subresfriamento no ciclo. Ou seja, a temperatura de saída do CO₂ do condensador foi considerada $T_{f5'}=T_{f4'}-5$. As propriedades do CO₂ foram calculadas em função de $T_{f4'}$, $T_{f5'}$ e P_{f2} . Do ponto 3' ao 4', considerou-se que a temperatura cai linearmente, de $T_{f4'}$ a $T_{f5'}$. A metodologia utilizada se iguala à da região de vapor do ciclo subcrítico.

3.5.1.2 Determinação dos coeficientes do CO₂ no ciclo transcrito

No ciclo transcrito, o número de volumes de controle cai para 2: o da região de vapor e o da região de líquido.

Na região de vapor, as propriedades do fluido foram calculadas em função da temperatura de entrada do resfriador (T_{f2}), da temperatura crítica do CO₂ ($T_{f3}=T_{cf}$) e de P_{f2} . Assim como na região de vapor subcrítica, foi estimado decrescimento linear da temperatura do ponto 2 ao 3. As Equações 2.1 a 2.4 foram aplicadas, e o valor do coeficiente de convecção

do CO₂ foi definido por meio de média aritmética dos valores de h , encontrados em cada volume de controle da região de vapor do resfriador de gás.

Na região de líquido do resfriador de gás, foram estimados 5 °C de subresfriamento do ponto 3 ao 4. Assim, T_{f3} , T_{f4} e P_{f2} foram usadas para o cálculo das propriedades necessárias para a determinação de h em cada volume de controle, por meio das Equações 2.1 a 2.4. Foi aplicada média aritmética dos valores de h e o coeficiente convectivo desta região foi definido.

3.5.2 Balço interno do trocador de calor

O modelo do trocador de calor possui como variáveis de entrada os dados geométricos do trocador, propriedades termodinâmicas do CO₂, as condições iniciais no tempo zero, os dados de saída do compressor e os coeficientes de convecção do CO₂. As Equações 3.6 a 3.8 são usadas para calcular os balanços de massa, energia e quantidade de movimento em cada volume de controle.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

$$a_f \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} = -h p e_f (\Delta T) + a_f \frac{\partial(Gh)}{\partial z} \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P + G^2 \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \frac{x^2}{\rho_v \alpha} \right] \right\} = - \frac{\partial G}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial z} F - \rho \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \quad (3.8)$$

Aplicando as Equações 3.6 a 3.8 no modelo de fronteira móvel, as mesmas se tornam:

$$(G_i - G_{i+1}) = \frac{\rho_f - \rho_f^0}{\Delta t} z_n \quad (3.9)$$

$$(\rho_f z_n a_f) c v_f \frac{T_f - T_f^0}{\Delta t} = -h (p e_f z_n) (T_f - T_p) + c p_f a_f (G_i T_i - G_{i+1} T_{i+1}) \quad (3.10)$$

$$(P_{i+1} - P_i) + \frac{G_{i+1}^2}{\rho_{i+1}} - \frac{G_i^2}{\rho_i} = -f \frac{z_n}{2\rho_i d_{ii}} G_f^2 - g (z_n \text{sen } \theta) \rho_f - \frac{G_f - G_f^0}{\Delta t} z_n \quad (3.11)$$

Os termos a_f e pe_f são, respectivamente, a área e o perímetro da seção transversal do tubo por onde escoo o fluido refrigerante. d_{ii} refere-se ao diâmetro interno do tubo interno do trocador. Os calores específicos a volume e pressão constante são c_v e c_p . O índice f significa a propriedade do fluido no ponto médio do volume de controle. O índice i é referente ao ponto de entrada/saída de um volume de controle. O índice n , utilizado no comprimento z do trocador, é usado para diferenciar a zona de vapor (v), líquido (l) ou bifásica (lv) do trocador de calor. O sobrescrito 0 refere-se a propriedade no passo de tempo anterior.

As deduções das equações dos balanços de massa, energia e quantidade de movimento estão presentes no Apêndice A.

A Figura 3.9: Esquema do trocador de calor de tubos concêntricos CO₂-água, em contracorrente. mostra a vista frontal e lateral do trocador de calor enquanto condensador, e seus volumes de controle, definidos a partir dos comprimentos das regiões de vapor, mistura e líquido.

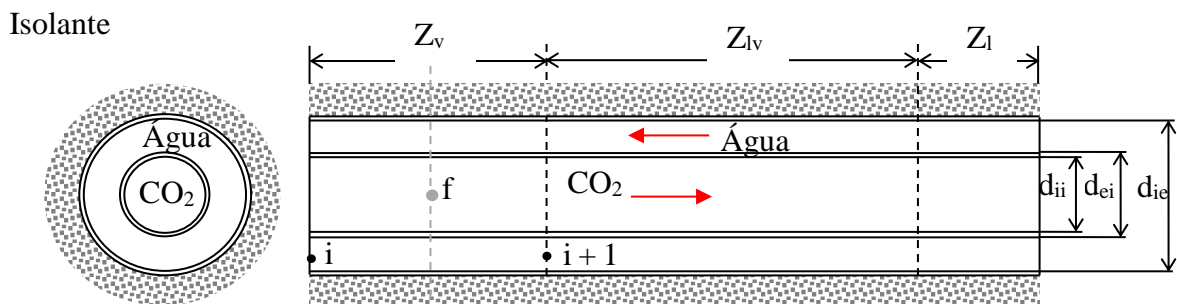


Figura 3.9: Esquema do trocador de calor de tubos concêntricos CO₂-água, em contracorrente.

Os termos d_{ie} e d_{ei} referem-se ao diâmetro interno do tubo externo do trocador, e ao diâmetro externo do tubo interno do trocador.

As Equações 3.12 e 3.13 são usadas para a determinação dos comprimentos dos volumes de controle do trocador de calor.

$$z_T = z_v + z_l \quad (3.12)$$

$$z_T = z_v + z_{lv} + z_l \quad (3.13)$$

As Figura 3.10 e Figura 3.11 e são os diagramas de blocos do CO₂ no interior do resfriador de gás ou condensador, respectivamente.

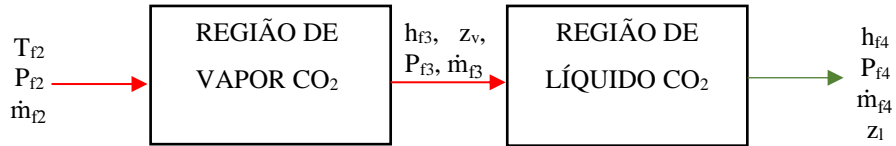


Figura 3.10: Diagrama de blocos do escoamento do CO₂, em ciclo supercrítico.



Figura 3.11: Diagrama de blocos do escoamento do CO₂, em ciclo subcrítico.

3.5.3 Coeficiente convectivo da água

O coeficiente convectivo da água foi calculado de forma simplificada, por meio da correlação de Dittus-Boelter (1930). Considerando valores de temperatura e pressão ambientes, as Equações 2.5 e 2.4 foram aplicadas e um coeficiente convectivo da água foi encontrado.

3.5.4 Balanzo externo do trocador de calor

A Equação 3.7, correspondente ao balanço de energia, foi aplicada para a água e a parede interna do trocador de calor, em cada volume de controle do modelo, da região líquida à de vapor do CO₂, que é o sentido do escoamento da água no equipamento. As variáveis de entrada do balanço externo foram os comprimentos dos volumes de controle do modelo, os coeficientes de convecção do CO₂ e da água, propriedades termodinâmicas da água e do cobre, a vazão de água ao longo do trocador e os dados geométricos do trocador. As Equações 3.14 e 3.15 mostram os balanços de energia da parede interna e da água no trocador de calor.

$$(\rho_{cu} a_p Z_n) c_{v_{cu}} \frac{T_p - T_p^0}{\Delta t} = h (p_{e_f} Z_n) (T_f - T_p) - h_a (p_{e_a} Z_n) (T_p - T_{af}) \quad (3.14)$$

$$(\rho_a a_a Z_n) c_{v_a} \frac{T_a - T_a^0}{\Delta t} = h_a (p e_a Z_n) (T_p - T_a) + (G_a A_a) c_{p_a} (T_{a_i} - T_{a_{i+1}}) \quad (3.15)$$

Os subscritos cu, p e a referem-se ao cobre (material da parede), à parede e à água, respectivamente.

As Figura 3.12: Diagrama de blocos do escoamento da água, em ciclo supercrítico. e Figura 3.13: Diagrama de blocos do escoamento da água, em ciclo subcrítico. representam os diagramas de blocos da água, quando o trocador opera em ciclo subcrítico e supercrítico.

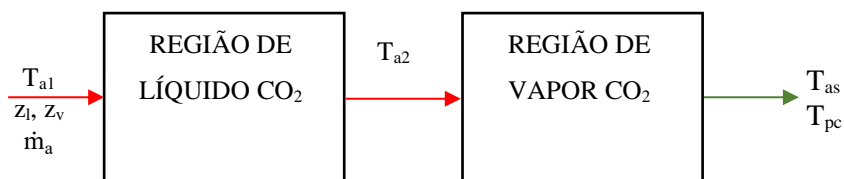


Figura 3.12: Diagrama de blocos do escoamento da água, em ciclo supercrítico.

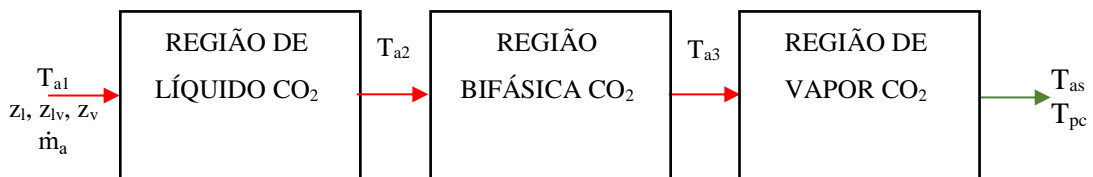


Figura 3.13: Diagrama de blocos do escoamento da água, em ciclo subcrítico.

A temperatura de saída da água é a principal variável de saída do balanço externo, uma vez que a bomba de calor tem como objetivo o aumento da temperatura da água que passa pelo condensador/resfriador de gás.

A temperatura da parede calculada no balanço externo (T_{pc}) é comparada à temperatura de parede estimada na fase inicial do modelo, T_p . Quando a diferença entre elas é menor ou igual a $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, o modelo converge, passa para o próximo passo de tempo, onde as variáveis são calculadas novamente, e armazenadas para tratamento de dados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para validar o modelo desenvolvido, foram confrontados os dados de saída do modelo e dados obtidos experimentalmente por Paulino (2019), que realizou estudos experimentais no resfriador de gás da bomba de calor a CO₂ do GREA.

Foram realizadas simulações com alterações nos rendimentos isentrópico e volumétrico do compressor, no grau de superaquecimento, no título do CO₂ no interior do resfriador no tempo inicial, na pressão de baixa do ciclo, na vazão mássica de água, na temperatura de água na entrada do resfriador e na abertura da válvula agulha.

4.1 Validação experimental em regime permanente

Para a validação experimental do modelo, foram feitas simulações para as mesmas condições de operação dos testes de Paulino (2019), e foram confrontados os dados de saída do modelo com os dados experimentais, após alcançarem o regime permanente.

A bomba de calor solar foi testada experimentalmente em sombra e em ambiente aberto, em horários de sol. Foram validados pontos de operação nas duas condições. Não foram observadas diferenças significativas na análise dos desvios apresentados para situações de sombra e sol.

Foram comparadas as pressões de alta do ciclo e a temperatura de saída da água, que são dados de saída do modelo. As Figura 4.1 e Figura 4.2 mostram os valores de pressão de entrada e saída do resfriador de gás, em kPa, quando calculadas pelo modelo e por meio dos testes experimentais.

