

INFLUÊNCIA DA MODELAGEM DA CONDENSAÇÃO E
EVAPORAÇÃO DO R410A NA SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO TIPO *SPLIT*

Fabiano Rito Aragão

Dissertação de Mestrado apresentada ao
Programa de Pós-graduação em
Engenharia Mecânica, COPPE, da
Universidade Federal do Rio de Janeiro,
como parte dos requisitos necessários à
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Gabriel Lisbôa Verissimo, D.Sc.

Rio de Janeiro
Dezembro de 2023

INFLUÊNCIA DA MODELAGEM DA CONDENSAÇÃO E
EVAPORAÇÃO DO R410A NA SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO TIPO *SPLIT*

Fabiano Rito Aragão

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Examinada por:

Prof. Gabriel Lisbôa Verissimo, D.Sc.

Prof. Júlio César Passos, Ph.D.

Prof. Nisio de Carvalho Lobo Brum, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

DEZEMBRO DE 2023

Aragão, Fabiano Rito

Influência da Modelagem da Condensação e Evaporação do R410A na Simulação de Sistemas de Ar Condicionado Tipo *Split*/ Fabiano Rito Aragão.

– Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2023.

XVIII 129 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Gabriel Lisbôa Verissimo

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, 2023.

Referências Bibliográficas: p. 121-124.

1. Refrigeração. 2. Transferência de Calor. 3. Termodinâmica. I. Verissimo, Gabriel Lisbôa. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus pelo dom da vida e por permitir a realização deste trabalho.

Agradeço à minha família por todo apoio e incentivo. Em especial à minha esposa Fernanda pelo amor e compreensão que demonstrou durante o período da especialização.

Agradeço ao professor Gabriel Verissimo pela paciência, dedicação e conhecimento compartilhado, sem os quais não seria possível realizar esta caminhada.

Agradeço ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFRJ na figura de seus professores, por todo o ensinamento passado, e da senhora Vera Noronha, por todo suporte indispensável.

Agradeço aos funcionários do LTTC – Laboratório de Transmissão e Tecnologia de Calor que estiveram sempre disponíveis, principalmente a senhora Evanise e ao senhor Júlio.

Agradeço aos colegas Matheus Campos, Luís Felipe, Victor Bernardoni e Emilson Junior por seu companheirismo e auxílio ao longo deste curso.

Por fim agradeço à Marinha do Brasil, pela concessão do estudo.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M. Sc.).

INFLUÊNCIA DA MODELAGEM DA CONDENSAÇÃO E
EVAPORAÇÃO DO R410A NA SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO TIPO *SPLIT*

Fabiano Rito Aragão

Dezembro/2023

Orientador: Gabriel Lisbôa Verissimo

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho tem como objetivo analisar a influência das correlações dos coeficientes convectivos para o processo de condensação e evaporação na simulação de um sistema de ar condicionado do tipo *split* operando com R410A em regime permanente. A transferência de calor entre o R410A e o ar no evaporador e no condensador é feita discretizando ambos em pequenas seções. Em seguida, a transferência global de calor é avaliada localmente, permitindo a determinação do calor trocado em cada seção. A umidade nas aletas venezianas do evaporador foi considerada para cálculo. A modelagem computacional é desenvolvida em uma linguagem de programação de código aberto chamada Python. Já as propriedades termofísicas do fluido refrigerante e do ar úmido são obtidas usando o banco de dados da biblioteca aberta Coolprop. Primeiramente, a implementação computacional é validada através da comparação com dados experimentais da literatura. Em seguida, cinco correlações referentes ao coeficiente convectivo durante a condensação e quatro correlações durante a evaporação do sistema são testadas, e o efeito destas correlações sobre a capacidade preditiva do modelo de avaliar a potência consumida, a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance (COP) do sistema é analisada. Por fim, após a determinação do par de correlações mais satisfatório, é realizada uma análise energética e exergetica do sistema variando a frequência do compressor e as temperaturas externas e internas.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.).

INFLUENCE OF MODELING CONDENSATION AND EVAPORATION OF R410A
ON THE SIMULATION OF *SPLIT* TYPE AIR CONDITIONING SYSTEMS

Fabiano Rito Aragão

December/2023

Advisor: Gabriel Lisbôa Verissimo

Department: Mechanical Engineering

This work aims to analyze the influence of the correlations of convective coefficients for the evaporation and condensation process in the simulation of a split air conditioning system operating with R410A in the steady state. The heat transfer between the R410A and the air in the evaporator and condenser is done by discretizing both into small sections. Then, the global heat transfer is evaluated locally, allowing the determination of the heat exchanged in each section. The humidity in the evaporator's louvered fins was considered for calculation. Computational modeling is developed in an open-source programming language called Python. In the present work, the thermophysical properties of the refrigerant fluid and humid air are obtained using the Coolprop open library database. Firstly, the computational implementation is validated through comparison with experimental data from the literature. Then, five correlations referring to the convective coefficient during condensation and four correlations during system evaporation are tested, and the effect of these correlations on the predictive capacity of the model to evaluate the consumed power, refrigeration capacity and performance coefficient (COP) of the system is analyzed. Finally, after determining the most satisfactory pair of correlations, an energetic and exergetic analysis of the system is carried out by varying the compressor frequency and external and internal temperatures.

Sumário

Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	x
1 Introdução	19
1.1 Motivação	19
1.2 Objetivos	21
1.3 Organização do trabalho	22
2 Estado da arte	23
2.1 Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor	23
2.2 Revisão bibliográfica	26
3 Modelagem Matemática	33
3.1 Equações Governantes de Termodinâmica	33
3.2 Queda de pressão e Troca térmica	35
3.3 Dispositivos de um Sistema de Refrigeração	42
3.3.1 Compressor	43
3.3.2 Condensador	45
3.3.3 Dispositivo de Expansão	58
3.3.4 Evaporador	59
3.4 Procedimento Iterativo	72
4 Metodologia	75
4.1 Equação de Estado	75
4.2 Modelagem dos Trocadores de Calor	77
4.3 Cálculo dos Balanços de Exergia	79
4.4 Parâmetros Geométricos dos Trocadores	81
5 Resultados e Discussões	83
5.1 Validação da Metodologia	83
5.2 Influência da Modelagem do Coeficiente Convectivo no Condensador e no Evaporador	85
5.3 Análise Paramétrica	94
6 Conclusão	119
6.1 Trabalhos futuros	120
7 Referência Bibliográfica	121
8 Anexo A	125

Lista de Figuras

Figura 1 – Sistema de refrigeração por compressão de vapor.	25
Figura 2 – Diagrama $p \times h$, real e ideal do ciclo termodinâmico por compressão mecânica.	26
Figura 3 – Representação do volume de controle do compressor do ciclo.	34
Figura 4 – Representação do volume de controle do condensador do ciclo.	34
Figura 5 – Representação do volume de controle do dispositivo de expansão do ciclo.	35
Figura 6 – Representação do volume de controle do evaporador do ciclo.	35
Figura 7 – Balanço de 1ª Lei aplicada ao volume de controle discreto.	40
Figura 8 – Geometria discreta considerada.	42
Figura 9 – Curvas de desempenho do compressor.	43
Figura 10 – Geometria típica das aletas planas com venezianas.	46
Figura 11 – Parâmetros geométricos das venezianas das aletas.	47
Figura 12 – Vista ampliada da seção do trocador tubo aleta.	47
Figura 13 – Algoritmo para avaliar a temperatura da superfície externa.	63
Figura. 14 – Mapa de padrões de escoamento proposto WOJTAN <i>et al</i> 2005.	65
Figura 15 – Fluxograma do Processo de Simulação.	74
Figura 16 – Discretização utilizada nos tubos.	78
Figura 17 – Transferência de calor por convecção: efeito das correlações de condensação.	89
Figura 18 – Temperatura do refrigerante: efeito das correlações de condensação.	89
Figura 19 – Pressão do refrigerante: efeito das correlações de condensação.	90
Figura 20 – Taxa de calor: efeito das correlações de condensação.	91
Figura 21 – Transferência de calor por convecção: efeito das correlações de evaporação.	92
Figura 22 – Pressão do refrigerante: efeito das correlações de evaporação.	92
Figura 23 – Temperatura do refrigerante: efeito das correlações de evaporação.	93
Figura 24 – Taxa de calor: efeito das correlações de evaporação.	94
Figura 25 – Transferência de calor por convecção: efeito da frequência no condensador.	95
Figura 26 – Pressão do refrigerante: efeito da frequência no condensador.	96
Figura 27 – Temperatura do refrigerante: efeito da frequência no condensador.	97
Figura 28 – Taxa de calor: efeito da frequência no condensador.	98
Figura 29 – Transferência de calor por convecção: efeito da frequência no evaporador.	99
Figura 30 – Pressão do refrigerante: efeito da frequência no evaporador.	100
Figura 31 – Temperatura do refrigerante: efeito da frequência do evaporador.	101
Figura 32 – Taxa de calor: efeito da frequência no evaporador.	102
Figura 33 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura externa no condensador.	103
Figura 34 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura externa no condensador.	104

Figura 35 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura externa no condensador	105
Figura 36 – Taxa de calor: efeito da temperatura externa no condensador	106
Figura 37 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura externa no evaporador	107
Figura 38 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura externa no evaporador	108
Figura 39 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura externa no evaporador	109
Figura 40 – Taxa de calor: efeito da temperatura externa no evaporador	110
Figura 41 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura interna no condensador	111
Figura 42 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura interna no condensador ...	112
Figura 43 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura interna no condensador	113
Figura 44 – Taxa de calor: efeito da temperatura interna no condensador.....	114
Figura 45 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura interna no evaporador	115
Figura 46 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura interna no evaporador.....	116
Figura 47 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura interna no evaporador	117
Figura 48 – Taxa de calor: efeito da temperatura interna no evaporador.....	118

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Constantes utilizadas para cálculo da potência elétrica e capacidade frigorífica do compressor informado por BROCHIER (2014).....	45
Tabela 2 – Visão geral das equações e correlações usadas para o trocador de calor	78
Tabela 3 – Parâmetros geométricos dos trocadores.....	81
Tabela 4 – Parâmetros geométricos extra do condensador.....	82
Tabela 5 – Parâmetros geométricos extra do evaporador.....	82
Tabela 6 – Testes realizados.....	83
Tabela 7 – Resultados para convergência com RMS	84
Tabela 8 – Resultados para convergência com Dif_{rel} para os testes BATOR (2019).....	84
Tabela 9 – Resultados para convergência com Dif_{rel} para os testes simulados.....	85
Tabela 10 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 1 usando a correlação de evaporação de Wojtan.....	85
Tabela 11 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 2 usando a correlação de evaporação de Wojtan.....	86
Tabela 12 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 3 usando a correlação de evaporação de Wojtan.....	86
Tabela 13 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 4 usando a correlação de evaporação de Wojtan.....	87
Tabela 14 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Wojtan para diferentes correlações de condensação	87
Tabela 15 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Kaew-on e Wongwises para diferentes correlações de condensação	87
Tabela 16 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Sun e Mishima para diferentes correlações de condensação	88
Tabela 17 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Tran para diferentes correlações de condensação.....	88
Tabela 18 – Mudança de frequência do compressor	95
Tabela 19 – Mudança de temperatura externa.....	102
Tabela 20 – Mudança de temperatura interna	110

Nomenclatura

A	área
A_c	área mínima de passagem de ar
A_{cT}	área mássica de passagem de ar
A_d	destruição de exergia
A_e	área externa
A_i	área interna
Bo	número de ebulição
CF	capacidade de refrigeração
Co	núcleo de convecção
COP	coeficiente de performance
c_p	calor específico
D	diâmetro da tubulação
D_e	diâmetro eterno
D_i	diâmetro interno
D_{ec}	diâmetro eterno do Colar da aleta
D_{ecC}	diâmetro externo do Colar da aleta do condensador
D_{ecE}	diâmetro externo do Colar da aleta do evaporador
Dif_{rel}	diferença relativa
D_h	diâmetro hidráulico
\dot{q}_{sen}	fluxo de calor sensível
\dot{q}_{lat}	fluxo de calor latente
dz	passo

e	rugosidade do tubo
esp	espessura
f	fator de atrito
F	coeficiente
F_p	passo da aleta
F_{cb}	fator de aprimoramento por ebulição convectiva
Fr	número de Froude
F	coeficiente
F_m	fator de ajuste
g	aceleração da gravidade
G	fluxo mássico
G_a	número de Galileo
G_{EE}	fluxo mássico de ar úmido
G_{wavy}	velocidade mássica de transição da região de escoamento ondulado
G_{strat}	velocidade mássica de transição da região de escoamento estratificado
h_a	coeficiente de transferência de calor independente da temperatura
h_{as}	coeficiente de transferência de calor para tubo liso
h_{cb}	coeficiente de calor por ebulição convectiva
h_d	coeficiente de transferência de calor dependente da temperatura
h_D	coeficiente de transferência de massa
h_{nb}	coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada
h_{eb}	coeficiente de transferência de calor por ebulição
h_{lo}	coeficiente de transferência de calor por convecção de fase líquida

h_l	coeficiente de transferência de calor por convecção considerando que toda a massa flui como líquido
h_{mist}	coeficiente de transferência de calor de névoa
h_{dry}	coeficiente de transferência de calor para o padrão de escoamento de secagem
h_{LV}	calor latente de vaporização
h_v	coeficiente de transferência de calor para o perímetro seco
H_{LD}	altura do líquido adimensional
i	entalpias dos componentes do Sistema de Refrigeração
$i_{v,sat}$	entalpia de vapor saturado
$i_{l,sat}$	entalpia de líquido saturado
h_{wet}	coeficiente de transferência de calor para o perímetro molhado
K_{Fr}	fator de correção
k_{ar}	condutividade térmica do ar
J	numero de Colburn
J_A	parâmetro de Jakob
J_{G^*}	velocidade do gás de transição adimensional
J_G	velocidade do gás adimensional
L	comprimento linear da tubulação
$L_{cond,total}$	comprimento do tubo necessário para a condensação total
Le	número de Lewis
L_h	altura da veneziana
L_p	passo da venezianas
\dot{m}	vazão mássica

\dot{m}_c	vazão mássica de ar seco atravessando o condensador
\dot{m}_e	vazão mássica de ar seco atravessando o evaporador
M	massa molar do refrigerante
N	frequência de rotação do compressor
N_t	número de linhas de tubos longitudinais
Nu	número de Nusselt
Nu_{fc}	número de Nusselt forçado
n_g	número de aletas
n_{opt}	número otimizada de aletas
P_l	passo longitudinal dos tubos
P_t	passo transversal dos tubos
Pr	número de Prandtl
p_r	pressão reduzida
q''	fluxo de calor
$prof$	profundidade da serpentina
q_{CRIT}	fluxo de calor crítico
\dot{Q}_H	taxa de rejeição de calor do condensador para o ambiente de alta temperatura
\dot{Q}_L	taxa de calor de calor retirada do ambiente de baixa temperatura para o evaporador
\dot{Q}_P	taxa de calor perdido no compressor
$Q_{cond,total}$	calor total necessário para a condensação total
Re	número de Reynolds

R_e	resistência térmica convectiva entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura da superfície externa
rp	razão de pressão entre o condensador e o evaporador
R_x	fator de aprimoramento de geometria
RMS	raiz quadrada média
S	fator adicional para coeficiente bifásico
s	entropias dos componentes do Sistema de Refrigeração
s_{c1}	entropia do ar úmido por massa de ar seco na entrada do condensador
s_{c2}	entropia do ar úmido por massa de ar seco na saída do condensador
s_{e1}	entropia do ar úmido por massa de ar seco na entrada do evaporador
s_{e2}	entropia de ar úmido por massa de ar seco na saída do evaporador
s_{liq}	entropia de água que condensa durante o resfriamento de ar úmido
R_x	fator de aprimoramento de geometria
t	tempo
T	temperatura
T_e	temperatura externa
T_H	temperatura de condensação
T_i	temperatura interna
T_L	temperatura de evaporação
T_W	temperatura da parede
U_i	coeficiente global de transferência de calor
V	velocidade média do escoamento
\dot{v}	vazão volumétrica do ar

v_f	fração de vapor
We	numero de Weber
\dot{W}_c	potência consumida
W_{e1}	razão de umidade do ar úmido na entrada do evaporador
W_{e2}	razão de umidade do ar úmido na saída do evaporador
x	título do vapor
x_{1A}	título de transição da região I-A
X_{tt}	parâmetro de Lockhart-Martinelli
Y_m	fator de multiplicação
ΔP	queda de pressão

Letras Gregas

φ	inclinação da espiral
α	energia de Helmholtz
β	proporção de tela
γ	ângulo do ápice
$\dot{\sigma}$	taxa de geração de entropia do dispositivo
T	tensão superficial
ε	rugosidade aparente
δ	espessura do filme do líquido
μ	viscosidade dinâmica
ρ	massa específica
η	eficiência

η_g	eficiência global
η_{II}	eficiência de exergia
ϵ	fração de vazio transversal
\emptyset	multiplicador bifásico
θ	ângulo
θ_l	ângulo medido do topo do tubo até a poça de líquido

Subscritos

a	aleta
AE	ar externo
COND	condensação
∞	ar
b	bifásica
c	condensador
$crit$	crítica
$curv$	curva
DC	diâmetro externo do colar
de	fim do padrão de escoamento de secagem
di	início do padrão de escoamento de secagem
DP	ponto de orvalho
dry	seco
e	evaporador

<i>EVAP</i>	evaporação
<i>f</i>	futuro
<i>IVC</i>	vapor interno do condensador
<i>H</i>	homogêneo
<i>l</i>	líquido
<i>lo</i>	apenas líquido
<i>lat</i>	calor latente
<i>m</i>	monofásica
<i>n</i>	necessário
<i>p</i>	presente
<i>ref</i>	refrigerante
<i>sen</i>	calor sensível
<i>strat</i>	estratificado
<i>v</i>	vapor
<i>vo</i>	somente vapor
<i>t</i>	tubo
<i>tot</i>	total
<i>TP</i>	duas fases
<i>wet</i>	perímetro molhado

1 Introdução

1.1 Motivação

A indústria AVAC-R (Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração) desempenha um papel importante e crescente na economia global de hoje, com contribuições significativas feitas nos domínios dos alimentos, saúde, energia, lazer, ciência, meio ambiente e diversos setores da indústria. O IIR (*International Institute of Refrigeration*) em 2019 estimou que o número total de sistemas de refrigeração, ar-condicionado e bomba de calor, em operação em todo o mundo giram em torno de cinco bilhões.

Segundo o IIR (2019), as vendas anuais globais destes equipamentos chegam a cerca de 500 bilhões de dólares. Mais de 15 milhões de pessoas, em todo o mundo, estão empregadas no setor AVAC-R, que consome cerca de 20% da eletricidade total gerada do planeta. Isso significa que quase cinco em cada 1000 trabalhadores têm um emprego ligado à fabricação, instalação, manutenção e serviço de todos os tipos do setor AVAC-R.

Segundo IRFAN (2022), o IEA (*International Energy Agency*) estima que existam cerca de 2 bilhões de unidades de condicionadores de ar residenciais em uso em todo o mundo, sendo a metade dessas unidades presentes apenas nos EUA e na China. A proporção do consumo varia muito de um país para outro, dependendo do clima local e do nível de desenvolvimento. Os países em desenvolvimento e os grupos populacionais mais vulneráveis – particularmente emigrantes, pessoas em situação de pobreza e povos indígenas estão mais expostos a esses impactos.

Segundo o IIR (2019) o ar-condicionado está se expandindo dramaticamente, especialmente nas economias emergentes do mundo e essa tendência deve aumentar, pois dos 2,8 bilhões de pessoas que vivem nas partes mais quentes do mundo, apenas 8% atualmente possuem ar condicionado.

O ar condicionado é uma parte essencial do setor de refrigeração. A sua utilização está a aumentar tanto para o conforto, bem-estar e saúde humana. Segundo IIR (2019), a alta temperatura ambiente e a má qualidade do ar interno têm uma

influência significativa na aprendizagem cognitiva dos alunos e na produtividade dos trabalhadores de escritório, prejudicando a eficiência e causando perdas econômicas. Globalmente, a Organização Internacional do Trabalho aponta que mesmo em um cenário de mitigação efetiva das mudanças climáticas, os aumentos de temperatura decorrentes das mudanças climáticas levarão à perda do equivalente a 72 milhões de empregos em tempo integral até 2030 devido ao estresse térmico.

Os condicionadores de ar tipo *split* se dividem nos seguintes modelos: inverter e convencional, segundo o blog da Webcontinental (visitado em 2022). Os *splits* apresentam algumas diferenças, visto que o *Split* inverter possui variação de frequência/velocidade, o compressor funciona de forma contínua, sem que ele desligue completamente, permitindo assim, que a temperatura e os picos de energia não oscilem tanto, além de utilizar a potência máxima por mais tempo, proporcionando assim economia de energia (até 60%) e a propagação de um ruído menor quando comparados ao *Split* convencional. Apesar de possuir custos de manutenção e preço de aquisição elevada, estes custos poderão ser compensados pela alta utilização do equipamento.

Segundo a normativa 207 (2008), elaborada pelo IBAMA, o Programa Brasileiro de Eliminação de hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) está coordenando ao longo dos anos, uma série de ações que visam à eliminação gradativa dos HCFCs da indústria brasileira até ser completamente extinto em 2040. Dentre os HCFCs eliminados está o R22, largamente utilizado na climatização residencial e comercial, pelo fato de atacarem a camada de ozônio, assim agravam o efeito estufa. Para reduzir a dependência do R22, os gases ecológicos, do grupo HFCs (hidrofluorcarbonetos) principalmente o R410A estão sendo utilizados na climatização.

Segundo a nota técnica do Programa Brasileiro GHG Protocol (2016), o Gás refrigerante R32 quando comparado ao R410A, que atualmente é o mais utilizado, possui um impacto sobre o Potencial de Aquecimento Global (GWP) de três vezes menores, valores estes que estão disponíveis nos relatórios do Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas – IPCC, porém possuem custo e taxa de inflamabilidade superiores aos do R410A.

Com a finalidade de analisar o comportamento do sistema de ar condicionado a partir das modificações e dos parâmetros utilizados no projeto, são realizados diversos testes experimentais, geralmente baseados em tentativa e erro, tornando este processo

caro e demorado. Desta forma, um modelo matemático bem validado do ar-condicionado é importante para se obter análises confiáveis com maior praticidade.

O sistema de ar condicionado pode ser analisado em regime transiente e em regime permanente. A modelagem em regime transiente tem sido feita principalmente para analisar metodologias de controle para mudanças da carga térmica. Esta modelagem é computacionalmente mais custosa e tem sido frequentemente realizada a partir de programas computacionais como o Thermosys da Simulink, presente na dissertação de PANGBORN (2015). Contudo, a análise em regime permanente é capaz de fornecer informações importantes do sistema de ar condicionado com um esforço computacional menor. No presente trabalho, um sistema de ar condicionado operando refrigerante R410A em regime permanente é modelado computacionalmente com o auxílio da linguagem Python.

1.2 Objetivos

Dado o contexto apresentado, o presente trabalho tem por objetivo modelar um sistema de condicionamento de ar do tipo *split* de aplicação doméstica, adotando uma formulação das equações da conservação da massa e da energia para os componentes do sistema. Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Elaboração de um modelo teórico para a simulação em regime permanente, utilizando a discretização do domínio dos trocadores de calor através dos passos fracionados.
- Implementação computacional do modelo.
- Modelagem da queda de pressão monofásica e bifásica com a presença de umidade nas aletas venezianas do evaporador.
- Analisar os parâmetros de coeficiente de performance, capacidade frigorífica e potência consumida, em função da temperatura ambiente, umidade relativa e frequência do compressor no desempenho do sistema de refrigeração.
- Analisar cinco correlações referentes ao coeficiente convectivo durante a condensação e quatro correlações durante a evaporação com a finalidade de avaliar a influência destes parâmetros sobre a capacidade preditiva do modelo computacional.

- Analisar as simulações de alteração de frequência do compressor e das temperaturas internas e externas, somados com o cálculo de exergia no melhor conjunto de trocadores de calor calculado.

1.3 Organização do trabalho

O trabalho é dividido da seguinte forma. No Cap. 2 é descrito o estado da arte, que se divide em fundamentos da refrigeração e revisão bibliográfica, nele são descritos a simulação de sistemas de refrigeração e os conceitos básicos do ciclo de compressão de vapor. No Cap. 3 é desenvolvida a modelagem matemática dos principais componentes do sistema de refrigeração. No Cap. 4 é descrita a metodologia adotada para os cálculos computacionais, o cálculo de exergia e as informações geométricas dos trocadores de calor. No Cap. 5 são apresentados resultados para verificação e validação do código através de dados experimentais e computacionais disponíveis na literatura. Além de apresentar os resultados de correlações de trocadores de calor para condicionadores de ar tipo *split* no regime permanente para diversos autores, com o objetivo de analisar qual destes conjuntos, obterá o maior COP. No Cap.6 é descrita a conclusão das simulações.

2 Estado da arte

Esse capítulo apresenta uma breve revisão sobre os aspectos teóricos de ciclos de refrigeração por compressão mecânica de vapor e a revisão bibliográfica dos principais autores que foram utilizados no presente trabalho.

2.1 Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

O desempenho do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor é avaliado através do COP (coeficiente de performance), definido como a razão entre a taxa de calor retirada do ambiente de baixa temperatura para o evaporador (\dot{Q}_L) e a potência fornecida ao compressor (\dot{W}_c), que seria a potência consumida. As expressões para cálculo do COP, da potência frigorífica e da potência consumida pelo compressor podem ser escritas, respectivamente, como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(i_1 - i_4) \quad (2.2)$$

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m} (i_2 - i_1)}{\eta_g (rp)} \quad (2.3)$$

onde \dot{m} e η_g são a vazão mássica e a eficiência global (isentrópica) respectivamente do compressor, rp é a razão de pressão entre o condensador e o evaporador e o i são as entalpias dos componentes do sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor, descrita na Fig. 1

A taxa de rejeição de calor do condensador para o ambiente de alta temperatura e pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(i_2 - i_3) \quad (2.4)$$

Outro método utilizado para modelar o compressor consiste no uso de gráficos provenientes de catálogos de fabricantes, como as curvas de potência e capacidade de refrigeração do compressor em função das temperaturas de condensação e de evaporação. As constantes utilizadas para descrever o comportamento do compressor podem ser determinadas por procedimentos de ajustes de equações. Os gráficos provenientes dos catálogos de fabricantes baseiam-se na norma AHRI 540 (AHRI Standard 540, 2015).

O ciclo de Carnot é o ciclo de refrigeração reversível que fornece o valor máximo de COP, sendo este otimizado quando a temperatura do reservatório frio possui o maior valor possível e a temperatura do reservatório quente o menor valor possível, o qual pode ser escrito como:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.5)$$

A maior parte da refrigeração é produzida por meios artificiais, tendo alguns tipos de sistemas que podem ser destacados:

- Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor
- Sistema de Refrigeração Padrão de Ar
- Sistema de Refrigeração por Absorção (ARS)
- Sistema de Refrigeração por Ejeção de Vapor
- Sistema de Refrigeração Termoelétrica
- Sistema de Refrigeração Magnética

O sistema de refrigeração que será estudado é um ciclo de compressão de vapor que é muito utilizado em aplicações domésticas, comerciais e industriais. Além disso, segundo ARORA (2013), o ciclo que mais se aproxima de Carnot, é o ciclo de compressão de vapor.

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor doméstico funcionam através da evaporação de uma substância volátil, classificada como refrigerante, a baixas temperaturas, sendo amplamente utilizados para garantir o conforto térmico e a conservação de alimentos.

Um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor é composto por quatro dispositivos básicos interconectados por um sistema fechado e estanque, são eles: compressor, dispositivo de expansão, condensador e evaporador. Assim, o calor é retirado do ambiente refrigerado, sob temperatura mais baixa, e rejeitado para o ambiente externo, em alta temperatura, através da ocorrência de processos termodinâmicos com um fluido de trabalho, denominado refrigerante. Na Fig. 1 é apresentado o layout do ciclo de refrigeração por compressão de vapor padrão.

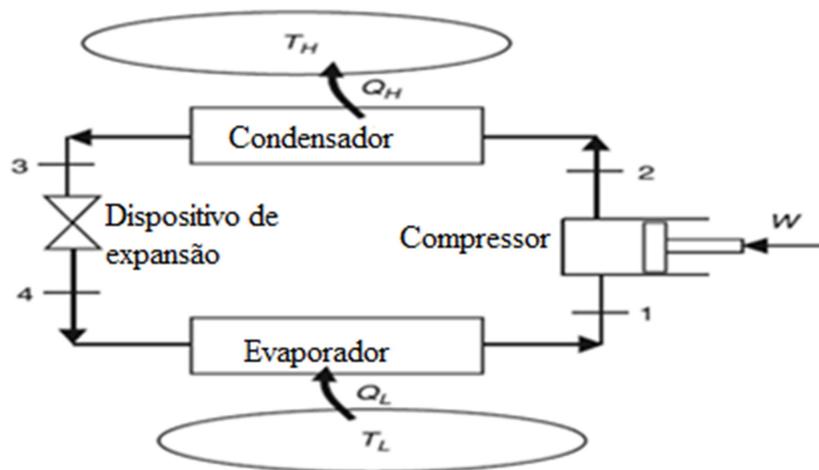


Figura 1 – Sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Modificado de DINÇER e KANOGLU (2010)

Segundo DINÇER E KANOGLU (2010), o vapor refrigerante é superaquecido na saída do evaporador, para evitar a entrada de fluido no estado líquido no compressor, o que pode causar danos a tal componente do ciclo, enquanto que o líquido refrigerante é sub-resfriado na saída do condensador, com o objetivo de estabilizar o dispositivo de expansão e aumentar um pouco o COP do respectivo ciclo.

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é representado pelos respectivos processos:

- 1-2: Compressão isentrópica no compressor
- 2-3: Rejeição de calor nas pressões do condensador
- 3-4: Expansão isoentálpico no dispositivo de expansão
- 4-1: Absorção de calor nas pressões do evaporador

Devido a não idealidade dos processos envolvidos, tais como as perdas de carga dos trocadores de calor e outras irreversibilidades, o ciclo utilizado na prática é representado por meio de um diagrama p - i de um ciclo real de refrigeração, conforme descrito na Fig. 2.

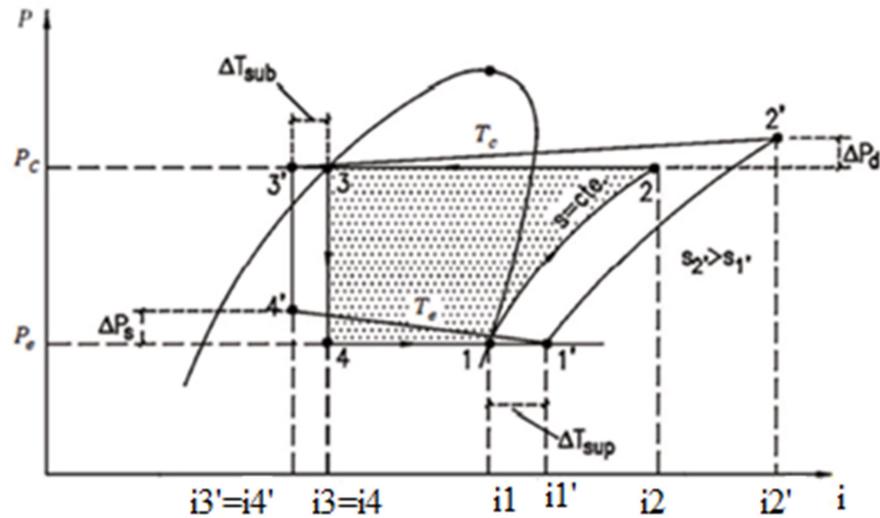


Figura 2 – Diagrama $p \times h$, real e ideal do ciclo termodinâmico por compressão mecânica.

Modificado de VENTURI e PIRANI (2005)

Quanto ao condicionamento de ar, dependendo do objetivo, existem alguns tipos de ar condicionados que devem ser destacados, todos com vantagens e desvantagens:

- Condicionadores de ar de janela
- Condicionadores de ar portáteis
- Condicionadores de ar *split*
- Condicionadores centrais

2.2 Revisão bibliográfica

A revisão bibliográfica do presente trabalho aborda a modelagem permanente de sistemas de refrigeração de condicionadores de ar tipo *split*, podendo ser do tipo *inverter* ou não. Com a utilização de compressores de velocidades variáveis ou constantes, alimentados com quantidade de carga de fluidos refrigerantes distintos.

Segue abaixo, os principais autores que estudaram os assuntos que serão utilizados na dissertação.

WANG *et al* (1997) analisaram o desempenho de trocadores de calor de tubos aletados de placas sob condições de desumidificação. O estudo utilizou nove geometrias diferentes de venezianas. Uma correlação é proposta para a configuração atual da aleta da placa. Essa correlação pode descrever 92 % de fator de Colburn e aproximadamente 91 % de fator de atrito dentro de 10 % de incerteza. Os autores concluíram que: i) os fatores j sensíveis sob condições de desumidificação não dependem das condições do ar de entrada; ii) o fator de atrito é muito sensível às condições da superfície; iii) os fatores de atrito das serpentinas úmidas são muito maiores que os das serpentinas secas, e uma degradação dos coeficientes de transferência de calor sensível sob desumidificação foi observada em baixo número de Reynolds; iv) um pequeno aumento foi observado em números de Reynolds mais altos. No entanto, esse fenômeno torna-se menos intenso à medida que aumenta o número de fileiras de tubos.

BULLARD *et al* (2002) mediram a transferência de calor do lado do ar e a queda de pressão de trocadores de calor de alumínio brasado sob condições de desumidificação em 30 amostras diferentes com profundidade de fluxo baixa (≤ 24 mm) de aletas venezianas e tubo plano. Os autores concluíram que para trocadores de calor com passo da aleta $< 1,4$ mm e ângulo da veneziana $= 27^\circ$ o coeficiente de transferência de calor sensível e o atrito são maiores do que aqueles para superfície seca, já quando o ângulo de veneziana $< 27^\circ$ e com todos os passos de aleta considerados no seu estudo resultam em coeficientes de transferência de calor sensível menor do que para superfície seca. As correlações para os fatores de Colburn e de atrito foram desenvolvidas dentro de erros rms de 16,9 e 13,6%, respectivamente.