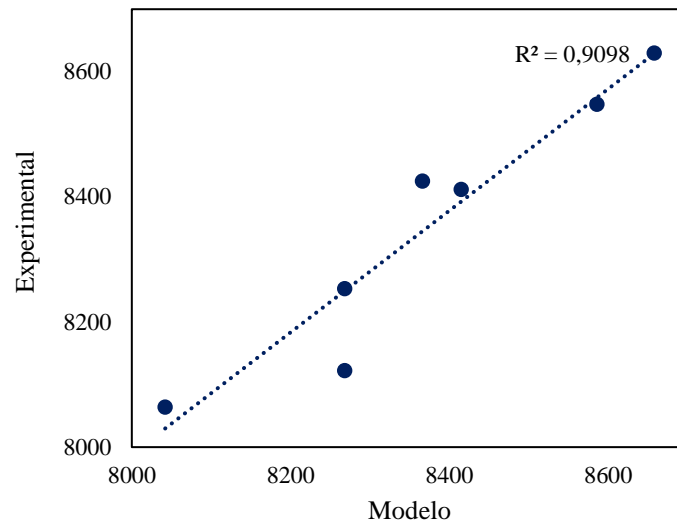


Figura 4.1: Pressão de entrada do resfriador de gás, teórica versus experimental.

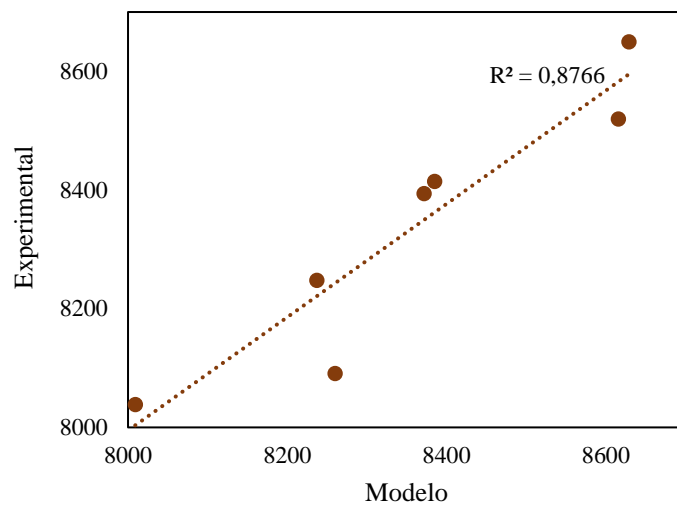


Figura 4.2: Pressão de saída do resfriador de gás, teórica versus experimental.

As Figura 4.3 e Figura 4.4 mostram o comportamento da pressão de entrada (P_{f2}) e pressão de saída (P_{f3}) do resfriador em função do coeficiente de descarga da válvula de agulha da bomba de calor (C_d). A Figura 4.5 apresenta os valores da temperatura de saída da água em função da abertura da válvula de agulha, por meio do aumento do C_d .

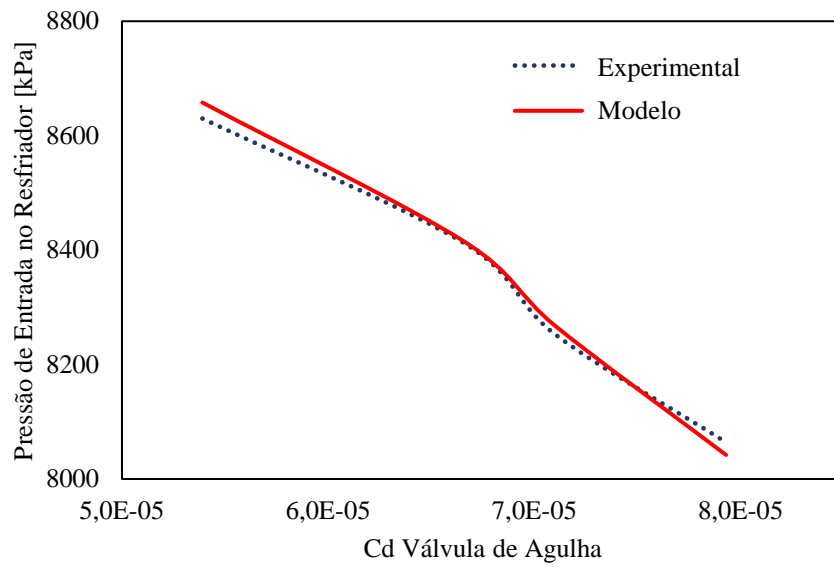


Figura 4.3: Pressão de entrada no resfriador, teórica e experimental, em função do aumento de Cd.

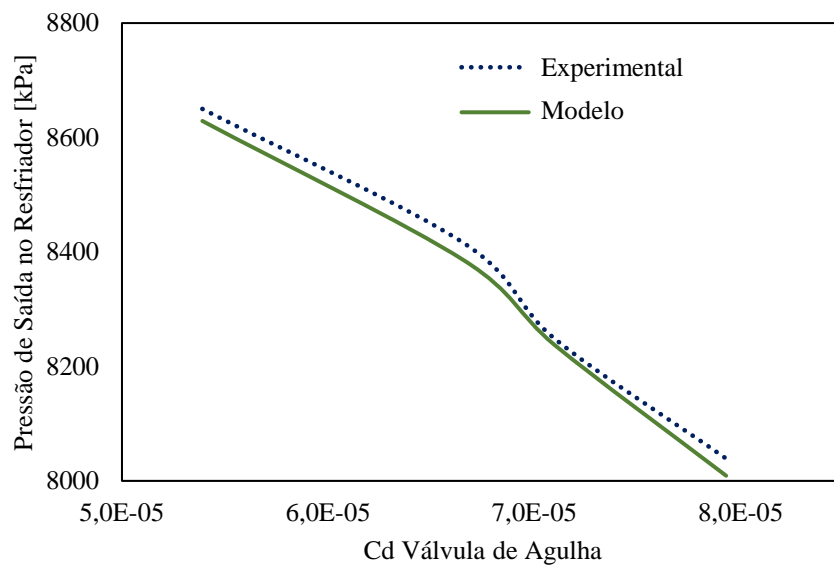


Figura 4.4: Pressão de saída do resfriador, teórica e experimental, em função do aumento de Cd.

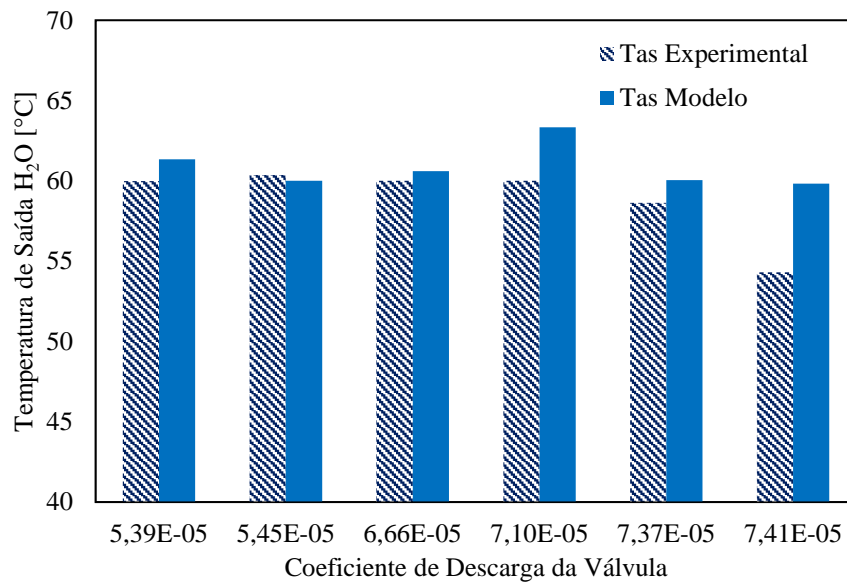


Figura 4.5: Temperatura de saída da água, teórica e experimental, em função do aumento de Cd.

É possível observar, pelas Figura 4.3 e Figura 4.4, uma diminuição das pressões de alta do ciclo em valores maiores de Cd. O desvio médio entre as pressões de alta do ciclo encontradas no modelo e nos testes experimentais foi de 0,5%.

O desvio médio encontrado na comparação entre T_{as} teóricos e experimentais foi de 4,8%. Em pontos cujas pressões de alta do ciclo estão próximas à pressão crítica de CO_2 , houve maior desvio entre os valores confrontados de T_{as} .

Os desvios entre os dados teóricos e empíricos podem estar relacionados à influência das correlações utilizadas na modelagem e a incertezas dos instrumentos de medição utilizados nos testes experimentais: Para medição de pressão, um transdutor de pressão com faixa de incerteza de ± 50 kPa foi utilizado. Para medir a temperatura de saída da água, foi utilizado um termopar do tipo T, com faixa de incerteza de $\pm 0,5$ °C. Os resultados de pressão se encontram dentro da faixa de erro do equipamento. Os resultados de temperatura da água apresentam desvio um pouco maior, entretanto, o desvio é considerado aceitável.

4.2 Influência do título de CO_2 no interior do resfriador

A Figura 4.6 representa a pressão de entrada do resfriador no tempo, para valores diferentes de título de CO_2 no interior do resfriador no tempo inicial.

No tempo $t=0$, a quantidade de massa de CO_2 no resfriador é desconhecida, mas pela Figura 4.6 é possível afirmar que quando o resfriador atinge o regime permanente, ele opera no

mesmo ponto de pressão de alta, independentemente da quantidade de massa em sua partida a frio.

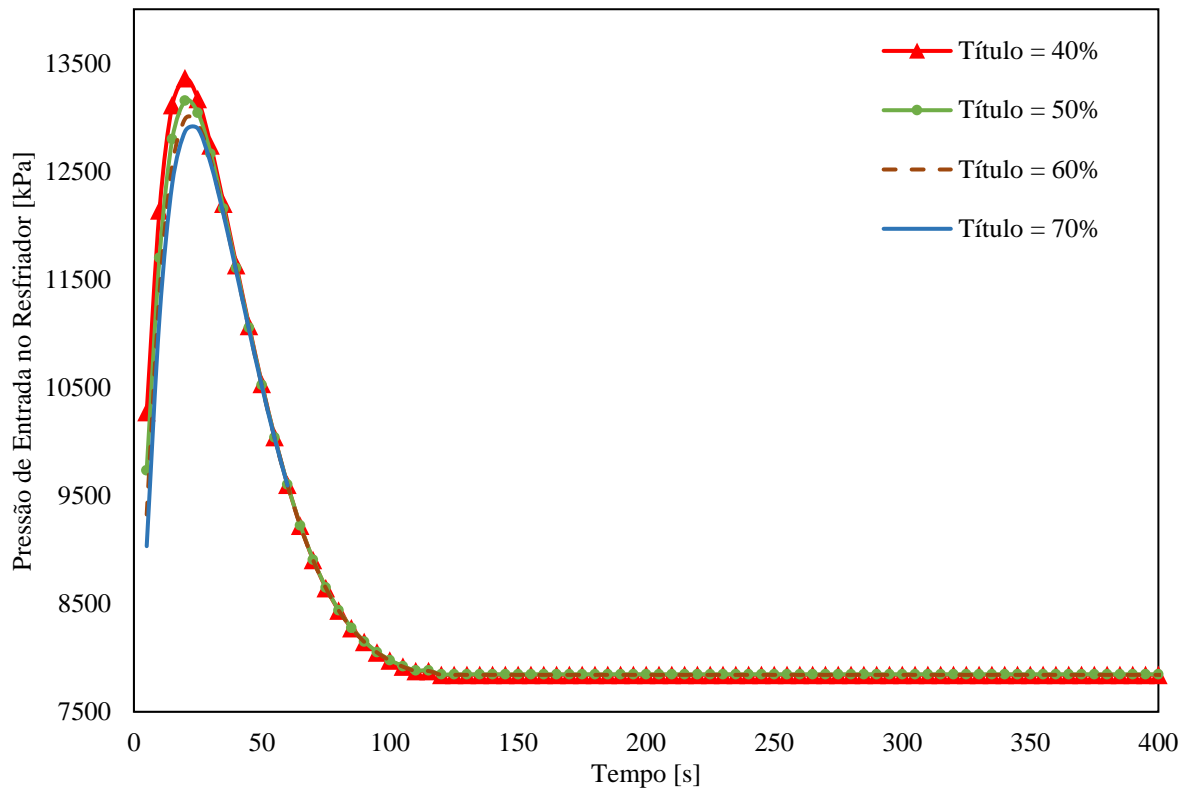


Figura 4.6: Pressão do CO₂ na entrada do resfriador de gás em função do título.

4.3 Influência dos rendimentos isentrópico e volumétrico do compressor

As Figura 4.7 e Figura 4.8 mostram o comportamento do COP da bomba de calor e a temperatura de saída de água, quando o rendimento isentrópico ou o volumétrico do compressor são alterados.

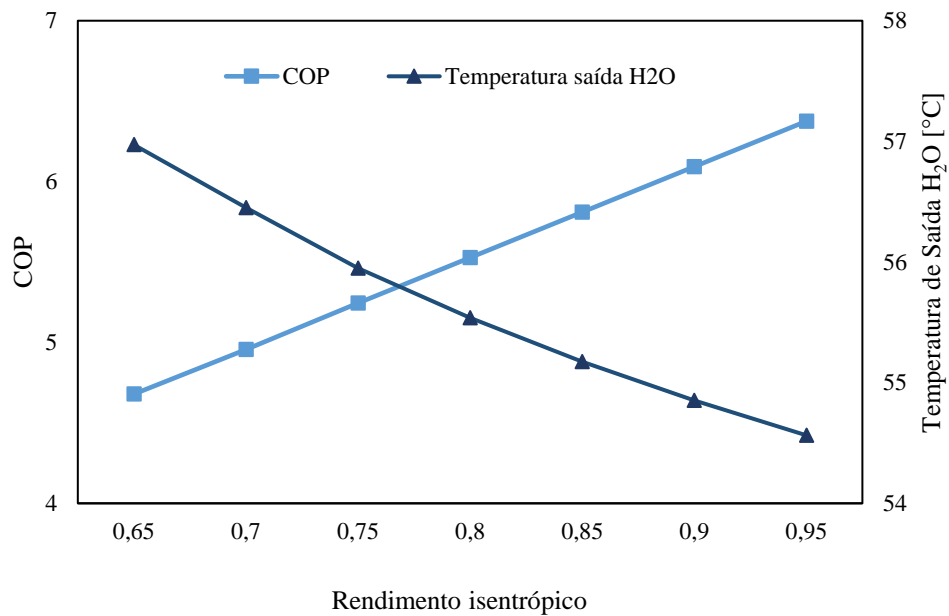


Figura 4.7: COP e temperatura de saída da água em função do rendimento isentrópico do compressor.

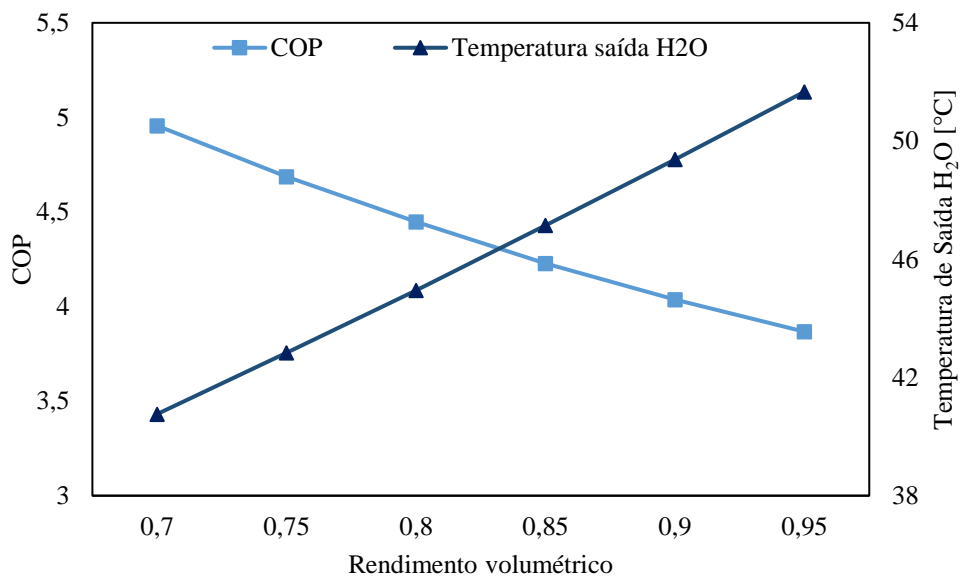


Figura 4.8: Valores de COP e da temperatura de saída da água em função do rendimento volumétrico do compressor.

Pela Figura 4.7, nota-se que o aumento do rendimento isentrópico (η_s) do compressor permite o aumento do COP do sistema, pois o trabalho do compressor (\dot{W}) diminui. Há também queda da taxa de calor liberado pelo CO₂ no resfriador (\dot{Q}), mas essa queda é pequena em relação à de \dot{W} . Devido à diminuição do calor trocado no resfriador de gás, T_{as} também decresce.

Por meio da Equação 4.1, nota-se que o rendimento volumétrico (η_v) do compressor afeta diretamente a vazão de entrada de CO₂ (\dot{m}_{f2}) no resfriador e, por consequência, a pressão de alta do ciclo aumenta, como pode ser observado na Figura 4.9.

Assim, o efeito contrário ao de η_s ocorre com η_v : por meio da Figura 4.8, é possível perceber que o COP do sistema decresce e T_{as} aumenta com a elevação de η_v . Tanto \dot{W} quanto \dot{Q} aumentam, porém, o aumento de \dot{W} é maior, resultando em COP menor e T_{as} maior.

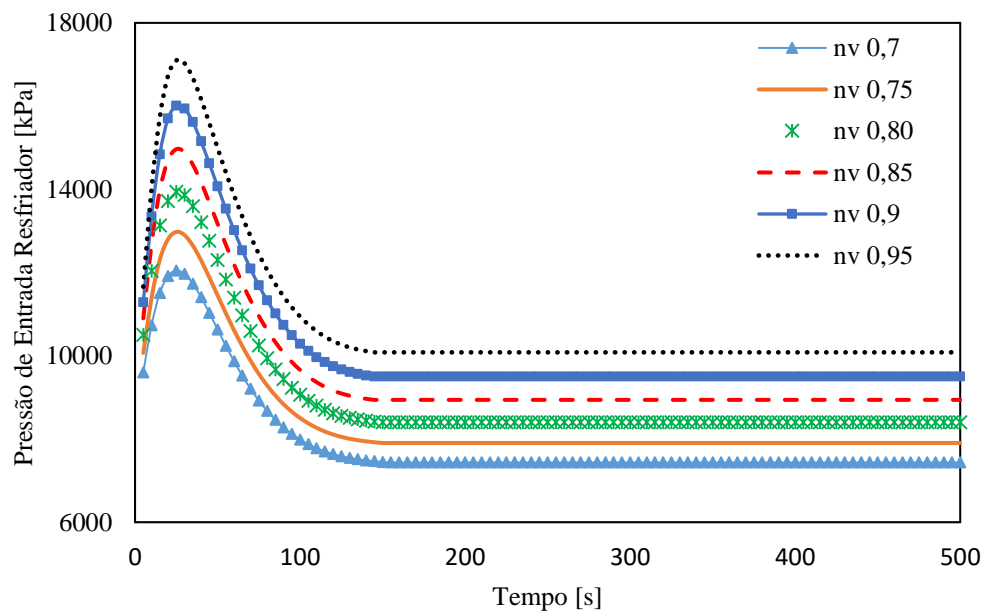


Figura 4.9: Pressão de entrada do CO₂ no resfriador em função do rendimento volumétrico do compressor.

4.4 Influência do superaquecimento na sucção do compressor

Foram realizadas simulações para graus de superaquecimento na sucção do compressor variando de zero a 9 °C. As Figura 4.10 e Figura 4.11 mostram os diagramas pressão *versus* entalpia do CO₂ das diferentes simulações, e o gráfico de COP em função do grau de superaquecimento.

Por meio da Figura 4.10, nota-se uma diminuição da pressão de alta do ciclo, decorrente do aumento de ΔT_{sup} . Essa queda de pressão de alta pode ser explicada pela da vazão de CO₂ na entrada do resfriador (\dot{m}_{f2}), que é determinada pela Equação 3.2. Para maiores graus de superaquecimento, ρ_{fl} diminui, causando diminuição em \dot{m}_{f2} . Quando \dot{m}_{f2} diminui, a vazão na entrada da válvula de agulha (\dot{m}_v) deve diminuir, e o único termo de saída (ou seja, variável)

da Equação 3.5, que determina o valor de \dot{m}_v , é a pressão de alta na saída do resfriador de gás, P_{fs} .

Analisando a Figura 4.11, é possível perceber que o COP aumenta por conta do aumento de ΔT_{sup} . Entretanto, o aumento do COP é ténue para um aumento significativo de ΔT_{sup} , diferente do que ocorre com alterações nos rendimentos volumétrico ou isentrópico do compressor, onde o COP sofre alterações significativas.

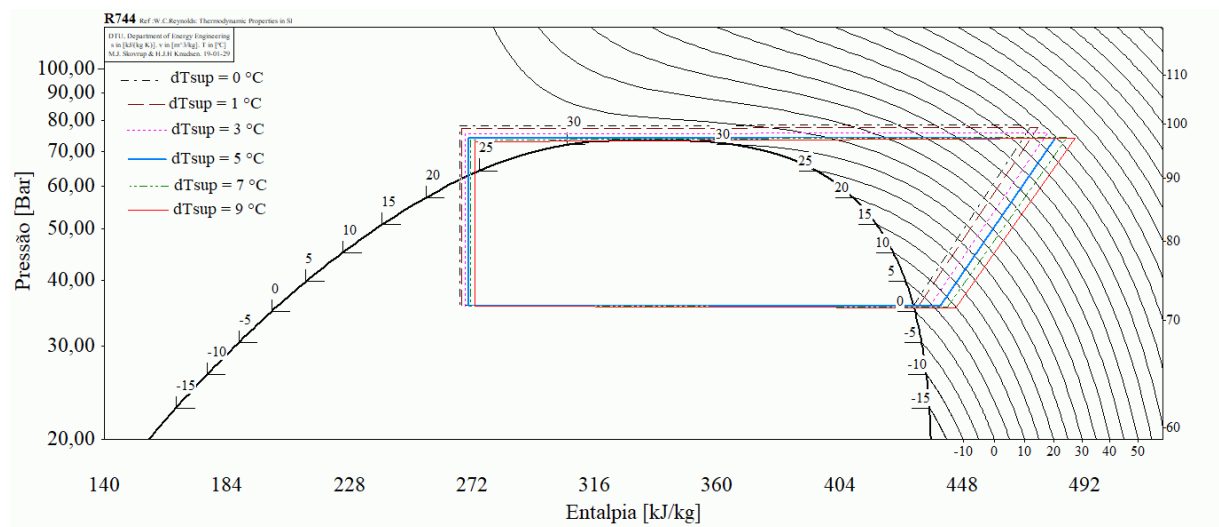


Figura 4.10: Diagrama pressão \times entalpia para diferentes graus de superaquecimento na sucção do compressor.