ZHANG *et al* (2004) realizaram a simulação de um ar condicionado do tipo *split* com R410A operando em regime permanente. Os ventiladores dos trocadores de calor utilizaram velocidades de rotação variáveis e adotaram uma formulação estacionária das equações da conservação da massa e da energia para os componentes do sistema. A modelagem matemática foi implementada no *software EES*. Para o recinto refrigerado foram consideradas temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, 27°C e 19°C , enquanto que para o ambiente externo foram consideradas temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, 35°C e 24° . Os resultados obtidos pelos autores mostram que

os resultados da simulação estão coerentes com os dados experimentais, fornecendo uma maneira útil de projetar novos sistemas de ar condicionado. Por fim, Zhang e coautores afirmaram que a acurácia da predição poderia aumentar caso fossem aplicadas correlações do número de Nusselt para mistura azeotrópicas durante condensação e evaporação.

WANG *et al* (2005) desenvolveram um modelo numérico de serpentina de resfriamento desacoplada utilizando o método de elementos finitos a partir da razão de calor sensível do elemento. A equação utilizada para transferência de calor sensível e latente tem um formato padrão para todas as condições da serpentina. O elemento variável SHR (relação do calor sensível) determina a condição da serpentina, se ela está completamente seca, completamente molhada ou parcialmente molhada. A iteração ocorre através do método da busca exaustiva. Os autores consideraram número de Lewis igual a um, para o cálculo do coeficiente de transferência de massa e a serpentina é dividida em dez elementos na simulação. Os autores concluíram que o SHR real e a curva de temperatura de saturação da superfície da serpentina deveriam ser considerados no modelo, tornando assim o modelo mais precisa do que os modelos que consideram SHR constante na serpentina.

DE ROSSI *et al.* (2011) realizaram uma análise experimental com o intuito de verificar a influência da carga de refrigerante, no estado estacionário de um freezer vertical, tendo o R600A como fluido de trabalho. Os autores demonstraram que o aumento da carga de refrigerante provocou um aumento da vazão mássica, da potência elétrica, das pressões no evaporador e no condensador. Além de um aumento da área de transferência de calor relacionada à evaporação, uma diminuição da diferença de temperatura média entre o evaporador e o gabinete e a produção de um COP máximo.

SOYLEMEZ (2012) apresentou um método numérico alternativo desenvolvido para determinar as temperaturas de várias regiões na superfície da serpentina de resfriamento, a partir de fórmulas algébricas simples. O método calculou a área de transferência de calor e massa para superfícies de interface de serpentinas de resfriamento, ou seja, para evaporadores com cerca de 6% de precisão. O método simplificado foi usado para derivar as propriedades psicrométricas do ar úmido com base em um método de aproximação numérica, além de ter sido usado na análise

térmica rápida de superfícies molhadas da serpentina de resfriamento, proporcionando uma redução do tempo computacional.

BROCHIER (2014) otimizou o custo operacional em função de diversos parâmetros, tais como: vazão de ar do condensador, número de aletas e de circuitos do condensador e frequência do compressor de um condicionador de ar tipo *split* hiwall com vazão variável do refrigerante R410A e tendo a variação da temperatura do ambiente externo. O autor utilizou o *software* EES para modelar um ciclo de compressão de vapor de simples estágio em regime permanente e ajustou a dados obtidos de um calorímetro, além de programar um algoritmo genético na otimização escolhida. Na modelagem matemática foram utilizadas: a norma AHARI 540 para o compressor, a correlação de SHAH (1979) e WANG *et al.* (1999) para os condensadores, as correlações de WOJTAN *et al.* (2005) e WANG *et al.* (2000) para os evaporadores e para o dispositivo de expansão, representado pelo tubo capilar foi utilizado o modelo adiabático. Por fim, o autor concluiu que o COP aumentou 12% na condição de ar externo a 35°C.

YANG *et al.* (2017) analisaram um modelo matemático em regime estacionário com o objetivo de otimizar as áreas do trocador de calor e a razão de pressão de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, para se obter a maximização da taxa de refrigeração, do COP e da eficiência de Segunda Lei. Os autores realizaram a modelagem no FORTRAN e utilizaram o REFPROP para obter as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes utilizados no modelo, que foram: R1234yf, R22 e R410A. Adicionalmente, utilizaram o método NTU para fluxo de fluido, massa e transferência de calor em um sistema de refrigeração por compressão de vapor básico que considerou as fases refrigerantes de líquido sub-resfriado, duas fases (líquido e vapor) e vapor superaquecido, presentes nos trocadores de calor.

ZSEMBINSZKI *et al.* (2017) realizaram uma modelagem de um sistema de refrigeração por compressão mecânica simples em regime permanente numa unidade freezer tipo walk-in utilizando como fluido refrigerante o R404A. Os autores determinaram analiticamente o ponto ótimo de operação, que forneceria as pressões de evaporação e condensação, as temperaturas em diferentes pontos do ciclo termodinâmico e o consumo de energia do compressor, a partir da introdução dos dados de temperatura ambiente, temperatura da câmara fria e do grau de superaquecimento na

entrada do compressor, que posteriormente foi validado através da utilização dos softwares MATLAB e EES.

YUSOF *et al.* (2018) analisaram o efeito provocado na capacidade total de resfriamento (CT), o consumo total de energia elétrica e o COP de um condicionador de ar do tipo *split* de pequena capacidade, quando são utilizadas diferentes quantidades de carga de refrigerante R22. Os autores obtiveram os melhores resultados no desempenho do condensador do ar condicionado quando utilizado 100% de carga refrigerante, sendo assim, considerada como a quantidade ideal. Quando foi utilizada uma carga insuficiente (80%) ou sobrecarregada (120%) de refrigerante, foram obtidas reduções nos respectivos valores de CT e COP. Além de proporcionar um aumento do consumo de energia elétrica, para produzir um efeito de resfriamento.

BATOR (2019) analisou o efeito das alterações de projeto no desempenho de um condicionador de ar do tipo *split* hiwall em diferentes temperaturas externas e diversas vazões do refrigerante R410A. O modelo da tese foi desenvolvido no *software* EES em regime permanente e a sua modelagem tem semelhança com de BROCHIER (2014), com as seguintes diferenças, inseriu a queda de pressão bifásica do modelo de fases separadas de MULLER-STEINHAGEN E HECK (1986) e considerou o tubo capilar como um processo isoentálpico. A autora concluiu que as alterações da vazão de ar do ventilador e no número de aletas dos trocadores de calor, não provocaram mudanças no COP em relação à construção original com a variação de temperatura externa. Além disso, foi constatado que o parâmetro que mais influenciou o COP integrado foi a circuitagem do sistema.

PHU e HAP (2020) investigaram de forma teórica e experimental uma serpentina desumidificadora de ar com um tubo aletado de placa contínua, tendo a água gelada como refrigerante, a partir do método do potencial de entalpia e nas correlações de McQuiston. Os autores examinaram os efeitos da velocidade da face do ar, taxa de fluxo de água, temperatura da água nas cargas de resfriamento e queda de pressão do ar e a partir disso, propuseram uma correlação linear para prever a queda de pressão do ar em uma zona parcialmente úmida em termos da temperatura da água de entrada. Os autores concluíram que tanto a carga latente quanto a carga sensível aumentaram quando a temperatura da água diminuiu, verificaram que quando a velocidade da face aumenta, a zona parcialmente úmida fica em uma ampla faixa tanto para a temperatura

da água de entrada quanto para a pressão do ar e sinalizaram que para fornecer a mesma capacidade de resfriamento, a taxa de fluxo de água pode ser diminuída em aproximadamente 22% quando a temperatura da água de entrada diminuir em 1 °C.

BAPTISTA e VERISSIMO (2021) realizaram uma análise termodinâmica de um equipamento de ar-condicionado residencial tipo janela, com a utilização dos seguintes refrigerantes alternativos: amônia (R717), isobutano (R600A), propano (R290), R1234yf, R1234ze (E), R22 e R134A. Os autores utilizaram diferentes fluidos refrigerantes com o objetivo de verificar qual deles teria a maior eficiência nos equipamentos de ar condicionado residencial. A modelagem matemática foi realizada em Python considerando operação do sistema em regime permanente. O condensador foi dividido em três zonas: vapor superaquecido, mudança de fase e líquido sub-resfriado e o evaporador em duas zonas: mudança de fase e vapor superaquecido. Foi utilizado um processo iterativo para obter os resultados computacionais. Os autores concluíram que os refrigerantes R290 e R1234yf foram os mais adequados para substituir o R134A.

AYAD *et al* (2021) realizaram um estudo experimental termo-hidráulico de um evaporador automotivo de aletas e tubos planos com venezianas sob condições úmidas com variação da taxa de umidade do ar de entrada. A aleta veneziana analisada possui as seguintes dimensões: ângulo de 50°, passo de 1,1mm e profundidade de fluxo de 47 mm. Em condições úmidas, o trocador de calor foi testado para três temperaturas de entrada de ar, T_a , e para várias umidades relativas de entrada, RH, organizadas da seguinte forma: $T_a = 30$ °C (UR = 40 a 70%), $T_a = 35$ °C (UR = 30 a 60%) e $T_a = 40$ °C (UR = 20 a 60%). Os resultados obtidos mostraram que sob condições secas, a curva do fator de Colburn exibe uma inclinação menor que o valor usual de - 0,5. Adicionalmente, foi mostrado que para todas as condições de entrada, o fator de atrito é maior em condições de superfície molhada do que em condições de superfície seca (de 15 a 43%). Finalmente, o estudo realizado também sugeriu que para baixo número de Reynolds, o fator de Colburn em condições úmidas não é influenciado pela umidade de entrada e não se desvia das condições secas.

DE ARAÚJO (2022) realizou a modelagem de um sistema de condicionamento de ar do tipo *split* de aplicação doméstica, adotando uma formulação integral e permanente das equações da conservação da massa e da energia para os componentes do

sistema. A modelagem matemática foi utilizada no *software* EES e não foi considerada a queda de pressão nos dispositivos. A autora concluiu que o desempenho do sistema aumenta com o aumento das vazões volumétricas do ar nos trocadores de calor, assim como, com o aumento das respectivas densidades das aletas. Além disso, o trabalho utilizou os seguintes fluidos refrigerantes: R22, R134A e R410A. Sendo que o compressor que utilizou o R22, obteve os melhores desempenhos quando comparado com os demais compressores/refrigerantes.

YOO *et al* (2022) analisaram numericamente a transferência de calor e o fator de atrito e correlacionaram as características termo-hidráulicas do trocador de calor de tubo aletado com venezianas. A validação foi realizada a partir de dados experimentais de vários estudos anteriores e finalizada quando o fator de atrito e o fator Colburn exibiram precisão dentro de 9%. A correlação empírica foi desenvolvida usando a aproximação dos mínimos quadrados. Os autores concluíram que ambos os fatores de atrito e Colburn aumentaram à medida que o passo da veneziana e o ângulo da veneziana aumentaram. Ao contrário dos dois parâmetros geométricos anteriores, o passo da aleta diminuiu à medida que as dimensões aumentaram; à medida que a profundidade do fluxo aumentava, os fatores de atrito e Colburn diminuía e por fim, a análise do número de Nusselt local confirmou que a eficiência da transferência de calor na esteira da aleta diminuiu.

Em todos os trabalhos estudados, o sistema de refrigeração foi composto tipicamente pelos quatro componentes básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, com algumas variações, tais como: a presença de um trocador de calor na linha de sucção.

Foi verificado na literatura pesquisada que nenhum autor investigou o impacto das correlações de condensação e evaporação do refrigerante sobre a capacidade preditiva do modelo computacional. Além disso, a modelagem que normalmente é usada para o condensador e o evaporador não é capaz de analisar o comportamento da transferência de calor ao longo desses trocadores. Este trabalho utiliza o mesmo sistema de ar condicionado estudado em BROCHIER (2014) e BATOR (2019). Diferentemente este trabalho modelou a troca de calor nos trocadores de forma unidimensional. Além disso, são investigados a influencia de diferentes correlações.

3 Modelagem Matemática

3.1 Equações Governantes de Termodinâmica

Os princípios de conservação de massa e de energia para um volume de controle podem ser escritos, respectivamente, como,

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.1)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e \left(i_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(i_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) + \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} \quad (3.2)$$

Considerando as seguintes hipóteses:

- i. O volume de controle possui somente uma entrada e uma saída;
- ii. Variações nulas de energia cinética e potencial no volume de controle;
- iii. Trocadores de calor não fornecem ou recebem trabalho;
- iv. Dispositivo de expansão é considerado adiabático.
- v. Regime permanente

Após a aplicação das hipóteses acima, são obtidas as equações de conservação de massa e de energia de cada dispositivo do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

O volume de controle do compressor pode ser ilustrado como mostrado na Fig. 3, de modo que as equações de conservação de massa Eq. (3.1), e de energia Eq. (3.2) podem ser escritas, respectivamente, como:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{W} + \dot{m}_1 i_1 - \dot{m}_2 i_2 \quad (3.4)$$

COMPRESSOR

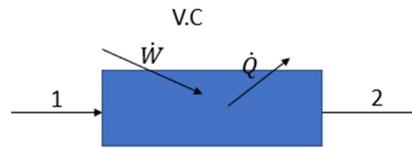


Figura 3 – Representação do volume de controle do compressor do ciclo.

O volume de controle do condensador pode ser ilustrado como mostrado na Fig. 4, de modo que as equações de conservação de massa, Eq. (3.1), e de energia, Eq. (3.2), podem ser escritas, respectivamente, como:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.5)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 i_2 - \dot{m}_3 i_3 \quad (3.6)$$

CONDENSADOR

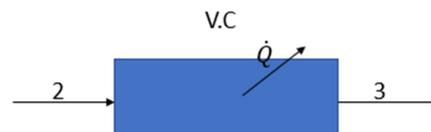


Figura 4 – Representação do volume de controle do condensador do ciclo.

O volume de controle do dispositivo de expansão pode ser ilustrado como mostrado na Fig. 5, de modo que as equações de conservação de massa, Eq. (3.1), e de energia, Eq. (3.2), podem ser escritas, respectivamente, como:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_3 i_3 = \dot{m}_4 i_4 \quad (3.8)$$

DISPOSITIVO DE EXPANSÃO



Figura 5 – Representação do volume de controle do dispositivo de expansão do ciclo.

O volume de controle do evaporador pode ser ilustrado como mostrado na Fig. 6, de modo que as equações de conservação de massa, Eq. (3.1), e de energia, Eq. (3.2), podem ser escritas, respectivamente, como:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 \quad (3.9)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 i_1 - \dot{m}_4 i_4 \quad (3.10)$$

EVAPORADOR

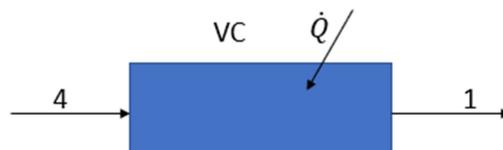


Figura 6 – Representação do volume de controle do evaporador do ciclo.

O condensador e o evaporador são modelados a partir de um modelo unidimensional que será mais detalhado nas seções seguintes. Foram apresentadas as equações de governo e correlações utilizadas para a modelagem física e cálculos do programa.

3.2 Queda de pressão e Troca térmica

Duas considerações importantes são necessárias para o correto entendimento:

- No que se refere à queda de pressão, o *loop* executado é tal que as serpentinas dos trocadores foram consideradas linhas retas de comprimento igual ao comprimento equivalente para queda de pressão obtida pela contribuição dos trechos retos e acidentados, curvas 180°, segundo (FOX,

MCDONALD, 2014). A posição real no trocador e o comprimento dz real utilizado para o cálculo das áreas foi calculado pelo multiplicador entre o comprimento total do trocador LC ou LE divididos pelo comprimento total equivalente, o qual computa as perdas de carga. O modelo adotado permite considerar o domínio unidimensional tanto par o escoamento quanto a troca térmica (direção perpendicular).

- A notação utilizada para o elemento discreto é tal que o contorno de entrada do elemento é denotado pelo subíndice P, de posição presente do fluido (corresponde à entrada do domínio discretizado) e o contorno de saída é denotado por F, de posição futura.
- A queda de pressão do lado do ar nos trocadores de calor não será considerada.

O escoamento interno em tubulações sofre grande influência das paredes, dissipando energia devido ao atrito. Essa dissipação de energia provoca um abaixamento da pressão total do fluido ao longo do escoamento, denominando o conceito de queda de pressão. A queda de pressão pode ser classificada em distribuída (perda ao longo do comprimento dos dutos retilíneos) ou localizada (perda causado pelos acessórios de canalização), dependendo do motivo que a causa. Além disso, a queda de pressão estará presente nas regiões de escoamento monofásico e bifásico (vapor e líquido) dos equipamentos de refrigeração.

No presente trabalho a queda de pressão irá se basear num comprimento retilíneo, sendo assim, as perdas por acessórios utilizados não serão consideradas. A queda de pressão considerada será aquela sofrida pelo refrigerante no condensador e no evaporador.

Segundo FOX, MCDONALD, 2014, a queda de pressão monofásica ΔP_m é descrita pela Eq. (3.11).

$$\frac{\Delta P_m}{\rho g} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (3.11)$$

onde ΔP_m (kPa) é a queda de pressão monofásica, L (m) é o comprimento linear da tubulação, V (m/s) é a velocidade média do escoamento, D (m) é o diâmetro da

tubulação, g (m/s²) é a aceleração da gravidade, ρ (kg/m³) é a massa específica e f é o fator de atrito.