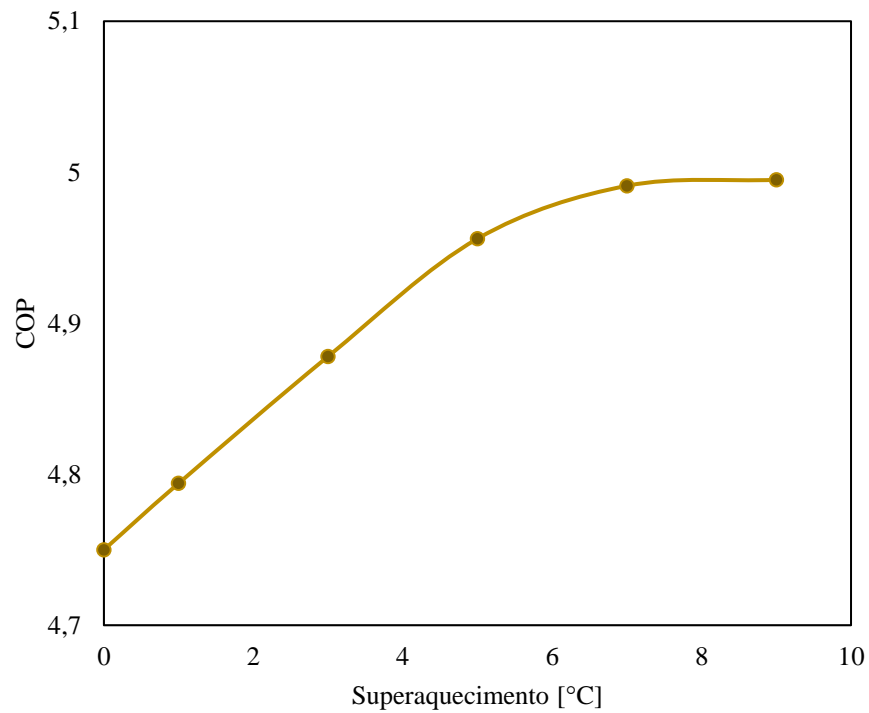


Figura 4.11: COP *versus* superaquecimento do CO₂ na sucção do compressor.

4.5 Influência da vazão e temperatura de entrada da água

O comportamento de T_{as} no resfriador foi estudado, em função da variação da temperatura de entrada de água (T_{ae}) e vazão mássica de água (\dot{m}_a). A Figura 4.12 mostra as curvas da diferença entre temperatura de entrada e saída de água (ΔT_a) em função de \dot{m}_a para diferentes valores de T_{ae} .

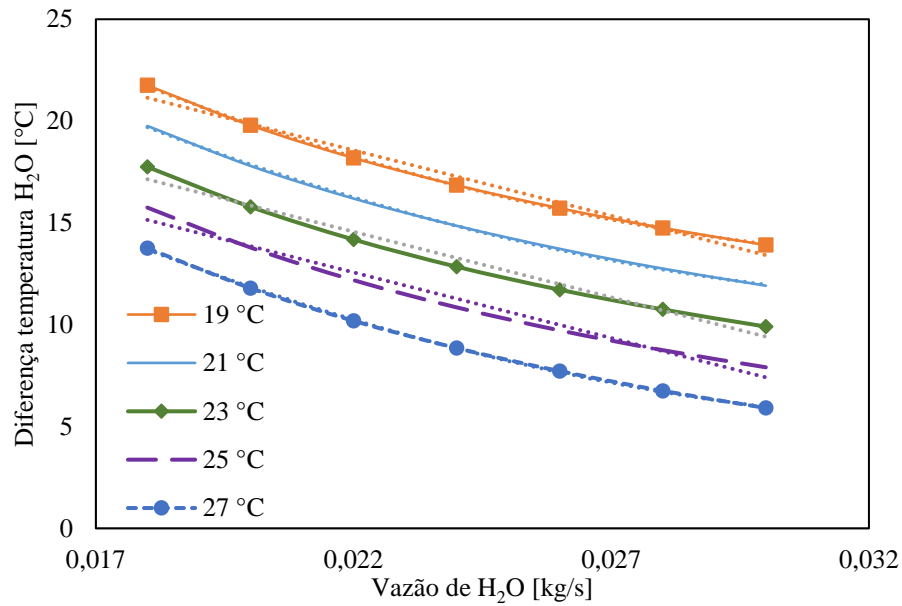


Figura 4.12: Diferença entre temperatura de saída e entrada da água em função de sua vazão mássica, para diferentes valores de temperatura de entrada da água.

Percebeu-se a semelhança entre as curvas da Figura 4.12, e foi desenvolvida uma equação que relaciona as três variáveis, ΔT_a , T_{ae} e \dot{m}_a :

$$\Delta T_a = 27736 \dot{m}_a^2 - 1956,2 \dot{m}_a + 67,05 - T_{ae} \quad (4.1)$$

A Equação 4.1 foi aplicada em 35 pontos, e o erro médio entre os valores de ΔT_a do modelo e da equação foi de 2,1%. A Figura 4.13 mostra os resultados fornecidos pelo modelo *versus* equação, a linha de tendência e a raiz da equação calculada no gráfico.

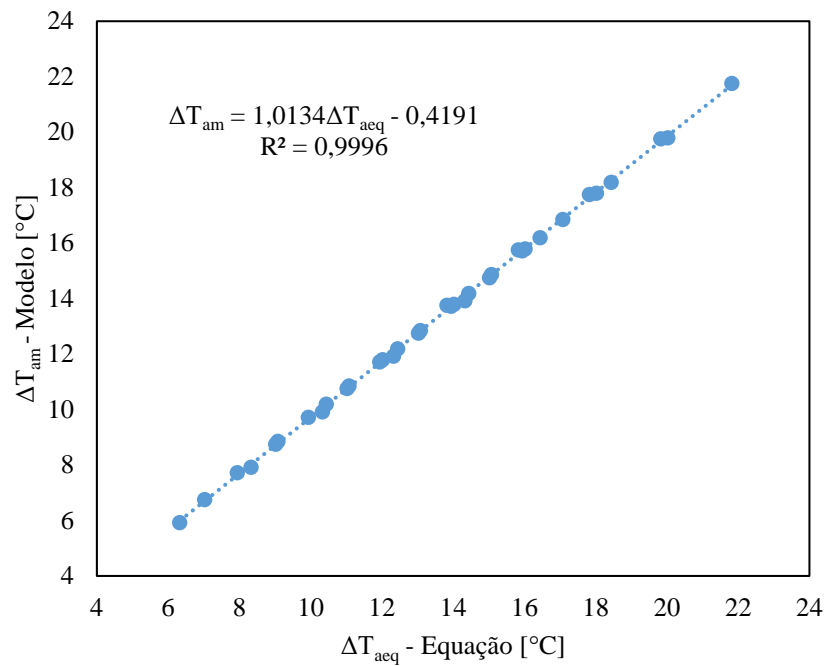


Figura 4.13: ΔT_a fornecidos pelo modelo x ΔT_a fornecidos pela Equação 4.1.

Controlar T_{as} a partir de variáveis de entrada do sistema é importante. Dessa forma, T_{as} pode se tornar um dado de entrada do sistema, que por meio de automação, deve se ajustar para fornecer a água na temperatura desejada para banho do usuário.

4.5.1 Influência da temperatura ambiente

Foram realizadas simulações com alterações na temperatura ambiente, simulada entre 20 e 30 °C. Analisando os dados de saída do modelo, foi possível perceber que o aumento desta variável afetou a pressão de entrada no resfriador de gás, que aumentou em 22%. A temperatura de saída da água também sofreu um aumento de 11 % com a elevação da temperatura ambiente. O comportamento da pressão e temperatura de saída da água encontrado se assemelha aos resultados do trabalho experimental de Kong et al. (2018), acerca de uma bomba de calor solar a R134a.

4.6 **Influência do coeficiente de descarga da válvula de agulha**

O C_d é proporcional à área de passagem de fluido da mesma. Assim, aumentar o valor de C_d significa, na prática, aumentar a área de passagem de fluido através da válvula de agulha. Foram realizadas simulações no modelo alterando apenas C_d . A Figura 4.14: Diagrama de

pressão versus entalpia do CO₂ em função do coeficiente de descarga da válvula. mostra o diagrama de pressão *versus* entalpia dos ciclos em função dos diferentes Cd simulados no programa.

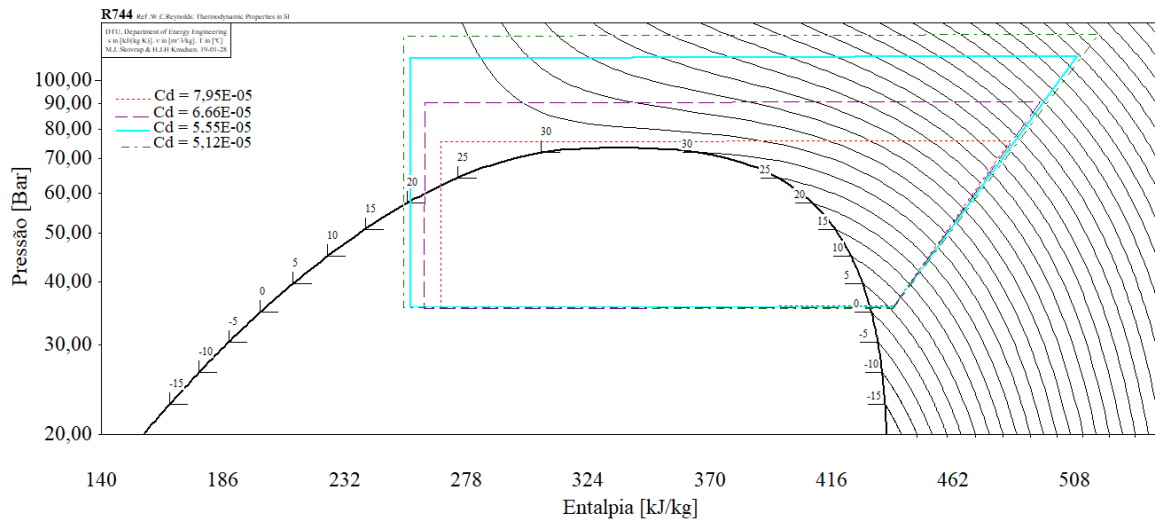


Figura 4.14: Diagrama de pressão versus entalpia do CO₂ em função do coeficiente de descarga da válvula.

Por meio da Figura 4.14, é possível notar que quanto menor é o valor de Cd, maior é a pressão de entrada do resfriador, P_{f2} .

Em seus estudos experimentais em bombas de calor a CO₂, Hou et al. (2014) e Wang et al. (2013) realizaram testes com diferentes valores de Cd, e encontraram comportamento similar das pressões de baixa e de alta da bomba de calor. A Figura 4.15: (a) Resultados de Hou (2014) (adaptado) e (b) do modelo de fronteira móvel. apresenta os efeitos da abertura da válvula de expansão nas pressões de operação em uma bomba de calor estudada por Hou et al. (2014) (a) e na bomba de calor solar do GREA pelo modelo de fronteira móvel (b).

Wang et al. (2013) afirmaram que a pressão de baixa sofreu alterações por conta de diferentes valores de Cd. No presente trabalho, o modelo do compressor, que define a pressão de baixa do ciclo da bomba de calor, não é sensível a alterações no Cd para fornecer suas variáveis de saída. Por isso, a pressão de baixa do ciclo permaneceu a mesma nessas simulações.

Os efeitos do aumento de Cd no COP do ciclo e em T_{as} podem ser observados na Figura 4.16.

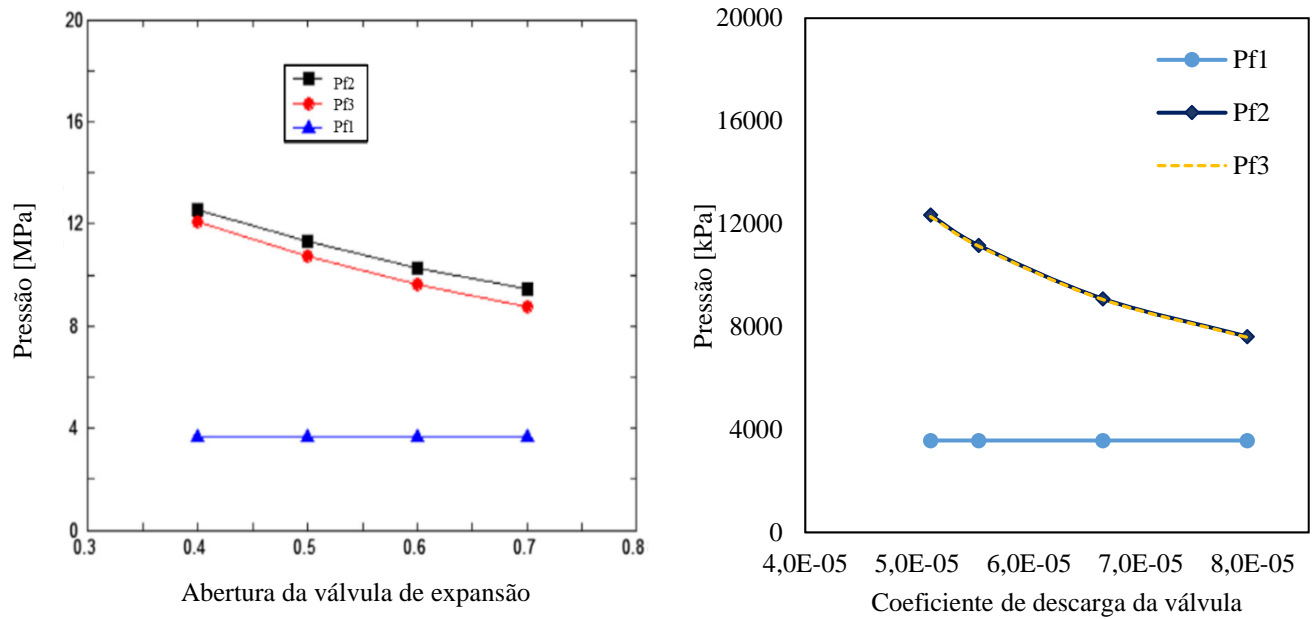


Figura 4.15: (a) Resultados de Hou (2014) (adaptado) e (b) do modelo de fronteira móvel.

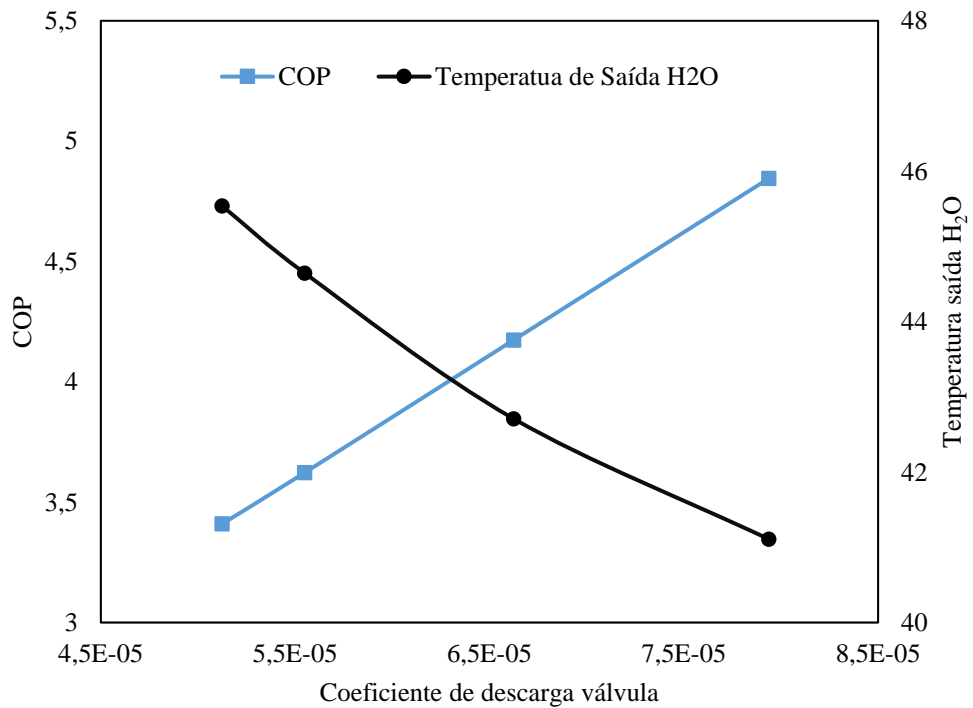


Figura 4.16: Valores de COP e temperatura de saída da água em função de coeficiente de descarga da válvula.

A abertura da válvula de agulha, causada pelo aumento de C_d , resultou no crescimento do COP do ciclo da bomba de calor. Em contrapartida, a temperatura de saída da água sofreu diminuição com esta abertura.

4.7 Comportamento da vazão de CO₂ no resfriador

Foi analisado o comportamento da vazão de CO₂ no resfriador de gás ao longo do tempo, para um título inicial de fluido no resfriador igual a 50%, e temperatura do meio ambiente igual a 25 °C. A Figura 4.17 mostra os resultados desta análise.

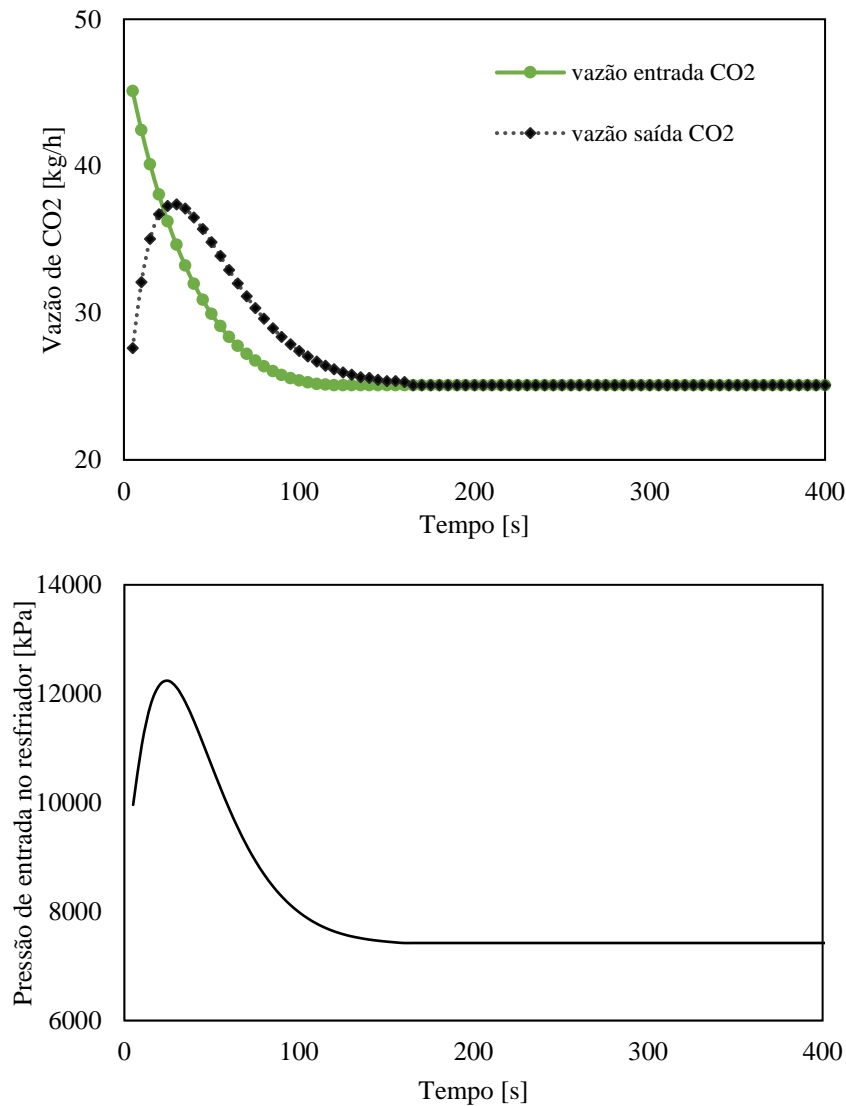


Figura 4.17(a) e (b): Vazões de entrada e saída de CO₂ ao longo do tempo. (b): Pressão de entrada do resfriador ao longo do tempo.

No instante inicial, a vazão de fluido na entrada é maior que a vazão de saída. Isso significa que está sendo acrescentado fluido no resfriador. No tempo aproximadamente igual a 25 s, as vazões de entrada e saída de fluido se igualam. Após esse passo de tempo, ambas as

vazões sofrem decréscimo e em 165 s as vazões se tornam iguais e não se alteram ao longo do tempo.

A pressão ao longo do tempo condiz com o comportamento da vazão de CO₂, uma vez que quando o fluido está sendo injetado no resfriador, há aumento de pressão no equipamento. Em 25 s, quando a vazão de saída é superior à de entrada do CO₂, a pressão diminui e, no instante em que as vazões de saída e entrada se igualam, a pressão torna-se estável.

No trabalho de Oliveira (2016), os resultados de vazão de entrada e saída do CO₂ no mesmo resfriador de gás, pelo modelo de parâmetros distribuídos, mostram comportamento similar aos resultados encontrados neste trabalho. A Figura 4.18 mostra as vazões de entrada e saída do fluido refrigerante ao longo do tempo, segundo Oliveira (2016).

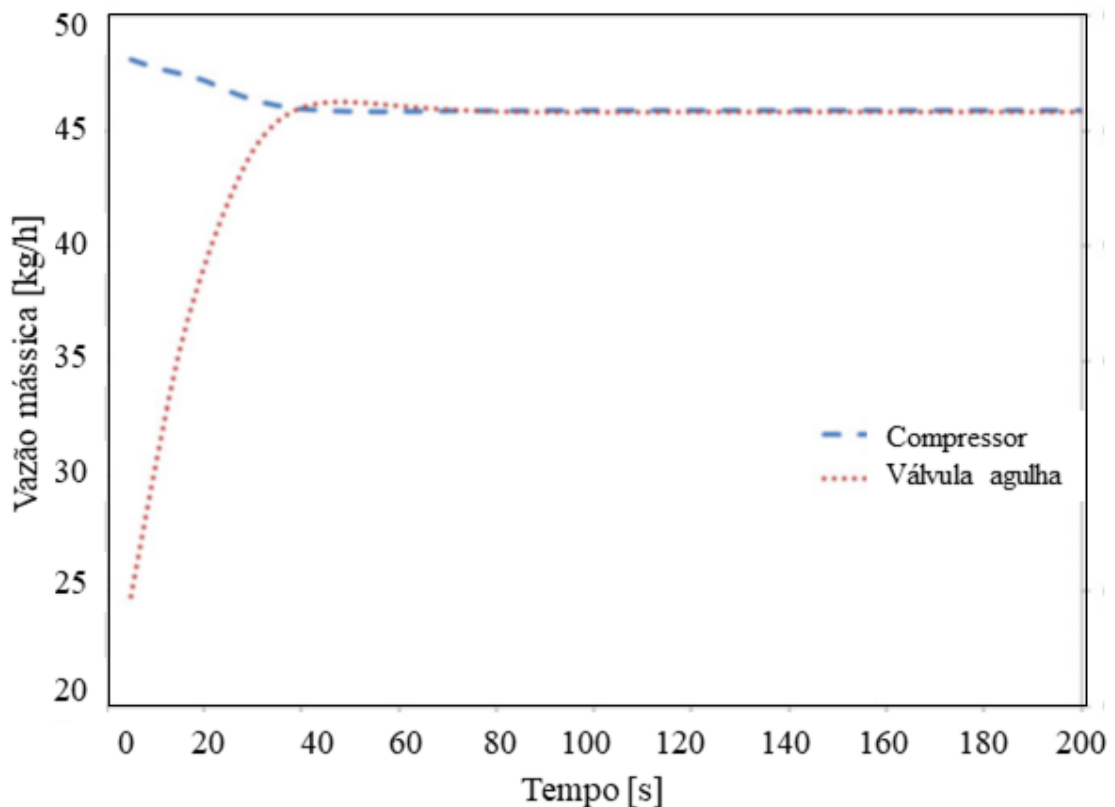


Figura 4.18: Vazão do compressor e da válvula de agulha da bomba de calor. Oliveira (2016), adaptado.