Reorganizando a Eq. (3.11), obtém-se que:

$$\Delta P_m = f \frac{L v^2 \rho}{D} \quad (3.12)$$

A Eq. (3.12) pode ser aplicada para o domínio discreto dividindo-se pelo comprimento equivalente discreto, ou seja, para cada trocador têm-se um cálculo de comprimento equivalente, o qual considera trechos retos e acidentes tais como curva de 180° ligando os tubos subjacentes. Em função desse comprimento, divide-se o comprimento total em elementos discretos de comprimento dz . O cálculo da queda de pressão, então, passa a ser escrito como dp/dz . Escrevendo a Eq. (3.12) em termos do fluxo mássico G ($G = \dot{m}/A$), fica:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{mono} = f \frac{G^2}{2\rho_{IVC} D_i} \quad (3.13)$$

O fator de atrito é um parâmetro adimensional que depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa. A rugosidade relativa é a relação entre a rugosidade aparente ϵ (m), que representa um fator característico da rugosidade da parede e o diâmetro do tubo.

$$\text{Rugosidade relativa} = \frac{\epsilon}{D} \quad (3.14)$$

Com o objetivo de calcular o fator de atrito em escoamento turbulento interno com rugosidade, tanto para escoamento monofásico quanto bifásicos, sem a necessidade de utilizar o gráfico de Moody, uma relação explícita da equação de Colebrook foi calculada por HAALAND (1983) e referenciada por CENGEL (2012), com precisão inferior a 2%, a qual pode ser escrita como:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \cong -1,8 \log \left[\left(\frac{6,9}{\text{Re}} \right) + \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (3.15)$$

Reorganizando a Eq.(3.15), o fator de atrito para tubo circular rugoso pode ser descrita como.

$$f = \frac{1}{\left(-1,8 \log \left[\left(\frac{6,9}{\text{Re}}\right) + \left(\frac{\epsilon/D_i}{3,7}\right)^{1,11} \right] \right)^2} \quad (3.16)$$

onde ϵ (m) é a rugosidade aparente e o D_i (m) é o diâmetro interno do tubo

Para escoamentos laminares, o fator de atrito monofásico será calculado da seguinte forma.

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.17)$$

A queda de pressão total em escoamento bifásico considera a soma de três componentes: aceleração, gravitacional e atrito. Para realizar esta estimativa, podemos utilizar dois tipos de modelos: o modelo homogêneo e o modelo de fases separadas.

No caso do modelo homogêneo, o escoamento bifásico é considerado como um escoamento que obedece às equações de um escoamento monofásico, considerando assim, a igualdade das velocidades das fases e as propriedades médias das fases de líquido e vapor.

A queda de pressão por atrito de uma mistura bifásica segundo o modelo homogêneo é descrito como (DA SILVA, 2012):

$$\Delta P_b = f_b \frac{L_b V^2 \rho}{D} \quad (3.18)$$

onde f_b é o fator de atrito da mistura bifásica, D (m) é o diâmetro da tubulação, ρ_b (kg/m³) é a massa específica da mistura bifásica, V (m/s) é a velocidade média do escoamento e L_b (m) é o comprimento linear da tubulação bifásica.

Para escoamentos laminares, o fator de atrito bifásico será calculado por:

$$f_{lb} = \frac{16}{\text{Re}} \quad (3.19)$$

A massa específica da mistura bifásica é calculada por:

$$\rho_b = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^{-1} \quad (3.20)$$

onde x é o título do vapor, ρ_v (kg/m³) é a massa específica do vapor e ρ_L (kg/m³) é a massa específica do líquido. A viscosidade dinâmica é calculada pela correlação de CICCHITTI *et al.* (1960) abaixo.

$$\mu_b = \left(\frac{x}{\mu_L} + \frac{1-x}{\mu_v} \right)^{-1} \quad (3.21)$$

onde μ_v (Pa. s) é a viscosidade dinâmica do vapor e μ_L (Pa. s) é a viscosidade dinâmica do líquido.

Segundo DA SILVA (2012), a queda de pressão bifásica, utilizando um modelo homogêneo com viscosidade dinâmica calculada pela correlação de Cicchitti *et al* apresentaram as melhores estimativas para micro diâmetros. O que não será o caso do presente trabalho. Por este motivo, a abordagem escolhida para o presente trabalho de dissertação será a utilização do modelo de fases separadas, ou seja, com a presença de multiplicadores bifásicos, presentes na correlação de Muller-Steinhagen & Heck na forma apresentada por (XU *et al.*, 2013)

$$\theta_{lo}^2 = Y^2 x^3 + (1-x)^{1/3} [1 - 2x(Y^2 - 1)] \quad (3.22)$$

$$Y^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_{vo}}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_{lo}} \quad (3.22a)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{lo} = \frac{G_{ip}^2}{2\rho_l D} f_{lo} \quad (3.22b)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} = \frac{G_{tp}^2}{2\rho_g D} f_{vo} \quad (3.22c)$$

$$\mathcal{O}_{lo}^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{tp}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo}} \quad (3.22d)$$

A troca térmica nesse regime é calculada obtendo os coeficientes de troca de calor por convecção interna e externa e, como foi adotado passos fracionados, é considerado que a cada iteração possui dimensão pequena o suficiente para que não haja variação das propriedades do fluido. Por esse motivo, foi possível adotar o método da resistência térmica para o cálculo de troca de calor discreto, onde não se conhece por princípio o estado de saída do fluido. Esse conceito é melhor ilustrado na Fig.7. Segundo INCROPERA *et al.* (1996), a equação de calor discretizada por meio das resistências térmicas é dada abaixo

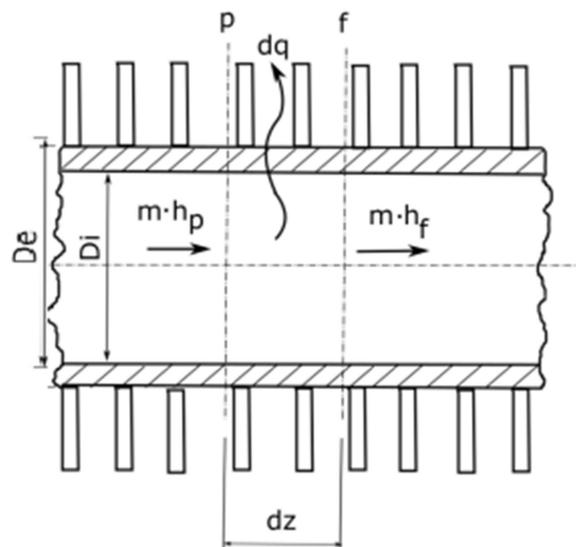


Figura 7 – Balanço de 1ª Lei aplicada ao volume de controle discreto

- Regime permanente;
- Unidimensional;
- Sem geração interna;
- Propriedades constantes.

A equação discretizada utilizada foi:

$$dq = \left(\frac{T_p - T_e}{R_{tot}} \right) \quad (3.23)$$

Segundo INCROPERA *et al.* (1996), a resistência térmica total considera superfície aletada e é dada pela equação.

$$R_{TOT} = \frac{1}{h_{IVC} D_{cl} dz} + \frac{\ln \left(\frac{D_{cE}}{D_{cl}} \right)}{2\pi k_{tubo} dz} + \frac{1}{h_{EC} A_{supE} \eta_{sup}} \quad (3.23a)$$

Deve-se atentar para inserir as propriedades corretamente em função do fluido do processo analisado, ou seja, se externo, ar, se interno, refrigerante.

A área superficial discreta utilizada foi calculada como sendo:

$$A_E = \pi D_{cE} (dz - d_{aletas} dz esp_{aletas}) + d_{aletas} dz \left(\frac{prof_c}{n_{facesC}} \right) (D_{curv} + D_{cE}) - \pi \frac{D_{cE}^2}{4} \quad (3.24)$$

Com $prof_c$ sendo a profundidade da serpentina do condensador, dada por WANG (1999) e d_{aletas} sendo a densidade de aletas, dada por

$$d_{aletas} = \left(\frac{n_{aletas}}{L_{tubo,c}} \right) \quad (3.24a)$$

A Eq.(3.24a) deve ser lida considerando o número de aletas contido na seção discreta como $d_{aletas} dz$. Além disso, D_{curv} é o diâmetro da curva de 180° que liga dois tubos adjacentes, ou seja, é a distância entre tubos. O tamanho da aleta foi calculado pela profundidade do trocador, dividida pelo número de faces de tubos, multiplicado pelo D_{curv} que representa uma medida de um r_{curv} para cada lado do tubo mais o

diâmetro externo do tubo, ilustrado na Fig. 8. Isso se dá para transformar o problema em um domínio unidimensional de trabalho.

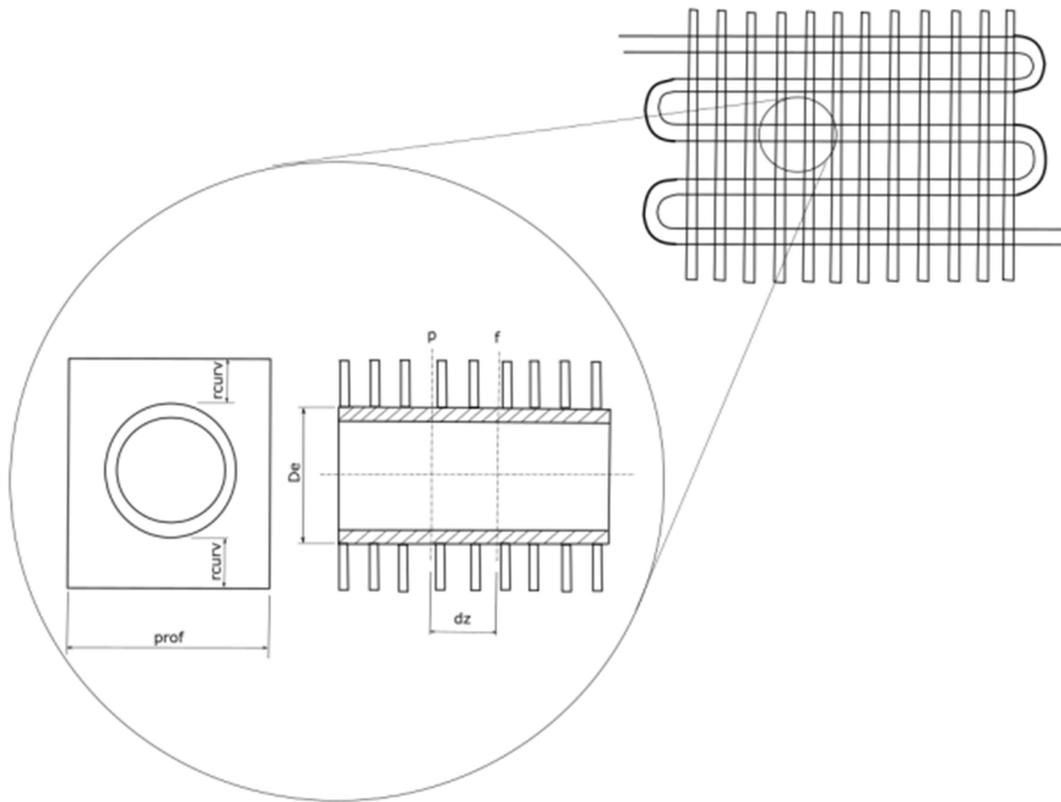


Figura 8 – Geometria discreta considerada.

3.3 Dispositivos de um Sistema de Refrigeração

Os trocadores de calor apresentam regiões características do escoamento de refrigerante: vapor superaquecido, mistura bifásica (mistura líquido-vapor) e líquido sub-resfriado no condensador e mistura bifásica e vapor superaquecido no evaporador. A modelagem do escoamento de fluidos refrigerantes através dos trocadores de calor (condensador e evaporador) de um condicionador de ar doméstico baseia-se nos princípios da conservação de massa e da energia. A modelagem adotada para descrever o condensador e o evaporador considera operação em regime permanente e queda de pressão no escoamento dos tubos. Nas Subseçs. 3.3.1, 3.3.2, 3.3.3 e 3.3.4 o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador são discutidos e a formulação matemática utilizada para cada um destes equipamentos é discutida.

3.3.1 Compressor

Esse dispositivo é responsável pelo aumento da pressão e da temperatura do refrigerante, além disso, determina a vazão mássica e a respectiva potência consumida pelo ciclo.

O presente trabalho considera um compressor com a capacidade nominal de 2650 W, com variação admitida de $\pm 5\%$ e COP de 3,9 conforme descrito em BROCHIER (2014). Os testes experimentais foram realizados conforme orientação da norma AHRI 540 (AHRI Standard 540, 2015) e a respectiva velocidade de rotação do compressor foram variadas dentro do intervalo de frequência de 18 a 120 Hz.

A capacidade frigorífica e a potência elétrica do compressor são funções de duas variáveis (temperaturas de condensação e evaporação) a partir de regressões polinomiais das curvas de desempenho do compressor fornecidas pelo fabricante, as quais são apresentadas na Fig. 9. BROCHIER (2014) adicionou a variável independente N às equações, que representa a frequência de rotação do compressor.

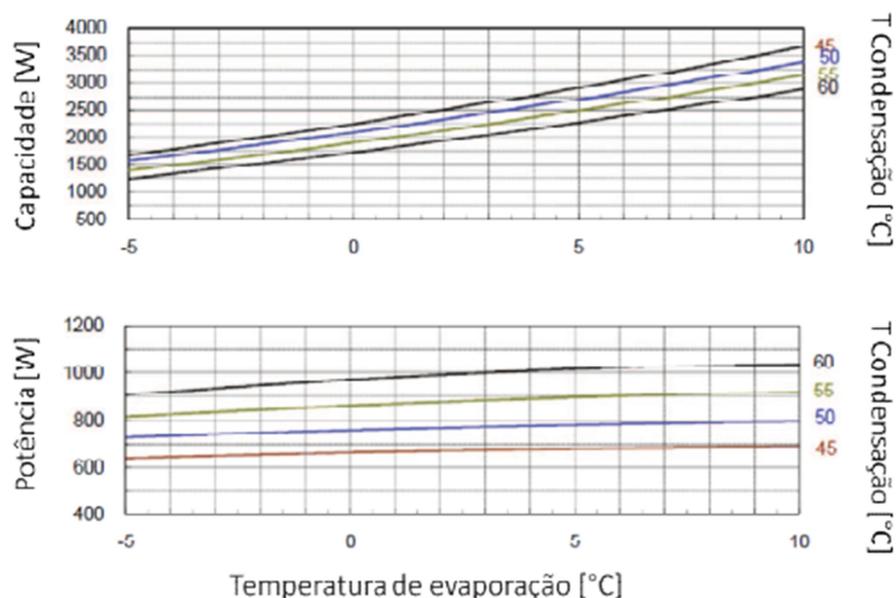


Figura 9 – Curvas de desempenho do compressor

BROCHIER (2014)

Segundo STOECKER e JONES (1985) o compressor não possui capacidade de refrigeração em si, mas é capaz de comprimir uma vazão de refrigerante que permite esta capacidade de refrigeração no evaporador.

As equações referentes à potência consumida pelo compressor e a respectiva capacidade frigorífica, utilizando o refrigerante R410A, são calculadas, respectivamente, por (BROCHIER, 2014):

$$\begin{aligned} \dot{W}_c = F_m & ((a_1 T_c^3 + a_2 T_c^2 + a_3 T_c + a_4) + (a_5 T_c^3 + a_6 T_c^2 + a_7 T_c + a_8) T_e \\ & + (a_9 T_c^3 + a_{10} T_c^2 + a_{11} T_c + a_{12}) T_e^2 + (a_{13} T_c^3 + a_{14} T_c^2 \\ & + a_{15} T_c + a_{16}) T_e^3) (a_{17} N^2 + a_{18} N + a_{19}) \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} CF = & ((b_1 T_c^3 + b_2 T_c^2 + b_3 T_c + b_4) + (b_5 T_c^3 + b_6 T_c^2 + b_7 T_c \\ & + b_8) T_e + (b_9 T_c^3 + b_{10} T_c^2 + b_{11} T_c + b_{12}) T_e^2 \\ & + (b_{13} T_c^3 + b_{14} T_c^2 + b_{15} T_c + b_{16}) T_e^3) (b_{17} N^2 \\ & + b_{18} N + b_{19}) \end{aligned} \quad (3.26)$$

onde T_e é a temperatura de evaporação e T_c é a temperatura de condensação, ambos em °C, F_m é o fator de ajuste e N é a frequência da velocidade dada em Hertz. As constantes utilizadas são apresentadas na Tab. 1.

BATOR (2019) ajustou os valores de potência do compressor com fatores de multiplicação de 1,05. Conforme a autora, tal ajuste foi necessário, pelo fato das correlações desenvolvidas pelos diversos na dissertação, serem genéricas e nem sempre representando a realidade física do modelo simulado, somados com as medidas coletados do calorímetro psicrométrico autores supracitados, que poderiam apresentar incertezas de medição, pelos próprios usuários.