4.8 Influência do degrau de pressão de sucção do compressor

A pressão de sucção do compressor, ou seja, a pressão de baixa do ciclo, foi alterada em ± 100 kPa e ± 300 kPa após o modelo alcançar regime permanente, em 250 s. Os resultados desse degrau podem ser vistos na Figura 4.19.

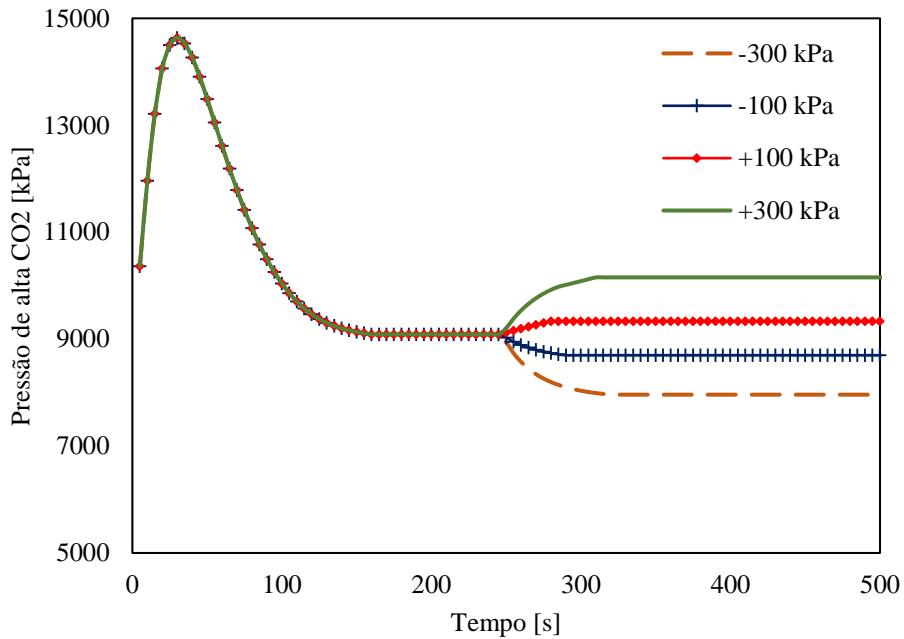


Figura 4.19: Pressão de entrada do resfriador ao longo do tempo, com degraus na pressão de baixa em $t = 250$ s.

A pressão de baixa do ciclo, quando sofre degrau negativo, torna a pressão de entrada do resfriador inferior. O oposto ocorre quando o degrau é positivo: a pressão de entrada do resfriador aumenta quando a pressão de baixa é elevada. Os dados de saída do modelo do resfriador de gás mantiveram os mesmos valores, em todos os degraus de pressão de baixa. Ou seja, em vista a novos valores de pressão de baixa, o modelo respondeu alterando os pontos de pressão de alta do sistema, e manteve os outros dados de saída inalterados.

4.9 Tempo de simulação

Para medir o tempo de resposta das simulações do modelo, foram programados dois degraus de pressão de baixa do ciclo, um em $t = 250$ s, onde a pressão de baixa sofria queda de 100 kPa e o outro em $t = 350$ s, onde a pressão de baixa voltava ao estado anterior. As Figura

4.20 e Figura 4.21 mostram o tempo necessário para simular cada passo de tempo, e o tempo total de simulação, em s.

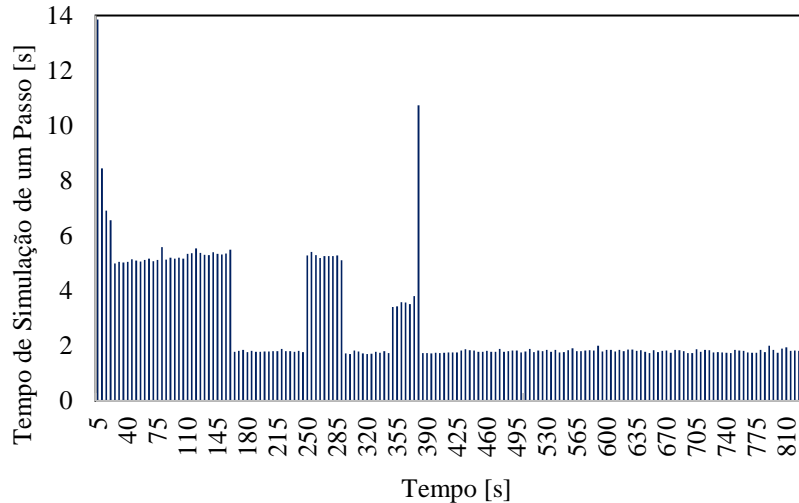


Figura 4.20: Tempo de simulação do modelo por passo de tempo.

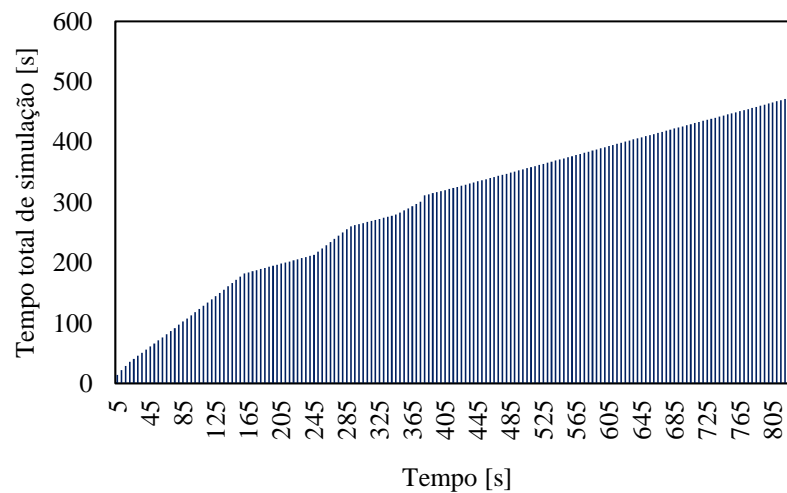


Figura 4.21: Tempo total de simulação do modelo.

É possível perceber que o tempo de simulação do modelo no primeiro passo de tempo é superior ao tempo dos outros passos. Isso se deve à estimativa de pressão de entrada do resfriador, que nem sempre é o mais próximo da pressão de entrada calculada no modelo. Nos passos de tempo de 250 e 350 s, como o modelo passa por um degrau, o tempo de simulação passa a ser maior em alguns passos de tempo. Quando o modelo estabiliza, seu tempo de simulação por passo de tempo é de aproximadamente 2 s.

5 CONCLUSÕES

O modelo dinâmico desenvolvido neste trabalho é capaz de fornecer variáveis importantes para a bomba de calor a CO₂, como temperatura de saída da água do resfriador, o COP do ciclo, a perda de carga ao longo do resfriador, o comprimento das zonas de vapor, líquido e mistura do fluido refrigerante no resfriador, o calor rejeitado do CO₂ para a água, a potência do compressor, os coeficientes de convecção das zonas do resfriador, entre outros. Os resultados analisados mostram coerência, em ordem de grandeza e comportamento, com os trabalhos presentes na literatura nas áreas de refrigeração, transferência de calor, sistemas de compressão de vapor e modelos matemáticos dinâmicos.

O modelo do compressor considera apenas a pressão na partida a frio do resfriador e o tempo, para o cálculo da pressão de baixa do sistema. Isso traz limitações ao modelo do resfriador, que depende das variáveis de saída do modelo do compressor. Entretanto, a validação experimental e as comparações do modelo de fronteira móvel com resultados encontrados em trabalhos experimentais e teóricos em bombas de calor atestam a boa acurácia do modelo, com desvio máximo de 4,8% para a temperatura de saída da água do resfriador de gás e de 0,5% para as pressões de alta do sistema.

O modelo apresenta pouca flexibilidade a mudanças bruscas em suas variáveis de entrada: para algumas alterações nas condições de operação do sistema, é preciso adequar as estimativas de pressão de entrada do resfriador e temperatura da parede. Porém, como o tempo de simulação do modelo é pequeno, o ajuste dessas estimativas é feito de forma rápida e eficiente, diferente do relatado para modelos de parâmetros distribuídos.

O tempo de simulação do modelo de fronteira móvel até o alcance do regime permanente é de 160 segundos. Esse tempo é consideravelmente inferior ao tempo de simulação dos modelos de parâmetros distribuídos de trocadores de calor observados na literatura, que gira em torno de horas, e até dias.

O modelo do resfriador converge de maneira rápida e eficaz na região supercrítica do CO₂. Porém, há instabilidades no modelo em regiões próximas à crítica. Na validação experimental, os valores de desvio médio da temperatura de saída da água teórica e experimental é maior em regiões próximas ao ponto crítico do fluido refrigerante.

A temperatura de saída da água é uma variável de saída importante do modelo, uma vez que a bomba de calor tem como objetivo o aquecimento de água. Nota-se maior influência da vazão de água no resfriador e a temperatura de entrada da água no resfriador na determinação dessa variável.

O aumento do grau de superaquecimento, na faixa de 0 a 5 °C, aumenta significativamente o COP do ciclo. Entretanto, em intervalos superiores a 5 °C, o COP aumenta de forma atenuada com a elevação do grau de superaquecimento na sucção do compressor.

Tanto neste trabalho quanto na literatura, foi observado que o aumento da área de passagem do dispositivo de expansão do sistema causa quedas nas pressões de alta do ciclo. O modelo desenvolvido é sensível a mudanças, mesmo que pequenas, na abertura da válvula de agulha do sistema. Essa abertura é alterada por meio do coeficiente de descarga da válvula. Ao diminuir em 55% a abertura da válvula de agulha, houve um aumento de, aproximadamente, 3 MPa da pressão de alta do ciclo, que é um valor considerável de aumento de pressão, e causa mudanças no ponto de operação da máquina.

Os rendimentos do compressor, tanto volumétrico quando isentrópico, quando alterados, provocam mudanças no COP do ciclo e na temperatura de saída da água. Quanto maior o rendimento isentrópico do compressor, maior o COP do ciclo e menor é a temperatura de saída da água do resfriador de gás. O efeito oposto ocorre com o aumento do rendimento volumétrico. Portanto, a troca deste equipamento pode provocar alterações significativas nos pontos de operação da bomba de calor.

É possível observar que o modelo é uma boa ferramenta para a predição do resfriador de gás da bomba de calor solar a CO₂, podendo ser adaptado a outros trocadores, feitas as mudanças necessárias em seus dados de entrada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANEEL. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. Brasília-DF. 2008.
- ANEEL. **Matriz de energia elétrica**. Acesso em: 28/12/2018. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>.
- BENDAPUDI, S.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. **A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers**. International Journal of Refrigeration, v. 31, n. 8, p. 1437–1452, 2008.
- BERGER, E. et al. **Transient 1D heat exchanger model for the simulation of domestic cooling cycles working with R600a**. Sci. Technol Built Environ. 21, 1010–1017. 2015.
- BONILLA, J.; DORMIDO, S.; CELLIER, F. E. **Switching moving boundary models for two-phase flow evaporators and condensers**. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, v. 20, n. 3, p. 743–768, 2015.
- CAVALLINI A. et al. **Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis**. International Journal of Refrigeration, v.28, p. 1274–1283, 2005.
- CECCHINATO, L.; CORRADI, M.; MINETTO, S. **A simplified method to evaluate the energy performance of CO₂ heat pump units**. International Journal of Thermal Sciences, v. 50, n. 12, p. 2483–2495, 2011.
- CHENG, T. ASADA, H. **Nonlinear observer design for a varying-order switched system with application to heat exchangers**. 2006 American Control Conference, 2898–2903. Minneapolis, Minnesota. 2006.
- CHEN, Z., LIN, W. **Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system**. Int. J. Refrigeration 14, 329–335. 1991.
- CHI, J., DIDION, D. **A simulation model of the transient performance of a heat pump**. Int. J. Refrigeration 5, 176–184. 1982.
- CLETO, L. **Aplicações de CO₂ como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial**. Seminário: Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado. Ministério do Meio Ambiente, São Paulo-SP. 2007.
- COLLIER, J.G. THOME, J.R. **Convective Boiling and Condensation**. 3^o ed. Oxford-NY, 109-111. 1994.
- DA SILVA, A. **Aplicações do CO₂ no setor de refrigeração comercial para supermercados**. Seminário: Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado. Ministério do Meio Ambiente, São Paulo-SP. 2007.

- DESIDERI, A. et al. **Comparison of Moving Boundary and Finite-Volume Heat Exchanger Models in the Modelica Language**. *Energies*, v. 9, n. 5, p. 339, 2016.
- DHAR, M. **Transient analysis of a vapor compression refrigeration system**. 25th International Congress of Refrigeration. 1979.
- DITTUS, F.W., AND L. M. K. BOELTER. **Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type**. University of California (Berkeley) Pub. Eng., vol. 2, p. 443, 1930.
- DUARTE, W. **Numeric model of a direct expansion solar assisted heat pump water heater operating with low gwp refrigerants (R1234yf, R290, R600a and R744) for replacement of R134a**. Tese. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte-MG. 2018.
- ELAZIZ, O.A. et al. **Transient simulation of a transcritical carbon dioxide refrigeration system**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. West Lafayette. 2006.
- ELDREDGE, B.D. et al. **Moving-boundary heat exchanger models with variable outlet phase**. *J. Dyn. Syst. Meas. Control* 130 061003-061003-061012. 2008.
- ESBRÍ, J.N. et al. **Effect of mean void fraction correlations on a shell-and-tube evaporator dynamic model performance**. *Sci. Technol. Built Environ.* 21, 1059–1072. 2015.
- ESLAMI-NEJAD, P. et al. **Detailed theoretical characterization of a transcritical CO₂ direct expansion ground source heat pump water heater**. *Energies*, v. 11, n. 2, 2018.
- FARIA, R. N. **Projeto e construção de uma bomba de calor a CO₂ operando em ciclo transcítico e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão**. Tese. Universidade Federal de Minas Gerais, 2013.
- FARIA, R. et al. **Dynamic modeling study for a solar evaporator with expansion valve assembly of a transcritical CO₂ heat pump**. *Int. J. Refrigeration* 64, 203–213. 2016.
- GARCIA, J. et al. **Comparison of transient response of an evaporator model for water refrigeration system working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a**. *International Journal of Refrigeration*, v. 91, p. 211–222, 2018.
- GNIELINSKI, V. **New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow**. *International Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, 1976, pp. 359-68.
- GODBOLE, P. V.; TANG, C. C.; GHAJAR, A. J. **Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in upward vertical two-phase flow**. *Heat Transfer Engineering*, Taylor & Francis, v. 32, n. 10, p. 843–860, 2011.
- GRALD, E. W.; MACARTHUR, J. W. **A moving-boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows**. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 13, n. 3, p. 266–272, 1992.

- HABERSCHILL, P. et al. **Dynamic model of a vapor-compression refrigerating machine using R-407C.** HVAC&R Res. 9, 451–466. 2003.
- HERMES, C.J.L., MELO, C. **Assessment of the energy performance of household refrigerators via dynamic simulation.** Appl. Thermal Eng. 29, 1153–1165. 2009.
- HE, X. et al. **Moving-interface model of two-phase flow heat exchanger dynamics for control of vapor compression cycle.** Heat Pump Refrigeration Syst. Design, Anal. Appl. 32, 69–75. 1994.
- HOU, Y. et al. **Experimental investigation on the influence of EEV opening on the performance of transcritical CO₂ refrigeration system.** Applied Thermal Engineering, v. 65, n. 1–2, p. 51–56, 2014.
- JANSSEN, M., KUIJPERS, L. **Cycling losses in domestic appliances: an experimental and theoretical analysis.** Int. J. Refrigeration 15, 152–158. 1992.
- JIA, X. et al. **Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators.** Int. J. Refrigeration 22, 126–136. 1999.
- JUDGE, J., RADERMACHER, R. **A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations.** Int. J. Refrigeration 20, 244–255. 1997.
- KAPADIA, R.G. et al. **Transient characteristics of split air-conditioning systems using R-22 and R-410A as refrigerants.** HVAC&R Res. 15, 617–649. 2009.
- KIM, M. et al. **Transient thermal behavior of a water heater system driven by a heat pump.** Int. J. Refrigeration 27, 415–421. 2004.
- KONG, X. et al. **Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer.** International Journal of Refrigeration, v. 91, p. 12–19, 2018.
- KOURY, R. **Modelagem numerica de uma máquina frigorifica de compressão de vapor.** Tese. Universidade Federal de Minas Gerais, 1998.
- KOURY, R. et al. **Numerical simulation of a variable speed refrigeration system.** Int. J. Refrigeration 24, 192–200. 2001.
- KUMAR, P.; SRINIVASAN, K. **Carbon dioxide based power generation in renewable energy systems.** Applied Thermal Engineering, v. 109, p. 831–840, 2016.
- LAUGHMAN, C.R. et al. **A comparison of transient heat pump cycle models using alternative flow descriptions.** Sci. Technol. Built Environ. 21, 666–680. 2015.
- LEDUCQ, D. et al. **Low order dynamic model of a vapor compression cycle for process control design.** J. of Food Process Engineering, 26, 67–91. 2003.
- LEI, Z., ZAHEERUDDIN, M. **Dynamic simulation and analysis of a water chiller**

- refrigeration system.** Appl. Thermal Eng. 25, 2258–2271. 2005.
- LIANG, N. et al. **Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions.** Appl. Thermal Eng. 30, 1205–1214. 2010.
- LI, B., ALLEYNE, A.G. **A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations.** Int. J. Refrigeration 33, 538–552. 2010.
- LI, W. et al. **A transient model for the thermal inertia of chilled-water systems during demand response.** Energy Build. 150, 383–395. 2017.
- LOCKHART, R.; MARTINELLI, R. **Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes.** Chem. Eng. Prog, v. 45, n. 1, p. 39–48, 1949.
- MACHADO, L. **Modèle de simulation et étude expérimentale d'un évaporateur de machine frigorifique en regime transitoire.** Tese. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996.
- MAIA, G. F. F. **Modelagem Matemática e Estudo Experimental de uma Bomba de Calor Ar-Água de Baixo Custo para Uso Residencial.** Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.
- MANCINI, F. et al. **Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO₂ household heat pump dryer.** International Journal of Refrigeration, v. 34, n. 4, p. 851–858, 2011.
- MARTIN, K., RIEBERER, R. **Expansion devices for CO₂- results of measurements and simulation model.** International Congress of Refrigeration, Beijing, 2007.
- MCKINLEY, T., ALLEYNE, A. **An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method.** Int. J. Refrigeration 31, 1253–1264. 2008.
- MELO, C. et al. **Dynamic behaviour of a vapor compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis.** the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. West Lafayette, USA. 1988.
- MIGUEL, H. et al. **Numerical simulation and experimental validation of a solar-assisted heat pump system for heating residential water.** International Journal of Refrigeration, v. 86, p. 28–39, 2018.
- MITHRARATNE, P., WIJEYSUNDERA, N.E. **An experimental and numerical study of hunting in thermostatic-expansion-valve-controlled evaporators.** Int. J. Refrigeration 25, 992–998. 2002.
- OLIVEIRA, R. N. et al. **Dynamic model and experimental validation for a gas cooler of a CO₂ heat pump for heating residential water.** Science and Technology for the Built

Environment, v. 22, n. 1, p. 30–40, 2016.

OLIVEIRA, R. N. **Modelo transiente para um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água**. Dissertação. Universidade Federal de Minas Gerais, 2010.

ONU-BR. **Níveis de gases causadores do efeito estufa na atmosfera atingem novo recorde**. Acesso em 12/12/2018. Disponível em: <https://nacoesunidas.org/niveis-de-gases-causadores-do-efeito-estufa-na-atmosfera-atingem-novo-recorde/>.

PANGBORN, H. et al. **A comparison between finite volume and switched moving boundary approaches for dynamic vapor compression system modeling**. International Journal of Refrigeration, v. 53, p. 101–114, 2015.

PAULINO, T. **Experimental and theoretical study of the dynamic response of a small size CO₂ direct expansion solar assisted pump**. Tese. Universidade Federal de Minas Gerais, 2019.

PAULINO, T. et al. **Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump**. Applied Thermal Engineering, v. 148, n. October 2018, p. 160–172, 2019.

PEARSON, A. **Carbon dioxide - New uses for an old refrigerant**. International Journal of Refrigeration, v. 28, n. 8, p. 1140–1148, 2005.

PETUKHOV, B.S. **Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties**. Advances in Heat Transfer, v. 6, 1970, Pages 503-564.

PORKHIAL, S. et al. **Transient response of finned- tube condenser in household refrigerators**. Appl. Thermal Eng. 26, 1725–1729. 2006.

RADERMACHER, R. et al. **An advanced switching moving boundary heat exchanger model with pressure drop**. v. 65, p. 154–171, 2016.

RASMUSSEN, B. **Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems**. Ph.D. thesis, ACRC, University of Illinois At UrbanaChampaign. 2006.

RASMUSSEN, B. P. **Dynamic modeling for vapor compression systems-Part I: Literature review**. HVAC and R Research, v. 18, n. 5, p. 934–955, 2012.

RASMUSSEN, B.P., SHENOY, B. **Dynamic modeling for vapor compression systems—Part II: simulation tutorial**. HVAC&R Res. 18, 956–973. 2012.

ROHSENOW, W. **Handbook of Heat Transfer**. 3° Ed. McGraw-Hill, NY. 1998.

RODRIGUEZ, E.; RASMUSSEN, B. **A comparison of modeling paradigms for dynamic evaporator simulations with variable fluid phases**. Applied Thermal Engineering, v. 112, p. 1326–1342, 2017.