Tabela 1 – Constantes utilizadas para cálculo da potência elétrica e capacidade frigorífica do compressor informado por BROCHIER (2014)

Constante	Valor	Constante	Valor
a_1	-0,19060317	b_1	1,121
a_2	31,31	b_2	-172,2
a_3	-1677	b_3	8717
a_4	30070	b_4	-143137
a_5	0,06559436	b_5	-0,5994127
a_6	-10,85	b_6	92,22
a_7	592,7	b_7	-4693
a_8	-10651	b_8	79012
a_9	-0,00801058	b_9	0,1
a_{10}	1,3379365	b_{10}	-15,46
a_{11}	-73,68	b_{11}	789,9
a_{12}	1334	b_{12}	-13329
a_{13}	0,00032099	b_{13}	-0,00544444
a_{14}	-0,05407407	b_{14}	0,84629630
a_{15}	3,001	b_{15}	-43,51
a_{16}	-54,67	b_{16}	738,9
a_{17}	0,00007197	b_{17}	-0,00016165
a_{18}	0,01380169	b_{18}	0,02699884
a_{19}	-0,08719482	b_{19}	-0,0379812

Na modelagem matemática por BROCHIER (2014) foram utilizadas as Eq. (3.25) e Eq. (3.26) para o cálculo da capacidade frigorífica e a potência como variáveis dependentes das temperaturas de condensação e evaporação, obtidas a partir de regressões polinomiais de curvas de desempenho fornecidas pelos fabricantes. Adicionalmente, foi incluída a variável independente da frequência de rotação do compressor (N) à equação. O valor para o coeficiente de determinação (R^2) obtido para estas regressões foi de 0,99.

3.3.2 Condensador

O condensador utilizado é um trocador de calor compacto com tubos e aletas venezianas, responsável pela troca de calor do ciclo para o reservatório quente, que é considerado aqui como o ar externo. A modelagem é feita dividindo o condensador em três partes: vapor superaquecido, mudança de fase e líquido sub-resfriado. O domínio do condensador é discretizado, a presença da umidade e das perdas de carga monofásicas e bifásicas são contabilizadas. Segundo YOO *et al* (2022) aletas com

venezianas são trocadores de calor compactos que possuem uma alta área de transferência de calor em comparação com seu volume.

Primeiramente, é apresentado o cálculo das propriedades do ar externo, atravessando o condensador, com o objetivo de obter o estado do refrigerante na saída do trocador de calor.

WANG *et al.* (1999) realizaram uma série de experimentos com 49 amostras de trocadores de calor do tipo aletas planas com venezianas, de seis diferentes tipos de geometria. Com base nestes testes experimentais, os autores propuseram uma correlação para cálculo do coeficiente de convecção do ar úmido para este tipo de trocadores. Essa correlação foi capaz de prever mais de 95,5% dos resultados dentro de uma faixa de $\pm 15\%$ e com erro padrão de 5,72%. A Fig. 10 mostra a geometria típica de aletas planas com venezianas utilizada no artigo, a Fig. 11 mostra os parâmetros geométricos específicos das venezianas utilizadas e por fim, a Fig. 12 demonstra a vista ampliada da seção do trocador tubo aleta as serem consideradas.

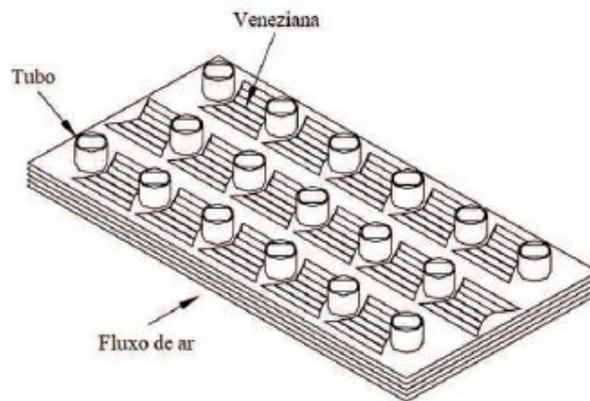


Figura 10 – Geometria típica das aletas planas com venezianas

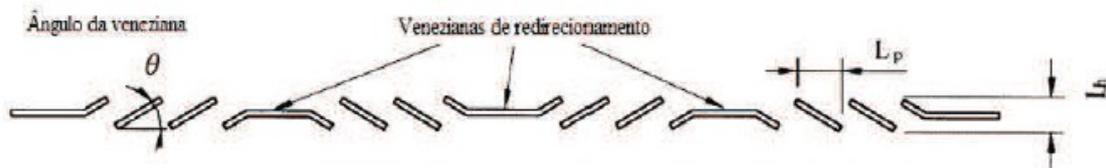


Figura 11 – Parâmetros geométricos das venezianas das aletas

Modificado de WANG *et al.* (1999)

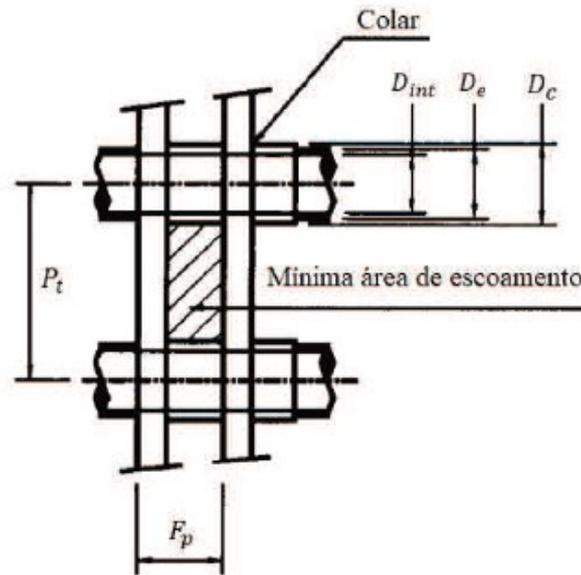


Figura 12 – Vista ampliada da seção do trocador tubo aleta

Modificado de WANG *et al.* (1999)

O cálculo do coeficiente convectivo externo, referente ao ar para escoamento que utilizam aletas planas com venezianas.

$$h_e = \frac{Nu k_{ar}}{D_e} \quad (3.27)$$

onde o Nu é o número de Nusselt, k_{ar} é a condutividade térmica do ar e o D_e é o diâmetro externo do condensador, mas o Nu é calculado através da Eq. (3.28).

$$Nu = J(Re_{DC} Pr^{1/3}) \quad (3.28)$$

Onde o J é o número de Colburn, o Pr é o número de Prandtl, mas o Re_{DC} é o número de Reynolds baseado no diâmetro externo do colar, calculado como:

$$Re_{DC} = \frac{\rho v_{\infty} D_{ecC}}{\mu} \quad (3.29)$$

onde ρ (kg/m^3) é a massa específica do ar, v_{∞} (m/s) é a velocidade do ar, D_{ecC} (m) é o diâmetro externo do colar do condensador e o μ é a viscosidade dinâmica do ar.

O número de Colburn (J) é calculado de acordo com o número de Reynolds baseado no diâmetro externo do colar (Re_{DC}).

Para $Re_{DC} < 1000$, o cálculo de J é:

$$J = 14,3117 Re_{DC}^{J1} \left(\frac{F_p}{D_C}\right)^{J2} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J1} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{J1} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{J1} \quad (3.30)$$

$$J1 = -0,991 - 0,1055 \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{3,1} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right) \quad (3.30a)$$

$$J2 = -0,7344 + 2,1059 \left[\frac{N_r^{0,55}}{\ln(Re_{DC}) - 3,2} \right] \quad (3.30b)$$

$$J3 = 0,08485 \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-4,4} N_r^{-0,68} \quad (3.30c)$$

$$J4 = -0,1741 \ln(N_r) \quad (3.30d)$$

onde, o Re_{DC} é o número de Reynolds baseado no diâmetro do colar do tubo, F_p é o passo da aleta, DC é o diâmetro externo do colar da aleta, L_h é a altura da veneziana, L_p é o passo da veneziana, P_l é o passo longitudinal, P_t é o passo transversal e o N_t é o número de linhas de tubos longitudinais

Se $Re_{DC} \geq 1000$

$$J = 1,1373 Re_{DC}^{J1} \left(\frac{F_p}{P_l}\right)^{J2} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J1} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{J1} N_t^{0,3545} \quad (3.31)$$

Onde

$$J1 = -0,6027 + 0,02593 \left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{0,52} N_t^{-0,5} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right) \quad (3.31a)$$

$$J2 = -0,4776 + 0,40774 \left[\frac{N_t^{0,7}}{\ln(Re_{DC}) - 4,4} \right] \quad (3.31b)$$

$$J3 = -0,58655 \left(\frac{F_p}{D_H} \right)^{2,3} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-1,6} N_t^{-0,65} \quad (3.31c)$$

$$J4 = 0,0814 \ln [(Re_{DC}) - 3] \quad (3.31d)$$

onde, o D_h é o diâmetro hidráulico e calculado pela seguinte expressão

$$D_h = \frac{4A_C}{L_C} \quad (3.32)$$

Vapor superaquecido

A primeira parte do condensador é responsável por resfriar o vapor superaquecido até a temperatura de saturação. Supõe-se um fluxo térmico constante na superfície do tubo. Nesta etapa, o comprimento do tubo necessário é determinado. Para que seja possível, será calculado o número interno de Nusselt de acordo com BERGMAN *et al.* (2011), para fluxo laminar ($Re_D < 2300$), onde Nu_D é dado como,

$$Nu_D = 4,36 \quad (3.33)$$

Para escoamento turbulento ($Re_D > 3000$) o número interno de Nusselt, segundo a correlação de GNIELINSKI (1976) descrito em BERGMAN *et al.* (2011), é dado como:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{1/3} - 1)} \quad (3.34)$$

Embora a Eq. (3.34) seja para uma correlação de um tubo liso. BERGMAN *et al.* (2011), afirmam que esta correlação pode ser aplicada como uma primeira aproximação para tubos rugosos, com a utilização do fator de atrito utilizado na Eq. (3.16).

Esta correlação do Nusselt é válida para $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$. Se o escoamento estiver na região de transição, seus valores são determinados através da média ponderada entre o escoamento turbulento e laminar, com base no número de

Reynolds. Então, o coeficiente de convecção interna segue a Eq. (3.27), mas a condutividade térmica é uma propriedade do refrigerante e o diâmetro interno é usado.

O coeficiente global de transferência de calor é calculado por BERGMAN *et al.* (2011), como:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{ref}} + \frac{A_i \ln \frac{D_e}{D_i}}{2 \pi k_{tub} L_{tub}} + \frac{A_i}{\eta_e h_{ar} A_e}} \quad (3.35)$$

onde A_i (m²) é a área interna, D_i (m) é o diâmetro interno, A_e (m²) é a área externa, D_e (m) é o diâmetro externo, U_i (W/m²) é coeficiente global de transferência de calor, η_e é o eficiência da aleta, k_{tub} (W/m. K) é a condutividade térmica do tubo, L_{tub} (m) é o comprimento total do tubo, h_{ar} (W/m². K) é o coeficiente de convecção do ar externo.

Finalmente, o comprimento do tubo necessário é calculado por:

$$L_n = \frac{A_n}{\pi D_i} \quad (3.36)$$

onde A_n (m²) é a área necessária, calculada como:

$$A_n = -\ln \left(\frac{T_\infty - T_{cond}}{T_\infty - T_2} \right) \frac{\dot{m}_{ref} c_p}{U_i} \quad (3.37)$$

onde T_∞ (K) é a temperatura do ar, T_{cond} (K) é a temperatura de condensação, T_2 (K) é a temperatura do ponto 2, \dot{m}_{ref} (kg/s) é a vazão mássica do compressor, U_i é o coeficiente global de transferência de calor (calculado na Eq. (3.35)) e c_p é o calor específico a pressão constante.

Mudança de fase

A segunda parte do condensador é responsável pela condensação do refrigerante. Esta etapa pode exigir mais comprimento de tubo do que o disponível e o refrigerante sairá como fração de vapor. Caso contrário, a saída desta etapa é um líquido saturado. O coeficiente de convecção de duas fases (bifásico) é determinado pela correlação de SHAH (1979) como,

$$h_{TP} = h_L \left(0,55 + \frac{2,09}{p_r^{0,38}} \right) \quad (3.38)$$

onde p_r é a pressão reduzida e h_L é o coeficiente de transferência de calor por convecção considerando que toda a massa flui como líquido, o qual é calculado por:

$$h_L = 0,023 \left[\frac{GD_i}{\mu_l} \right]^{0,8} \frac{\text{Pr}_l^{0,4} k_l}{D_i} \quad (3.39)$$

onde G (kg/m²s) é o fluxo mássico, μ_l (Pas) é a viscosidade dinâmica do líquido, Pr_l é o número de Prandtl do líquido, x é a fração de vapor (título) e k_l (W/mK) é a condutividade térmica do líquido.

Finalmente, a eficácia é obtida por (BERGMAN *et al.*, 2011), é calculada por:

$$\epsilon = 1 - \exp(-\text{NUT}) \quad (3.40)$$

onde NUT é calculado como:

$$\text{NUT} = \frac{U_i A_i}{C_{min}} \quad (3.41)$$

e C_{min} refere-se à capacidade térmica mínima, calculada por:

$$C_{min} = \dot{m}_{ar} c_{ar} \quad (3.42)$$

onde \dot{m}_{ar} (kg/s) é a vazão mássica do ar e c_{ar} (J/kgK) é o calor específico do ar a pressão constante.

Por fim, o comprimento do tubo necessário para a condensação total, $L_{c,tot}$, é obtido por,

$$L_{c,tot} = \dot{Q}_{c,tot} \frac{L_{tubo}}{\rho_{ref} c_{p,ref} (T_{cond} - T_{\infty}) \dot{v}} \quad (3.43)$$

onde o \dot{v} (m³/s) é a vazão volumétrica de ar e o $\dot{Q}_{c,tot}$ é a taxa de calor necessária para a condensação, calculada por:

$$\dot{Q}_{c,tot} = \dot{m}_{ref}(i_{v,sat} - i_{l,sat}) \quad (3.44)$$

onde \dot{m}_{ref} (kg/s) é a vazão mássica do compressor, $i_{v,sat}$ (W/m². K) é a entalpia de vapor saturado, $i_{l,sat}$ (W/m². K) é a entalpia de líquido saturado.

Se o comprimento de tubo necessário for maior que o comprimento de tubo disponível, a Eq. (3.43) é usada para encontrar a taxa de calor transferida e avaliar a entalpia do refrigerante na saída do condensador. Caso contrário, o refrigerante é sub-resfriado.

Outras correlações bifásicas relacionadas ao condensador são utilizadas, como seguem abaixo:

ZHANG *et al.*, (2004) realizaram a substituição do R22 pelo R410A em modelos de simulação de um sistema de ar condicionado que inclui principalmente compressor, condensador, válvula de expansão eletrônica (EEV) e evaporador e calcularam o coeficiente convectivo durante a condensação para uma mistura azeotrópica, consequentemente irá fornecer um resultado conservativo, devido ao fato do R410A ser uma mistura quase azeotrópica.

$$h = \frac{Nu k_l}{D_i} \quad (3.45)$$

$$Nu = 25Re_l^{0,4}Pr_l^{0,3} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,16} \quad (3.45a)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (3.45b)$$

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i^2} \quad (3.45c)$$

SHAH (2016) propôs uma versão atualizada de seus próprios estudos anteriores (1979, 2009, 2013 e 2014), que dividiu os regimes de transferência de calor em três partes e tornou-se aplicável a pressões até quase críticas e vazões de muito altas a extremamente baixas.

Caso $J_g \geq 0,98(Z + 0,263)^{-0,62}$ e $We \geq 100$: Regime I

$$h_{TP} = h_l = 0,023 \left[\left(\frac{GD_i}{\mu_L} \right)^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(\frac{k_l}{Di} \right) \right] \quad (3.46)$$

$$\left[1 + 1,128x^{0,817} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,2363} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1} \right]$$

Caso $J_g \leq 0,95(1,254 + 2,27Z^{1,249})^{-1}$: Regime III

$$h_{TP} = h_{Nu} = 1,32 Re_{lo}^{-1/3} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gk_l^3}{\mu_l^2} \right]^{1/3} \quad (3.47)$$

Caso não esteja nem no regime I e nem no regime III, teremos o regime II, representando por:

$$h_{TP} = h_l + h_{Nu} \quad (3.48)$$

onde os valores de Z , We e J_g são calculados pelas equações abaixo

$$Z = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} p_r^{0,4} \quad (3.49)$$

$$We = \frac{G^2 D_i}{\rho_v I} \quad (3.50)$$

$$J_g = \frac{xG}{[gD_i \rho_v (\rho_l - \rho_v)]^{0,5}} \quad (3.51)$$

CAVALLINI *et al.* (2009) propuseram um novo modelo simples para prever o coeficiente de transferência de calor a ser aplicado à condensação em tubos horizontais de refrigerantes halogenados e naturais, fluidos puros ou misturas quase azeotrópicas.

$$h = (h_a^3 + h_d^3)^{0,333} \quad (3.52)$$

onde h_a é o coeficiente de transferência de calor independente da diferença de temperatura e h_d é o coeficiente de transferência de calor dependente da diferença de temperatura.

$$h_a = h_{as}AC \quad (3.53)$$

onde h_{as} é o coeficiente de transferência de calor para o tubo liso

$$h_{as} = h_{lo} \left(1 + 1,128x^{0,817} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,2363} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1} \right) \quad (3.54)$$

$$A = 1 + 1,119Fr^{-0,3821} (R_x - 1)^{0,3586} \quad (3.55)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD_i(\rho_l - \rho_v)^2} \quad (3.56)$$

$$h_d = (C(2,4x^{0,1206}(R_x - 1)^{1,466}C_1^{0,6875} + 1)h_{DS} + C(1 - x^{0,087})R_x h_{lo}) \quad (3.57)$$

$$h_{lo} = 0,023 \left(\frac{GD_i}{\mu_l} \right)^{0,8} (Pr_l)^{0,4} \frac{K_l}{D_i} \quad (3.58)$$

$$R_x = \left(\frac{2hn_g(1 - \sin(\frac{y}{2}))}{D \cos(\frac{y}{2})} + 1 \right) \frac{1}{\cos \varphi} \quad (3.59)$$

onde R_x é o fator de aprimoramento de geometria, n_g é o número de aletas, y é o ângulo do ápice em radianos, φ é o ângulo da espiral em radianos.

$$J_g = x \frac{G}{g D_i \rho_v (\rho_l - \rho_v)^{0,5}} \quad (3.60)$$

$$J_{g^*} = 0,6 \frac{7,5}{4,3 D_i \rho_v (\rho_l - \rho_v)^{0,5}} \quad (3.61)$$

onde J_{g^*} é a velocidade do gás de transição adimensional e J_g é a velocidade do gás adimensional.

$$\text{Se } J_g \geq J_{g^*}, C_1 = 1 \quad (3.62)$$

$$\text{Caso contrário, } C_1 = \frac{J_g}{J_{g^*}} \quad (3.63)$$

$$n_{opt} = 4064,4 D_i + 23,257 \quad (3.64)$$

$$\text{Se } \frac{n_{opt}}{n_g} J_g \geq 0,8, C = 1 \quad (3.65)$$

$$\text{Caso contrário, } C = \left(\frac{n_{opt}}{n_g} \right)^{1,904} \quad (3.66)$$

onde n_g é número de aletas, h_a é a altura da aleta, Y é o ângulo do ápice, B é o ângulo do espiral e o n_{opt} é o valor de aletas otimizadas.