ROUHANI, S. Z.; AXELSSON, E. **Calculation of void volume fraction in the subcooled**

- and quality boiling regions.** International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, v. 13, n. 2, p. 383–393, 1970.
- Sami, S. et al. **Prediction of transient response of heat pumps.** ASHRAE Trans. 93 (Part 2), 471–490. 1987.
- SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S. **Operating characteristics of transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating - Introduction Due to twin menace of ozone layer depletion and global warming**, the nat-. v. 33, n. 4, p. 23–40, 2012.
- SARKAR, J. et al. **A transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating: Test results and model validation.** International journal of energy research, v. 31, n. August 2007, p. 135–147, 2009.
- SCHIAVO, F., CASELLA, F. **Object-oriented modelling and simulation of heat exchangers with finite element methods.** Math. Comput. Model. Dyn. Syst. 13, 211–235. 2007.
- SHAH, M. **A general correlation for heat transfer during film condensation inside Pipes.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 22, 547-556.. 1979.
- SCHURT, L.C. et al. **A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems.** Int. J. Refrigeration 32, 1672–1682. 2009.
- SON, C. H., PARK, S. J. **An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube.** International journal of refrigeration v.29, p. 539-546, 2006.
- SPAN, R., WAGNER, W. **A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple - point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa.** Journal of physical and chemical reference, v. 25, 1996.
- SPINDLER, K. **A review on heat transfer correlations for supercritical carbon dioxide under cooling conditions.** In 7 th IIR Gustav Loretzen Conference on Natural Working Fluids, p.28-31. 2006.
- SRINIVASAN, K. et al. **Optimum thermodynamic conditions for upper pressure limits of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle.** International Journal of Refrigeration, v. 33, n. 7, p. 1395–1401, 2010.
- TORRES, E. **Energia para o futuro: Brasil e Bahia 2050.** Palestra. X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Salvador, BA. 2018.
- VARGAS, J., PARISE, J. **Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-offcontrol.** Int. J. Refrigeration 18, 235–243. 1995.
- WANG, S. et al. **Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature.** International Journal of

- Refrigeration, v. 36, n. 3, p. 701–716, 2013.
- WEIFENG, W. et al. **An Experimental Study on Convective Heat Transfer of Supercritical Carbon Dioxide**. Scimago Journal & Country Rank. International Conference on Energy and Environment Technology. 2009.
- WILLATZEN, M. et al. **A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange**. Int. J. Refrigeration 21, 398–403. 1998.
- WU, J. et al. **A hybrid transient model for simulation of air-cooled refrigeration systems: description and experimental validation**. Int. J. Refrigeration 53, 142–154. 2015.
- YANG, S., ORDONEZ, J.C. **Integrative thermodynamic optimization of a vapor compression refrigeration system based on dynamic system responses**. Appl. Thermal Eng. 135, 493–503. 2018.
- YOKOYAMA, R. et al. **Influence of ambient temperatures on performance of a CO₂ heat pump water heating system**. Energy, v. 32, n. 4, p. 388–398, 2007.
- YUAN, X., O'NEAL, D. **Development of a transient simulation model of a freezer part I: model development**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. West Lafayette. 1994.
- YU, P. Y. et al. **Performance evaluation of a tube-in-tube CO₂ gas cooler used in a heat pump water heater**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 54, p. 304–312, 2014.
- ZAPATA, J. et al. **A transient model for the heat exchange in a solar thermal once through cavity receiver**. Solar Energy, v. 93, p. 280–293, 2013.
- ZHANG, W. J.; ZHANG, C. L. **A generalized moving-boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances**. International Journal of Refrigeration, v. 29, n. 7, p. 1119–1127, 2006.

APÊNDICE A

A.1 Dedução das equações de conservação de massa

Considerando o balanço de massa para a fase de líquido:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_{li} - \sum \dot{m}_{li+1} \quad (\text{a.1})$$

Sendo:

$$m_l = \rho_l V_l = \rho_l \alpha_l V = \rho_l \alpha_l a_f z_l \quad (\text{a.2})$$

$$\dot{m}_l = \rho_l u_l a_l = \rho_l u_l \alpha_l a_f \quad (\text{a.3})$$

Então:

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l a_f z_l)}{\partial t} = (\rho_l u_l \alpha_l a_f)_{z_i} - (\rho_l u_l \alpha_l a_f)_{z_{i+1}} \quad (\text{a.4})$$

Dividindo a Equação a.4 por z_v e a_f ,

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho_l u_l \alpha_l)}{\partial z} \quad (\text{a.5})$$

Para a região de vapor, a equação é similar:

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha_v)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho_v u_v \alpha_v)}{\partial z} \quad (\text{a.6})$$

Para a região de mistura, a equação é:

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha_v + \rho_l \alpha_l)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho_v u_v \alpha_v + \rho_l u_l \alpha_l)}{\partial z} \quad (\text{a.7})$$

O termo $\rho_v \alpha_v + \rho_l \alpha_l$ representa a massa específica do fluido como um todo, ρ , e o termo $\rho_v u_v \alpha_v + \rho_l u_l \alpha_l$ representa a velocidade mássica total do fluido, G . Assim, a equação de balanço de massa pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (\text{a.8})$$

Aplicando a Equação a.8 no modelo de fronteira móvel, para os pontos de 2 a 4 da Figura 3.4, a equação se transforma em:

$$\frac{\rho_{f(i+1)} - \rho_{fi}}{\Delta t} + \frac{G_{fi} - G_{f(i+1)}}{z_n} = 0 \quad (\text{a.9})$$

Isolando a incógnita $G_{f(i+1)}$,

$$G_{f(i+1)} = - \frac{(\rho_{fi} - \rho_{f(i+1)}) z_n}{\Delta t} + G_{fi} \quad (\text{a.10})$$

A.2 Dedução das equações de conservação de energia

Pela primeira lei da Termodinâmica, desconsiderando variações de energia potencial, cinética e considerando trabalho nulo:

$$\frac{d(\mu)}{dt} = \dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_{i+1} h_{i+1} \quad (\text{a.11})$$

Onde u é a energia interna, em kJ/kg.

Substituindo m e \dot{m} pelas Equações a.2 e a.3, e considerando a região de líquido:

$$\frac{a_f \partial(\rho_l \alpha_l z_l u_l)}{\partial t} = \dot{Q} + (\rho_l u_l \alpha_l a_f)_i h_i - (\rho_l u_l \alpha_l a_f)_{i+1} h_{i+1} \quad (\text{a.12})$$

Onde u é a velocidade do fluido, em m/s.

Dividindo a Equação a.12 por Δz ,

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l a_f u_l)}{\partial t} = -\frac{\dot{Q}}{\partial z} + \frac{(\rho_l u_l \alpha_l a_f)_i h_i}{\partial z} - \frac{(\rho_l u_l \alpha_l a_f)_{i+1} h_{i+1}}{\partial z} \quad (\text{a.13})$$

Onde \dot{Q} é a taxa de calor transferida do fluido refrigerante, em W.

Para a fase de vapor, a equação é similar:

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha_v a_f u_v)}{\partial t} = -\frac{\dot{Q}}{\partial z} + \frac{(\rho_v u_v \alpha_v a_f)_i h_i}{\partial z} - \frac{(\rho_v u_v \alpha_v a_f)_{i+1} h_{i+1}}{\partial z} \quad (\text{a.14})$$

Para a fase de mistura, a equação é:

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha_v a_f u_v + \rho_l \alpha_l a_f u_l)}{\partial t} = -\frac{(\dot{Q}_v + \dot{Q}_l)}{\partial z} + \frac{(\rho_v u_v \alpha_v a_f + \rho_l u_l \alpha_l a_f)_i h_i}{\partial z} - \frac{(\rho_v u_v \alpha_v a_f + \rho_l u_l \alpha_l a_f)_{i+1} h_{i+1}}{\partial z} \quad (\text{a.15})$$

Note que:

$$\rho_v u_v \alpha_v = Gx \text{ e } \rho_l u_l \alpha_l = G(x-1) \quad (\text{a.16})$$

$$\rho_v \alpha_v u_v + \rho_l \alpha_l u_l = \rho u \quad (\text{a.17})$$

$$\dot{Q}_v + \dot{Q}_l = \dot{Q} = h a_f (\Delta T) \quad (\text{a.18})$$

Separando os termos,

$$\frac{(Gx a_f + G(x-1) a_f)_l h_l}{\partial z} - \frac{(Gx a_f + G(x-1) a_f)_v h_v}{\partial z} = \frac{Gx a_f (h_l - h_v) + G(x-1) a_f (h_l - h_v)}{\partial z} \quad (\text{a.19})$$

$$h = (1-x)h_l + xh_v \quad (\text{a.20})$$

Substituindo,

$$\frac{\partial(\rho u a_f)}{\partial t} = -\frac{\partial(h a_f (\Delta T))}{\partial z} + \frac{Gx a_f (h_l - h_v) + G(x-1) a_f (h_l - h_v)}{\partial z} \quad (\text{a.21})$$

Substituindo $a_f / \partial z$ por pe_f ,

$$a_f \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} = -h p e_f (\Delta T) + a_f \frac{\partial(Gh)}{\partial z} \quad (\text{a.22})$$

Aplicando a Equação a.22 no modelo de fronteira móvel, dos pontos 2 a 4,

$$\frac{a_f(\rho u)_{i+1} - (\rho u)_i}{\Delta t} = -h p e_f (T_{fi} - T_{f(i+1)}) + \frac{a_f(G_{fi} h_{fi} - G_{f(i+1)} h_{f(i+1)})}{z_n} \quad (\text{a.23})$$

Isolando a incógnita $h_{f(i+1)}$,

$$h_{f(i+1)} = \frac{-\frac{(\rho u)_{i+1} - (\rho u)_i}{\Delta t} z_n - h(T_{fi} - T_{f(i+1)}) + (G_{fi} h_{fi})}{G_{f(i+1)}} \quad (\text{a.24})$$

A.3 Dedução da conservação de quantidade de movimento

Para a região de líquido,

$$\frac{dm_l u_l}{dt} = \sum (\dot{m}_l u_l)_1 - \sum (\dot{m}_l u_l)_2 + \sum F_l \quad (\text{a.25})$$

Onde F é a força do fluido na parede, em N.

Substituindo m e \dot{m} pelas Equações a.2 e a.3,

$$\frac{d\rho_l \alpha_l z_l v_l a_f}{dt} = \sum (\rho_l u_l \alpha_l a_f u_l)_1 - \sum (\rho_l u_l \alpha_l a_f u_l)_2 + \sum F_l \quad (\text{a.26})$$

$$\sum F_l = (P_l \alpha_l a_f)_{i-(i+1)} - \alpha_l \rho_l a_f \Delta z \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) - \frac{dP}{dz} F \alpha_l a_f \quad (\text{a.27})$$

Dividindo a Equação a.27 por Δz ,

$$a_f \frac{d\rho_l \alpha_l u_l}{dt} = \frac{\partial(\rho_l u_l \alpha_l a_f u_l)}{\partial z} - a_f \alpha_l \frac{\partial P_l}{\partial z} - \alpha_l \rho_l a_f \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) - \frac{dP}{dz} F \alpha_l a_f \quad (\text{a.28})$$

A equação aplicada para a região de vapor é:

$$a_f \frac{d\rho_v \alpha_v u_v}{dt} = \frac{\partial(\rho_v u_v \alpha_v a_f u_v)}{\partial z} - a_f \alpha_v \frac{\partial P_v}{\partial z} - \alpha_v \rho_v a_f \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) - \left(\frac{dP}{dz}\right)_F \alpha_v a_f \quad (\text{a.29})$$

Para a zona bifásica, a equação é:

$$\begin{aligned} a_f \frac{d(\rho_v \alpha_v u_v + \rho_l \alpha_l u_l)}{\partial t} &= \frac{\partial(\rho_v u_v \alpha_v a_f u_v + \rho_l u_l \alpha_l a_f u_l)}{\partial z} - a_f \alpha_v \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_F - a_f \alpha_l \frac{\partial P_l}{\partial z} - (\alpha_v \rho_v \\ &+ \alpha_l \rho_l) a_f \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) - \frac{dP}{dz} (\alpha_v + \alpha_l) a_f \end{aligned} \quad (\text{a.30})$$

Para:

$$G = \rho_v \alpha_v u_v + \rho_l \alpha_l u_l \text{ e } \rho = \rho_v \alpha_v + \rho_l \alpha_l \quad (\text{a.31})$$

$$\rho_1 \alpha_1 u_1 = G(1 - x) \text{ e } \rho_v \alpha_v u_v = Gx \quad (\text{a.32})$$

$$a_f \frac{\partial G}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G^2(1-x)^2}{\rho_1 \alpha_1} \frac{G^2 x^2}{\rho_v \alpha_v} \right] - a_f \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_F - \rho \cdot a_f \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) - \frac{dP}{dz} a_f \quad (\text{a.33})$$

Dividindo a equação por a_f e rearranjando os termos,

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P + G^2 \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_1} \frac{x^2}{\rho_v \alpha} \right] \right\} = - \frac{\partial G}{\partial t} - \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_F - \rho \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \quad (\text{a.34})$$

Aplicando a Equação a.34 no modelo de fronteira móvel, e isolando a incógnita $P_{f(i+1)}$,

$$P_{f(i+1)} = G^2 \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_1} \frac{x^2}{\rho_v \alpha} \right] + \frac{\partial G}{\partial t} z_n + \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_F z_n + \rho \cdot g \cdot z_n \text{sen}(\theta) + P_{fi} \quad (\text{a.35})$$