DOBSON e CHATO (1998) realizaram um estudo experimental de transferência de calor e de regimes de fluxo durante a condensação de refrigerantes em tubos horizontais. A correlação se aplica em tubos lisos e redondos com diâmetros variando

de 3,14 mm a 7,04 mm. Os refrigerantes testados foram R12, R22, R134A e misturas quase azeotrópicas de R32/R125 em composições de 50%/50% e 60%/40%. A seguir seguem a correlação para a fase bifásica do Condensador.

$$h = \frac{Nu k_l}{D_i} \quad (3.67)$$

Se $G > 500$: escoamento assumido como anular

$$Nu = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right) \quad (3.68)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (3.69)$$

Se $G \leq 500$: escoamento anular ou de transição

Se $Re_l > 1250$

$$Fr_{mod} = 1,26 \frac{Re_l^{1,04}}{G_a^{0,5}} \left(1 + \frac{1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (3.70)$$

Se $Re_l \leq 1250$

$$Fr_{mod} = 0,025 \frac{Re_l^{1,59}}{G_a^{0,5}} \left(1 + \frac{1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (3.71)$$

Se $Fr_{mod} > 20$: escoamento anular

$$\text{Nu} = 0,023\text{Re}_l^{0,8}\text{Pr}_l^{0,4} \left(1 + \frac{2,22}{\chi_{tt}^{0,89}} \right) \quad (3.72)$$

Se $Fr_{mod} \leq 20$: escoamento de transição

$$\text{Se } Fr > 0,7 \begin{cases} C1 = 7,242 \\ C2 = 1,655 \end{cases} \quad (3.73)$$

$$\text{Se } Fr \leq 0,7 \begin{cases} C1 = 4,72 + 5,48Fr - 1,564Fr^2 \\ C2 = 1,773 - 0,169Fr \end{cases} \quad (3.74)$$

$$\text{Nu} = \frac{0,23\text{Re}_{lo}^{0,12}}{1 + 1,11\chi_{tt}^{0,58} \left(\frac{GaPr_l}{Ja} \right)^{(0,25)} + (1 - \frac{\theta_l}{\pi})\text{Nu}_{fc}} \quad (3.75)$$

$$\text{Nu}_{fc} = 0,0195\text{Re}_l^{0,8}\text{Pr}_l^{0,4} \left(1,376 + \frac{C1}{\chi_{tt}^2} \right)^{0,5} \quad (3.76)$$

onde θ_l é o ângulo medido do topo do tubo até a poça de líquido

$$\theta_l = \left(\frac{\cos 2v_f - 1}{\pi} \right)^{-1} \quad (3.77)$$

onde v_f é a fração de vapor

$$v_f = \frac{1}{\left(1 + \frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3}} \quad (3.78)$$

onde Ga é o número de Galileo

$$\text{Ga} = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gD_c^3 l}{\mu_l^2} \quad (3.79)$$

$$J_a = \frac{cp_{llc}(T_{sat}-T_w)}{i_{lg}} \quad (3.80)$$

onde T_w é a temperatura da parede

$$x_{it} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (3.81)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_c J}{\mu_l} \quad (3.82)$$

Líquido sub-resfriado

Esta última etapa (líquido sub-resfriado) do trocador de calor é muito semelhante a primeira (vapor superaquecido). Determinado como:

$$A_n = -\ln\left(\frac{T_{\infty}-T_3}{T_{\infty}-T_{cond}}\right) \frac{\dot{m}_{ref} c_p}{U_i} \quad (3.83)$$

onde T_3 (K) é a temperatura do ponto 3.

3.3.3 Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão, geralmente exemplificado, pelo tubo capilar é responsável apenas por reduzir a pressão do refrigerante até a pressão de vaporização. Com o objetivo de simplificar o modelo matemático, é considerado aqui que o processo de expansão é um processo isoentálpico, tal que, $i_3 = i_4$, onde os pontos 3 e 4 são respectivamente a entrada e a saída do dispositivo de expansão.

O título de vapor da mistura que entra no evaporador, pode ser calculado a partir da entalpia específica no estado 4, através de:

$$i_4 = i_3 = i_l + x (i_v - i_l) \quad (3.84)$$

onde i_l é a entalpia específica do líquido saturado, na mesma pressão de i_4 , e i_v é a entalpia específica do vapor saturado.

3.3.4 Evaporador

O evaporador é o trocador responsável pela remoção de calor do ar. Inicialmente, são apresentadas as grandezas relativas ao ar úmido com o objetivo de obter o estado do refrigerante na saída do evaporador.

O cálculo do coeficiente de convecção do ar úmido segundo WANG *et al.* (2000), consideraram aletas planas com venezianas sob condições de desumidificação. Foram desenvolvidas com base em testes empíricos de 10 amostras de trocadores de calor com três diferentes geometrias de venezianas. Essa correlação previu mais de 99,1% dos resultados dentro de uma faixa de $\pm 25\%$ e com erro padrão de 5,94%. Os autores concluíram que o efeito do passo da aleta no desempenho da transferência de calor é comparativamente pequeno e que o efeito da umidade relativa de entrada no desempenho da transferência de calor sensível é insignificante.

O coeficiente convectivo de transferência de calor relativo ao ar úmido pode ser escrito como:

$$h_e = \frac{J G_{EE} c_p}{Pr^{2/3}} \quad (3.85)$$

onde, o Pr é o número de Prandtl, c_p é o calor específico, J é o fator de Colburn para aletas molhadas e G_{EE} é o fluxo mássico do ar úmido, dado por:

$$G_{EE} = \rho_{AE} v_{AE} \frac{A_c T}{A_c E} \quad (3.86)$$

onde ρ_{AE} é a vazão mássica do ar externo, v_{AE} é a velocidade do ar externo, A_{cE} e A_{cT} são respectivamente, a área mínima e máxima do escoamento do evaporador

$$AcE = (P_t - De_C) (F_p - espAleta) \quad (3.87)$$

$$AcT = (P_t + De_C) (F_p + espAleta) \quad (3.88)$$

O fator de Colburn é calculado pela seguinte equação

$$J = 9,717 \text{Re}_{DC}^{J1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{J2} \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{J3} \ln\left(3 - \frac{L_p}{F_p}\right)^{0,07162} N^{-0,543} \quad (3.89)$$

Onde

$$J1 = -0,023634 - 1,2475 \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0,52} \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{0,2} N^{-0,18} \quad (3.89a)$$

$$J2 = 0,856 e^{\tan\theta} \quad (3.89b)$$

$$J3 = 0,25 \ln(\text{Re}_{DC}) \quad (3.89c)$$

$$Le = \quad (3.90)$$

$$0,2702 \text{Re}_{DC}^{0,1739} \left(0,6 + \right.$$

$$\left. 0,8493 \left(\frac{2T}{\mu_f}\right)^{-0,1652 \exp\left(\frac{F_p}{D_c}\right)} \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^{0,1984} N^{-0,501} \right)$$

Segundo WANG *et al.* (2000), o valor de T será arbitrado em $T = 4 \mu_f$, onde μ_f é a viscosidade dinâmica da água.

No processo de desumidificação, teremos a presença do coeficiente de transferência de massa, h_D dado por:

$$h_D = \frac{h_e}{Le c_p} \quad (3.91)$$

O evaporador adotado é um trocador de calor compacto com tubos e aletas persianas. No evaporador, o ar ambiente é refrigerado pela troca de calor com o refrigerante frio dentro do tubo. Adicionalmente, a medida que o ar úmido é resfriado, pode ocorrer condensação de água sobre as superfícies dos tubos e aletas. Então, deve-se considerar o caso em que as serpentinas do evaporador trabalham em condições úmidas. O calor trocado pelo ar, \dot{q}_{ar} , é dividido em duas contribuições, calor sensível, \dot{q}_{sen} , e calor latente, \dot{q}_{lat} , ou (WANG e LIN, 2005),

$$d\dot{q}_{ar} = d\dot{q}_{sen} + d\dot{q}_{lat} \quad (3.92)$$

Os termos de calor sensível e latente são modelados aqui, respectivamente, como,

$$\dot{q}_{sen} = \left(\frac{T_{r,ar} - T_{s,e}}{R_e} \right) \quad (3.92a)$$

$$\dot{q}_{lat} = \rho_{r,ar} i_{lv}(T_{s,e}) h_D dA_{sup,e} (\omega_{r,ar} - \omega_{s,e}) \quad (3.92b)$$

onde $T_{r,ar}$ é a temperatura ambiente, $T_{s,e}$ é a superfície externa, $\rho_{r,ar}$ é a massa específica do ar ambiente e $h_{LV}(T_{s,e})$ é o calor latente de vaporização da água na temperatura $T_{s,e}$. A quantidade h_D é o coeficiente de transferência de massa devido à condensação do vapor, $\omega_{r,ar}$ é a razão de umidade da temperatura do ar ambiente e $\omega_{s,e}$ é a razão de umidade do ar saturado na temperatura da superfície externa. Finalmente, R_e é a resistência térmica convectiva entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura da superfície externa, que é avaliada como,

$$R_e = \frac{1}{h_{EC} dA_{sup,e} \eta_{sup}} \quad (3.92c)$$

Os coeficientes de transferência de massa, h_D , e de transferência de calor por convecção, h_{EC} , são modelados usando as correlações desenvolvidas por WANG *et al.* (2000) para trocadores de calor compactos de aletas e tubos com persianas em condições úmidas.

Deve-se observar que a temperatura da superfície externa não é previamente conhecida e deve ser avaliada. O procedimento para avaliar $T_{s,e}$ é apresentado na Fig. 13. Primeiramente, é considerado que não há condensação de umidade, e o calor trocado é avaliado através da Eq. (3.92). Para verificar se há condensação, a taxa de calor avaliada é utilizada para obter a temperatura da superfície externa, que é comparada com a temperatura do ponto de orvalho para a condição do ar ambiente, $T_{d,r,ar}$. Se a temperatura da superfície externa for maior que a temperatura do ponto de orvalho, não há condensação e a taxa de calor, " \dot{q} ", é o calor trocado entre o ar e o refrigerante. Caso contrário, o método de Newton-Raphson (RUGGIERO e LOPES, 2008) é empregado para obter a temperatura correta da superfície externa. Primeiro, considera-se que o calor ganho pelo refrigerante é igual à soma do calor sensível e latente. Em segundo lugar, uma temperatura estimada é adotada com a teoria da resistência térmica para avaliar o calor ganho pelo refrigerante, \dot{q}_{ref} , enquanto os calores sensível e latente são avaliados usando as Eqs. (3.92a) e (3.92b). O método de Newton-Raphson busca a temperatura que satisfaça a equação, $\dot{q}_{ref} = \dot{q}_{sen} + \dot{q}_{lat}$ com uma tolerância de 10^{-9} .

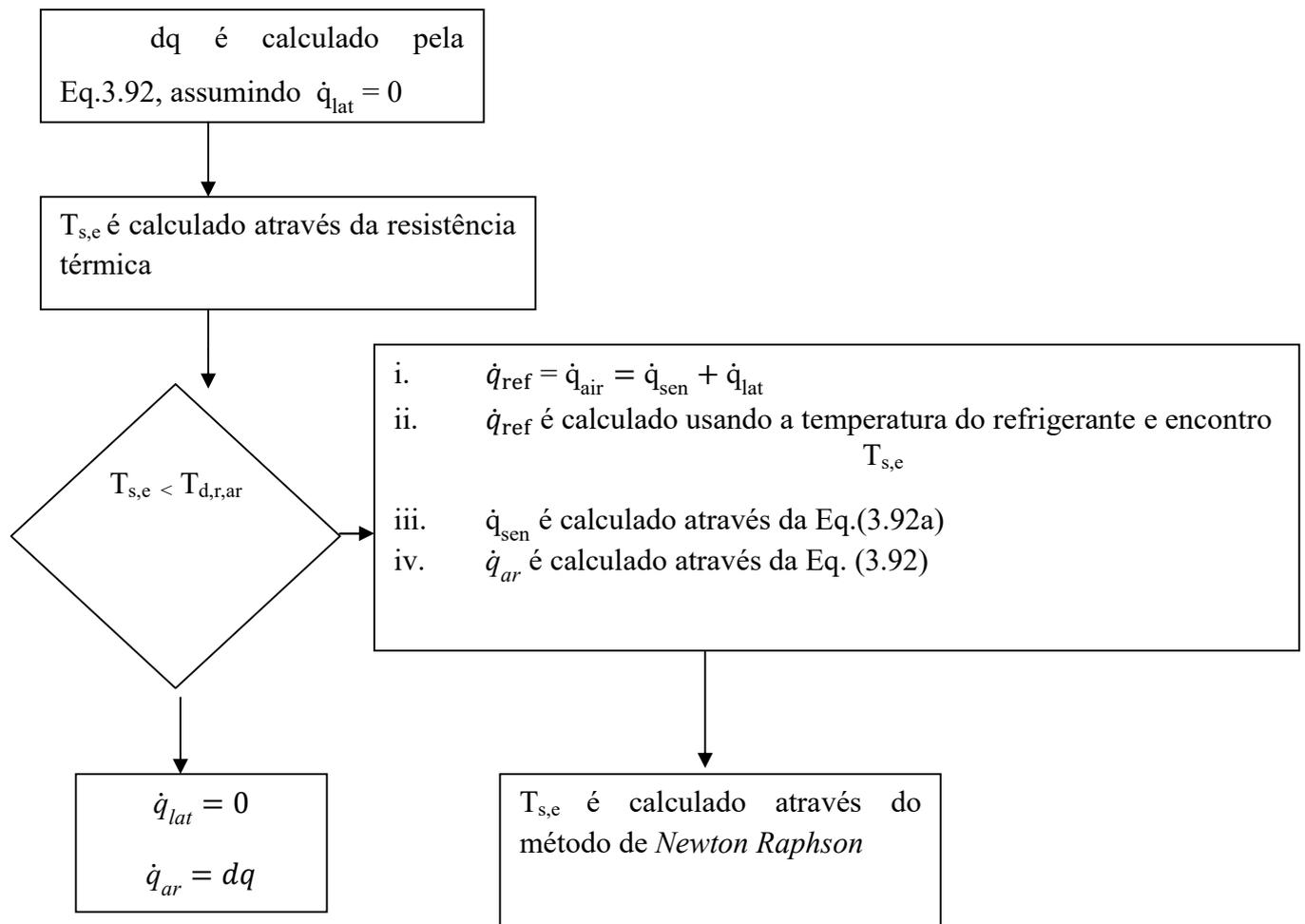


Figura 13 – Algoritmo para avaliar a temperatura da superfície externa

Além disso, em um ciclo de refrigeração mecânica de vapor, o refrigerante entra no evaporador como uma mistura bifásica e sai como vapor saturado ou superaquecido. Como no condensador, o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do refrigerante deve levar em consideração a mudança de fase. Para vapor de superaquecimento, o coeficiente de transferência de calor convectivo é avaliado usando a correlação de Gnielinski, e o coeficiente de perda por atrito é avaliado usando a correlação de Haaland (INCROPERA, 2007). Na região de escoamento bifásico em ebulição, são investigadas quatro correlações comumente adotadas para escoamento de refrigerante em ebulição: Wojtan (WOJTAN *et al.*, 2005a e 2005b), Sun (SUN e MISHIMA, 2009), Kaew (KAEW-ON e WONGWISES, 2009) e Tran (TRAN *et al.*, 1996).

Mudança bifásica do Evaporador

WOJTAN *et al* (2005a) modificaram o mapa de padrões de escoamento proposto por KATTAN *et al* (1998) para tubos horizontais, com o objetivo de alcançar uma nova correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. A partir das informações obtidas nas medições dinâmicas da fração de vazio, a região de escoamento estratificado ondulado foi dividida em três sub-regiões: pistonado (*slug*), pistonado + estratificado ondulado e estratificado ondulado. Além da inclusão de um padrão de escoamento de secagem da parede, correspondente a um padrão de transição entre anular e escoamento em névoa. O segundo objetivo deste artigo foi estudar a transição da região do fluxo anular para o de névoa com base em medições locais de transferência de calor e integrar esse limite no mapa do padrão de fluxo. Os autores testaram em mais de 1250 novos pontos de transferência de calor por ebulição, em velocidades mássicas de 70 a 700 kg/m²s e fluxos de calor de 2,0 a 57,5 kW/m² para os refrigerantes R22 e R410A.

Em seguida, WOJTAN *et al.* (2005b) desenvolveram um novo modelo de transferência de calor para os regimes de escoamento estratificado ondulado, secagem e névoa. Além de propor uma nova abordagem para determinar o ângulo seco, que define qual escoamento utilizar e a razão do perímetro do tubo em contato com líquido e vapor. Segundo os autores, a modificação utilizada do ângulo seco, obteve melhoria na previsão de transferência de calor e estendeu a aplicação do modelo para títulos abaixo de 0,15. Com o intuito de desenvolver e validar, essa nova correlação de transferência de calor por ebulição, um vasto banco de dados foi obtido para os refrigerantes R22 e o R410A.

A Fig. 14 representou um novo mapa de escoamento proposto por WOJTAN *et al.* (2005a) para um tubo de 13,84 mm de diâmetro, velocidade mássica de 100kg/(m²s), fluxo de calor de 2,1kW/m², temperatura de saturação de 5°C para o refrigerante R22. As linhas pontilhadas correspondem às novas curvas do mapa.

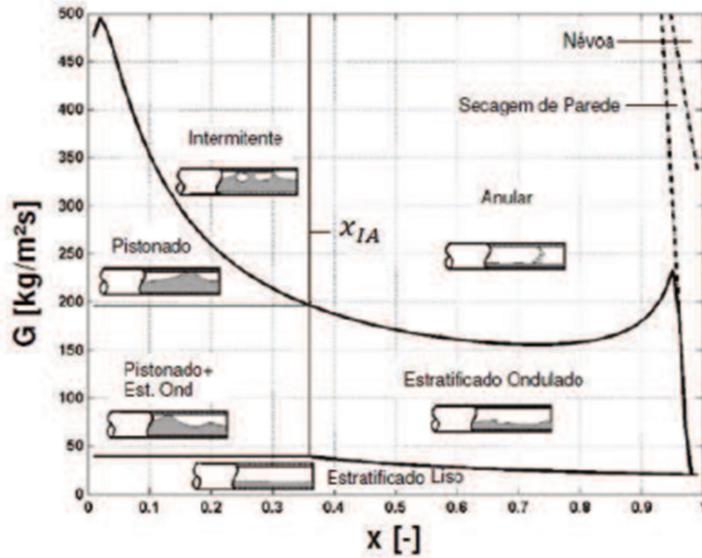


Figura. 14 – Mapa de padrões de escoamento proposto WOJTAN *et al* 2005

Modificado de Wojtan et al 2005a

O modelo de fluxo de transferência de calor por ebulição de KATTAN *et al* usa a versão de Steiner do modelo de fluxo que deriva de Rouhani-Axelsson para tubos horizontais para a fração de vazio transversal ϵ .

$$\epsilon = \frac{x}{\rho_v} \left(\left(1 + 0,12(1-x) \right) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x)(gT(\rho_l - \rho_v)^{0,25})}{G\rho_l^{0,5}} \right)^{-1} \quad (3.93)$$

A partir da área da seção do tubo (A), os valores A_{LD} e A_{VD} são determinados.

$$A_{LD} = \frac{A(1-\epsilon)}{D^2} \quad (3.94)$$

$$A_{VD} = \frac{A\epsilon}{D^2} \quad (3.95)$$

A altura do líquido adimensional H_{LD} pode ser expressa em função do ângulo estratificado

$$H_{LD} = 0,5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \Theta_{strat}}{2} \right) \right) \quad (3.96)$$

Para evitar completamente qualquer iteração, a expressão geométrica para o ângulo estratificado Θ_{strat} pode ser calculada a partir de uma expressão aproximada, avaliada em termos de fração de vazio, como (WOJTAN *et al.*, 2005):

$$\Theta_{strat} = \pi\epsilon + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} (1 - 2\epsilon + \epsilon^{1/3} - (1 - \epsilon)^{1/3}) - 0,005\epsilon(1 - \epsilon)(1 - 2\epsilon)(1 + 4((1 - \epsilon)^2) + \epsilon^2) + 0,00005 \quad (3.97)$$

No método proposto por WOJTAN *et al* (2005), Θ_{dry} deve ser definido para cada regime de escoamento. Para a região de escoamento do tipo pistão (*slug*) entende-se que o escoamento seja semelhante ao intermitente e anular.

$$\Theta_{dry} = 0 \quad (3.98)$$

Para a região onde o escoamento é do tipo estratificado ondulado, Θ_{dry} deve ser definido como.

$$\Theta_{dry} = \left(\frac{(G_{wavy} - G)}{(G_{wavy} - G_{strat})} \right)^{0,61} \Theta_{strat} \quad (3.99)$$

onde G_{wavy} é a velocidade mássica de transição da região de escoamento ondulado e G_{strat} é a velocidade mássica de transição da região de escoamento estratificado e são determinadas pelas equações

$$G_{wavy} = \left(\frac{16A_{VD}^3 g D \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 ((1 - (2h_{LD} - 1))^2)^{0,5}} \left(\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left(\frac{We_l}{Fr_l} \right)^{-1} + 1 \right) \right)^{0,5} + 50 \quad (3.100)$$

$$G_{strat} = \left(\frac{226,3^2 A_{LD} A_{VD}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_l g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right)^{1/3} \quad (3.101)$$

onde We_l é o número de weber na fase líquida e Fr_l é o número de Froude na fase líquida, os quais são calculados pelas seguintes equações.

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_L^2 g D} \quad (3.102)$$

$$We_l = \frac{G^2 D}{\rho_L T} \quad (3.103)$$

onde T é a tensão superficial

Para a região de pistão estratificada ondulada, o ângulo Θ_{dry} de ser calculado por:

$$\Theta_{dry} = \frac{x}{x_{IA}} \left(\frac{(G_{wavy} - G)}{(G_{wavy} - G_{strat})} \right)^{0,61} \Theta_{strat} \quad (3.104)$$

onde x_{IA} é o título de transição da região I-A, determinado pela eq.

$$X_{IA} = \left(\left(0,34^{1-0,875} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_V} \right)^{-1/7} \right) + 1 \right)^{-1} \quad (3.105)$$

Segundo WOJTAN *et al* (2005b), como as fases de vapor e líquido estão em equilíbrio térmico durante a evaporação no escoamento em névoa, os coeficientes de transferência de calor medidos devem ser comparados com a correlação de equilíbrio. O coeficiente de transferência de calor de névoa é calculado por:

$$h_{mist} = 0,0117 Re_H^{0,79} Pr_V^{1,06} Y^{1,83} \frac{k_V}{D} \quad (3.106)$$

onde Re_H é o número de Reynolds homogêneo como (WOJTAN *et al.*, 2005b)

$$\text{Re}_H = \frac{GD}{\mu_V} \left(x + \frac{\rho_V}{\rho_l} (1-x) \right) \quad (3.106a)$$

e Y é o fator de multiplicação definido por:

$$Y = 1 - 0,1 \left(\left(\left(\frac{\rho_l}{\rho_V} \right) - 1 \right) (1-x) \right)^{0,4} \quad (3.106b)$$

O coeficiente de transferência de calor para o padrão de escoamento de secagem é definido por:

$$h_{dry} = h_{TP}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} (h_{TP}(x_{di}) - h_{mist}(x_{de})) \quad (3.106c)$$

onde h_{TP} é o coeficiente de transferência de calor de mudança de fase, x_{di} é o título de início do padrão de escoamento de secagem e x_{de} é o título de fim de padrão de escoamento de secagem, dados, respectivamente, por:

$$h_{TP} = \frac{\Theta_{dry} h_V + (2\pi - \Theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (3.106d)$$

$$x_{di} = 0,58 e^{\left(0,52 - 0,235 \text{We}_V^{0,17} \text{Fr}_V^{0,37} \left(\frac{\rho_V}{\rho_l} \right)^{0,25} \left(\frac{q}{q_{CRIT}} \right)^{0,7} \right)} \quad (3.106e)$$

$$x_{de} = 0,61 e^{\left(0,57 - 5,8 \times 10^{-3} \text{We}_V^{0,38} \text{Fr}_V^{0,15} \left(\frac{\rho_V}{\rho_l} \right)^{-0,09} \left(\frac{q''}{q_{CRIT}} \right)^{0,27} \right)} \quad (3.106e)$$

onde h_v é o coeficiente de transferência de calor para o perímetro seco, q'' é o fluxo de calor, h_{LV} é o calor latente de vaporização, q_{CRIT} é o fluxo de calor crítico e o Re_v é o número de Reynolds na fase de vapor, definido como:

$$h_v = 0,023 \text{Re}_V^{0,8} \text{Pr}_V^{0,4} \frac{k_V}{D} \quad (3.106f)$$

$$q_{CRIT} = 0,131 \rho_V^{0,5} i_{LV} (g(\rho_l - \rho_V) \sigma)^{0,25} \quad (3.107)$$

$$\text{Re}_v = \frac{GDx}{\mu_V \epsilon} \quad (3.108)$$

$$q'' = U(T_{amb} - T_s) \quad (3.109)$$

$$U = 1 / (1/h_{TP} + 1/h_e) \quad (3.109a)$$

$$h_{eb} = Fh_L \quad (3.109b)$$

onde h_{eb} é o coeficiente de transferência de calor para ebulição e o F é um coeficiente

$$h_L = 0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \frac{k_l}{D_c l} \quad (3.109c)$$

$$F = F_{cb}(1-x) \quad (3.109d)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l g D_c l} \quad (3.109e)$$

onde Fr é o número de Froude e K_{Fr} é o fator de correção

$$\begin{cases} \text{Se } Fr > 0,04, K_{Fr} = 1 \\ \text{Se } Fr \leq 0,04, K_{Fr} = (25Fr)^{-0,3} \end{cases} \quad (3.109f)$$

$$Co = ((1-x)/x)^{0,8} \left(\frac{\rho_v^{0,5}}{\rho_l^{0,5}} \right)^{0,5} K_{Fr} \quad (3.109g)$$

onde Co é o número de convecção

Se $Co \geq 1$

$$F_{cb} = 1 + 0,8 \exp(1 - Co^{0,5}) \quad (3.109h)$$

Se $Co < 1$

$$F_{cb} = 1,8 Co^{-0,8} \quad (3.109i)$$

onde o h_{wet} é o coeficiente de transferência de calor para o perímetro molhado, definido pela eq.(3.110)

$$h_{wet} = ((h_{cb})^3 + (h_{nb})^3)^{1/3} \quad (3.1110)$$

onde h_{cb} é o coeficiente de calor por ebulição convectiva e h_{nb} é o coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada

$$h_{cb} = 0,0133 Re_{\delta}^{0,69} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{\delta} \quad (3.110a)$$

$$h_{nb} = 55(P_r)^{0,12} (-\log P_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (3.110b)$$

onde δ é a espessura do filme do líquido, P_r é a pressão reduzida, q é o fluxo de calor, M é a massa molar do refrigerante e Re_{δ} é o número de Reynolds no filme líquido

$$\delta = \frac{D}{2} - \left(\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \frac{2A_L}{(2\pi - \theta_{dry})} \right)^{1/2} \quad (3.111)$$

$$Re_{\delta} = \frac{4G\delta(1-x)}{\mu_1(1-\epsilon)} \quad (3.112)$$

Com o objetivo de reduzir a contribuição de ebulição nucleada segundo WOJTAN *et al.* (2005b), a Eq.(3.110b) sofre uma multiplicação por 0,8.

KAEW-ON e WONGWISES (2009) com o objetivo de calcular o coeficiente médio de transferência de calor do fluido R410A durante a evaporação em um minicanal multiportas utilizaram a correlação de LEE E LEE (2001) e desenvolveram a sua própria correlação. Mas pelo fato do duto ser circular e não ser retangular, situações presentes nos artigos citados acima, foi considerado a proporção de tela no valor de um e propões o valor do parâmetro C igual a 12, segundo a literatura clássica (CHISOLM, 1967) para regime de escoamento laminar e turbulento das fases líquido e gasoso respectivamente.

$$h_{TP} = S \cdot h_{SP} \quad (3.113)$$

onde h_{SP} - coeficiente de transferência de calor monofásico, calculado pela equação

$$h_{SP} = 0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,8} \frac{K_l}{D_i} \quad (3.113a)$$

onde S – fator adicional para o coeficiente bifásico, β - proporção de tela e \varnothing_l - multiplicador bifásico, calculado pela equação

$$S = 1,737 + 0,97 (\beta \varnothing_l)^{0,523} \quad (3.113b)$$

$$\varnothing_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (3.113c)$$

onde C – parâmetro e X - parâmetro de Martinelli

$$X = \left(\frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_l}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_v} \right)^{0,5} \quad (3.113d)$$

onde f - fator de atrito de Haaland

TRAN *et al.* (1996) realizaram experimentos de transferência de calor por ebulição com fluido R12, em pequenos dutos de seção circular e de seções retangulares.

Os autores introduziram o número de Weber na região de nucleação dominante, substituindo o número de Reynolds presente na região da convecção.

$$h_{TP} = 8,410^5 Bo^{0,6} We_l^{0,3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,4} \quad (3.114)$$

SUN e MISHIMA (2009) compararam treze métodos de transferência de calor por ebulição em minicanais. Os resultados mostraram que a correlação de CHEN e outras correlações do tipo Chen não previram corretamente o banco de dados. Os autores introduziram o número de Weber na correlação de Lazarek-Black com o objetivo de melhorar a correlação, obtendo o menor valor absoluto médio (MAE).

$$h_{TP} = \frac{6Re_l^{1,05} Bo^{0,54} k_l}{We_l^{0,191} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,142} D_h} \quad (3.115)$$

onde h_{LV} – calor latente de vaporização (J/Kg), q – fluxo de calor (W/m²), T – tensão superficial, We_l – número de Webber na fase líquida, Bo – número de ebulição são calculados pelas respectivas equações

$$We_l = \frac{G^2 D_h}{T \rho_l} \quad (3.116)$$

$$Bo = \frac{q}{G h_{LV}} \quad (3.117)$$

3.4 Procedimento Iterativo

O processo iterativo segue o fluxograma ilustrado na Fig.15 a partir de um par de valores arbitrados de uma lista T_{cond} (*range* de temperaturas de condensação selecionadas) e T_{evap} (*range* de temperaturas de evaporação selecionadas).

No compressor são calculados os valores iniciais referentes à potência consumida, capacidade frigorífica e a vazão mássica. Em seguida, o refrigerante entra no condensador, se o comprimento necessário da fase bifásica for maior que a diferença do somatório do comprimento do condensador com a fase de vapor condensado ($L_{TPC} >$

(L_C-L_{VC})), uma nova temperatura de condensação é escolhida para ser testada, devido ao condensador não ter chegado à fase de líquido sub-resfriado.

Após finalizar o processo inicial do condensador, é feita a verificação da convergência comparando-se o balanço de energia do lado do refrigerante (valor inicial) com os dados de saída baseado no cálculo da troca térmica entre o refrigerante e o ar usando a modelagem descrita na Seç 3.3.2 e um novo ciclo é feito até todos os dados convergirem com desvio relativo inferior a 1%. Utilizando-se uma busca exaustiva para atingir tal convergência.

Após a 1ª convergência, o refrigerante entra no evaporador, se o comprimento necessário da mistura bifásica do evaporador (L_{TPE}) for maior que (L_e-L_{LE}), uma nova temperatura de evaporação é escolhida para ser testada, devido o evaporador não ter chegado na fase de vapor superaquecido.

Após finalizar o processo inicial do evaporador, é feita a verificação da convergência comparando-se o balanço de energia do lado do refrigerante (valor inicial) com os dados de saída usando a modelagem descrita na Seç 3.3.4 e um novo ciclo é feito até todos os dados convergirem (ficarem menor que o erro de 1%), utilizando-se uma busca exaustiva para atingir tal convergência.

Após a 2ª convergência, o refrigerante chega à parte da 3ª convergência, na qual a vazão mássica inicial é comparada com a vazão mássica balanceada através do cálculo do erro, caso seja maior que 1%, o cálculo retorna para o compressor e refaz todo o processo, até atingir a convergência numa operação de busca exaustiva. Assim que o processo converge por completo, o COP é calculado.

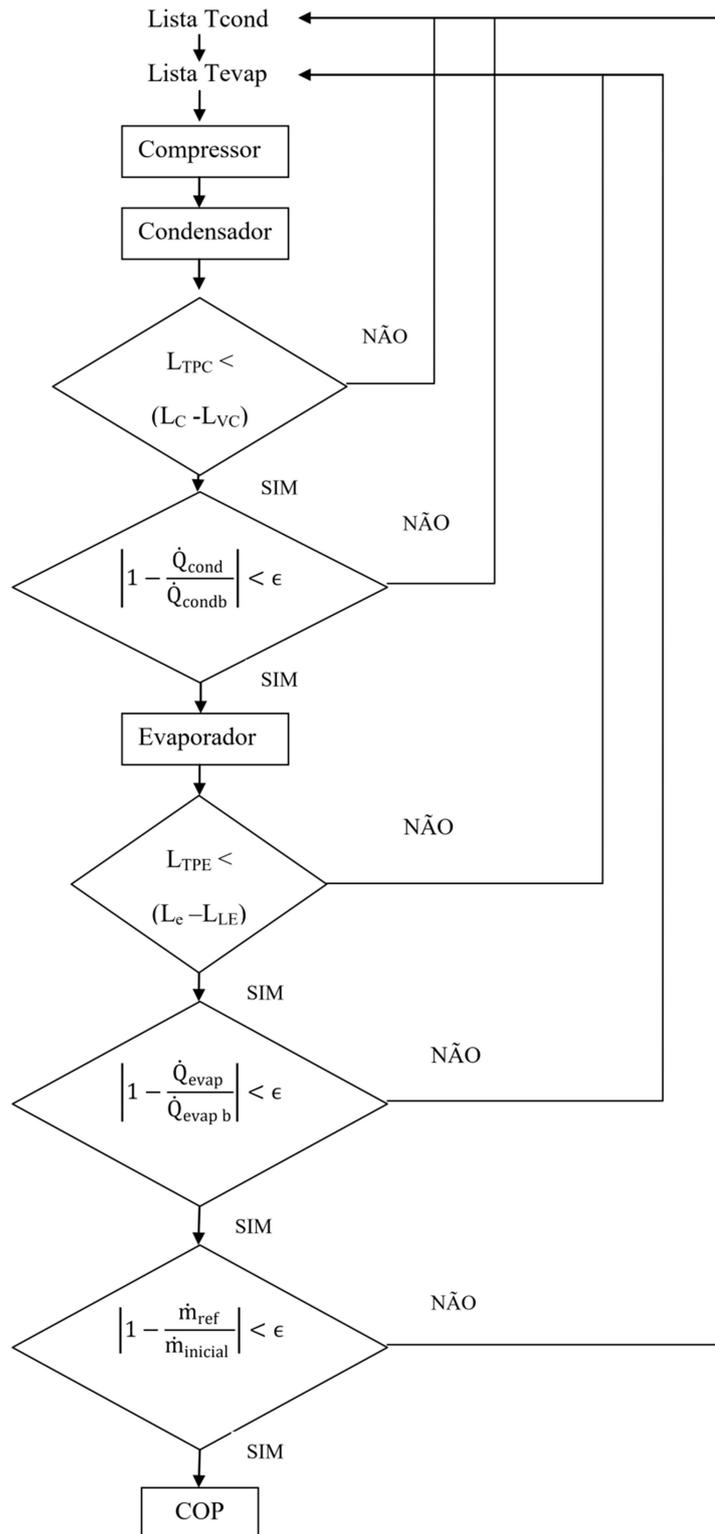


Figura 15 – Fluxograma do Processo de Simulação.

4 Metodologia

4.1 Equação de Estado

As propriedades dos fluidos refrigerantes foram determinadas com base em equações de estado através da energia livre de Helmholtz por meio do pacote CoolProp, disponível no Python, o qual consiste em uma biblioteca de código aberto escrita em C++, que permite o cálculo de propriedades termodinâmicas de fluidos puros e pseudo-puros, incompressíveis e umidade de ar. (BELL *et al.*, 2014). Para utilização deste pacote são necessárias conhecer pelo menos duas propriedades para determinar as demais. Por exemplo, conhecendo as seguintes informações na entrada: temperatura, pressão e o nome do fluido do qual se deseja conhecer a propriedade.

As equações de estado (EOS) utilizadas na biblioteca Coolprop são válidas para toda a faixa do fluido, ou seja, para a faixa de líquido sub-resfriado, vapor superaquecido e supercrítico (COOLPROP, 2022). Em geral, as EOS são baseadas em termos adimensionais δ e τ , onde esses termos são definidos por.

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_c} \quad (4.1)$$

$$\tau = \frac{T_c}{T} \quad (4.2)$$

onde ρ_c e T_c são a massa específica e a temperatura crítica do fluido se for um fluido puro. Para misturas e fluidos pseudo-puros, o ponto crítico normalmente não é usado como o ponto do estado de redução e, muitas vezes, a temperatura máxima de condensação na curva de saturação é usada.

A energia de Helmholtz adimensional do fluido é dada por

$$\alpha = \alpha^0 + \alpha^r \quad (4.3)$$

onde α^0 é a contribuição do gás ideal para a energia de Helmholtz e α^r é a contribuição da energia residual de Helmholtz que explica o comportamento não ideal. Para um dado conjunto de δ e τ , cada um dos termos α^0 e α^r são conhecidos. A forma exata dos termos de energia de Helmholtz depende do fluido, mas um exemplo relativamente simples é o do nitrogênio, que tem a energia de Helmholtz do gás ideal dada por,

$$\alpha^0 = \ln \delta + \alpha_1 \ln \tau + \alpha_2 + \alpha_3 \tau + \alpha_4 \tau^{-1} + \alpha_5 \tau^{-2} + \alpha_6 \tau^{-3} + \alpha_7 \ln[1 - \exp(-\alpha_8 \tau)] \quad (4.4)$$

e a energia residual adimensional de Helmholtz de

$$\alpha^r = \sum_{k=1}^6 N k \delta^{jk} \tau^{jk} + \sum_{k=7}^{32} N k \delta^{jk} \tau^{jk} \exp(-\delta^{jk}) + \sum_{k=33}^{36} N k \delta^{jk} \tau^{jk} \exp(-\phi k (\tau - 1)^2 - \beta k (\tau - \gamma k)^2) \quad (4.5)$$

Todos os termos diferentes de δ e τ são parâmetros de correlação dependentes de fluido.

Os demais parâmetros termodinâmicos podem então ser obtidos através de derivadas analíticas dos termos de energia de Helmholtz. Por exemplo, a pressão é dada por,

$$p = \rho RT \left[1 + \delta \left(\frac{\partial \alpha^\tau}{\partial \delta} \right) \right] \quad (4.6)$$

e a entalpia específica por,

$$\frac{h}{RT} = \tau \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_\delta + \left(\frac{\partial \alpha^\tau}{\partial \tau} \right)_\delta \right] + \delta \left(\frac{\partial \alpha^\tau}{\partial \delta} \right)_\tau + 1 \quad (4.7)$$

Já a entropia específica é dada por,

$$\frac{s}{R} = \tau \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_\delta + \left(\frac{\partial \alpha^\tau}{\partial \tau} \right)_\delta \right] - \alpha^0 - \alpha^\tau \quad (4.8)$$

4.2 Modelagem dos Trocadores de Calor

A dissertação trata de uma modelagem permanente de um sistema de refrigeração de condicionadores de ar tipo *split*, na qual uma formulação matemática das equações pela conservação de massa e da energia de cada dispositivo do sistema de refrigeração por compressão de vapor é adotada. As propriedades termofísicas dos fluidos serão obtidas através do uso da biblioteca Coolprop (COOLPROP, 2022).

O método implementado no presente trabalho para obtenção das temperaturas de condensação e evaporação, consistiram na utilização de uma busca exaustiva, o qual abrange estruturas de repetição, conhecidos como *loops*, os quais permitem a variação de parâmetros até que uma condição seja satisfeita ou até que o intervalo de interesse para os cálculos seja finalizado. Foram gerados *loops* para as temperaturas de condensação e evaporação.

Os cálculos térmicos e de queda de pressão nas regiões monofásicas e bifásicas são realizados por meio da discretização do domínio dos trocadores de calor em pequenas

partições, como mostrado na Fig. 16. Cabe ressaltar que, enquanto o limite numérico do computador em uso não é atingido e erros numéricos passem a ser relevantes para os resultados, reduzir o tamanho do elemento discreto proporciona a melhoria da precisão dos cálculos de queda de pressão. Em contrapartida, ocorre um aumento do tempo computacional de execução dos cálculos. Além disso, existe um limitador mais restrito que o comprimento do elemento de discretização, que é a correlação utilizada para a troca térmica. Como XU *et al.*(2013) apresenta uma correlação com limite inferior de $L/D > 10$, esse fator foi decisivo para a escolha dos comprimentos de discretização (passo) utilizados no presente trabalho.

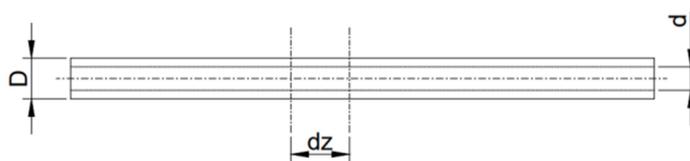


Figura 16 – Discretização utilizada nos tubos.

Na Tab. 2 destaca as correlações aplicadas para definir o comportamento do sistema de refrigeração adotado, tratando-se de transferência de calor e queda de pressão nos trocadores de calor. Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, os valores de resistências térmicas de contato e incrustações foram desprezados.

Tabela 2 – Visão geral das equações e correlações usadas para o trocador de calor

Região	Correlação
Lado ar - Coeficiente de Transferência de Calor (Condensador) - Coeficiente de Transferência de Calor (Evaporador) - Eficiência das aletas	WANG <i>et al.</i> (1999) WANG <i>et al.</i> (2000) SCHMIDT (1949 APUD WANG <i>et al.</i> 1999)
Fluxo monofásico - Coeficiente de Transferência de Calor - Queda de Pressão	GNIELINSKI (1976) HAALAND (1983)
Fluxo bifásico (Condensador) - Coeficiente de Transferência de Calor - Queda de Pressão	SHAH (1979) MULLER-STEINHAGEN e HECK (1986)
Fluxo bifásico (Evaporador) - Coeficiente de Transferência de Calor - Queda de Pressão	WOJTAN <i>et al.</i> (2005a and 2005b) MULLER-STEINHAGEN e HECK (1986)
Queda de pressão com base em seções retas e curvas de 180 graus em trocadores de calor - Comprimento Equivalente	FOX e MCDONALD (2014)

4.3 Cálculo dos Balanços de Exergia

Segundo MORAN e SHAPIRO (2006), a análise exergética é uma técnica de análise termodinâmica baseada na 2ª lei capaz de avaliar o quanto um sistema real se aproxima do caso ideal. Pelo fato da exergia, representar o máximo trabalho teórico que pode ser obtido quando dois sistemas em estados diferentes interagem até o equilíbrio termodinâmico entre eles seja atingido. Quanto maior a destruição de exergia, maior potencial para melhorias. A taxa de destruição de exergia é definida como:

$$\dot{A}_d = T_{ref}\sigma \geq 0 \quad (4.9)$$

$\dot{A}_d > 0$ - existem irreversibilidades no sistema

$\dot{A}_d = 0$ - não existem irreversibilidades no sistema

onde σ é a taxa de geração de entropia do dispositivo e T_{ref} é a temperatura do ambiente de referência.

No Compressor

σ_{comp} é calculado pela 2ª lei da Termodinâmica

$$\sigma_{comp} = \dot{m}(s_2 - s_1) + \left(\frac{\dot{Q}_p}{T_{ref}} \right) \quad (4.10)$$

onde \dot{Q}_p é a taxa de calor perdido no compressor e pode ser calculado pelo balanço de energia

$$\dot{Q}_p = \dot{W}_c - \dot{m}(i_2 - i_1) \quad (4.11)$$

onde i_2 e i_1 são respectivamente a entalpia de saída e entrada do Compressor e \dot{W}_c é a potência consumida

No Condensador

σ_{cond} é calculado pela 2ª lei da Termodinâmica

$$\sigma_{cond} = \dot{m}(s_3 - s_2) + \dot{m}_C(s_{c2} - s_{c1}) \quad (4.12)$$

onde \dot{m}_C é a vazão mássica de ar seco atravessando o condensador e s_{c2} e s_{c1} representam a entropia do ar úmido por massa de ar seco respectivamente na saída e na entrada do condensador.

No Dispositivo de expansão

σ_{DE} é calculado pela 2ª lei da Termodinâmica

$$\sigma_{DE} = \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (4.13)$$

onde s_4 e s_3 são respectivamente a entropia de saída e entrada do dispositivo de expansão.

No Evaporador

σ_{evap} é calculado pela 2ª lei da Termodinâmica

$$\sigma_{evap} = \dot{m}(s_1 - s_4) + \dot{m}_e(S_{e2} - S_{e1}) + \dot{m}_e(W_{e1} - W_{e2})S_{liq} \quad (4.14)$$

4.4 Parâmetros Geométricos dos Trocadores

O equipamento de ar condicionado considerado no presente estudo é descrito por BATOR (2019) e BROCHIER (2014), em que os parâmetros geométricos do condensador e evaporador são apresentados nas Tab. 2. Outros dados geométricos de trocadores de calor foram baseados em WANG *et al.* (1999) e WANG *et al.* (2000), respectivamente, representados nas Tabs.3 e 4.

Segundo BROCHIER (2014), foi considerada uma vazão de ar de 0,373m³/s para o condensador, mas não foi considerada a vazão de ar do evaporador. A vazão de ar do evaporador foi considerada seguindo SOARES (2018), que especificou o equipamento 42LVQA009515LC com vazão de 0,172 m³/s. Foi utilizado um ar condicionado do tipo *split* hiwall com capacidade nominal de 2650 W e que utiliza o fluido refrigerante R410A.

Tabela 3 – Parâmetros geométricos dos trocadores.

	Condensador	Evaporador
D interno [mm]	6,3	6,3
D externo [mm]	7	7
Nº aletas	658	340
Nº tubos	22	12
Nº placas tubos	1	2
Comprimento tubos [mm]	836	540
Largura [mm]	836	540
Altura [mm]	475	259,1
Profundidade [mm]	12,7	27,2
Área transversal ar [m ²]	0,3973	0,1399
Velocidade ar [m/s]	0,94	1,23
Espessura aleta [m]	0,0001	0,0001
Área aleta [m ²]	0,005616	0,006124
Área externa tubo [m ²]	0,016938	0,011127
Área total ar [m ²]	4,0680	2,3492

Modificado BROCHIER (2014)

Tabela 4 – Parâmetros geométricos extra do condensador.

Passo da aleta [mm]	1,22
Diâmetro externo do colar da aleta [mm]	7,2
Altura da veneziana [mm]	0,79
Passo das venezianas [mm]	1,7
Passo longitudinal dos tubos [mm]	12,7
Passo transversal dos tubos [mm]	21
Mínima área do escoamento [m ²]	$A_{cC} = (Pt_C - D_{ecC})(Fp_C - espAleta_C)$

Modificado WANG *et al.* (1999)

Tabela 5 – Parâmetros geométricos extra do evaporador.

Passo da aleta [mm]	1,21
Diâmetro externo do colar da aleta [mm]	10,33
Altura da veneziana [mm]	1,07
Passo das venezianas [mm]	2,35
Passo longitudinal dos tubos [mm]	19,5
Passo transversal dos tubos [mm]	25,4
Mínima área do escoamento [m ²]	$A_{cE} = (Pt_E - D_{ecE})(Fp_E - espAleta_E)$

Modificado WANG *et al.* (2000)

5 Resultados e Discussões

Foi realizada uma avaliação das melhores condições de operação para as temperaturas de condensação e evaporação, considerando a discretização do domínio, utilizando passos fracionados das perdas de carga dos trocadores de calor de condicionadores de ar tipo *split*, utilizando ar úmido para a troca de calor externo em aletas planas venezianas, em regime permanente.

5.1 Validação da Metodologia

A Tab. 6 apresenta os dados de temperatura de bulbo seco, TBS, do ambiente interno e externo e a umidade relativa, ϕ , do ambiente interno dos cinco experimentos relatados em BATOR (2019), considerando a frequência do compressor de 52 Hz e a umidade relativa do ambiente externo de 39,2%.

Tabela 6 – Testes realizados.

Teste	Ambiente		
	Interno		Externo
	TBS [°C]	ϕ [%]	TBS [°C]
1	26,7	36,7	40,0
2	26,7	36,7	35,0
3	26,7	51,3	40,4
4	26,7	51,3	35,0
5	26,7	51,3	29,9

A avaliação do RMS (*Root Mean Square*) é realizada com os dados experimentais relatados em BATOR (2019). A Tab. 7 mostra que os valores de RMS do presente trabalho são menores que os resultados numéricos de BATOR (2019) para CF, \dot{W}_C e COP. Os resultados do modelo proposto apresentam concordância satisfatória com os dados experimentais.

Tabela 7 – Resultados para convergência com RMS

Resultados experimentais (Bator, 2019)			Resultados numéricos (Bator, 2019)			Resultados simulados		
CF [W]	\dot{W}_c [W]	COP	CF [W]	\dot{W}_c [W]	COP	CF [W]	\dot{W}_c [W]	COP
1984,1	865,4	2,3	2265	867,4	2,6	1879,0	857,6	2,2
2275,9	799,8	2,8	2386	774,4	3,1	2199,6	783,6	2,8
2089,9	873,9	2,4	2405	870,0	2,8	1867,7	862,6	2,2
2425,2	812,6	2,9	2519	782,4	3,2	2198,7	783,7	2,8
2767,8	740,7	3,7	2742	689,8	3,9	2734,0	693,8	3,9
-	-	-	199,89	28,87	0,31	153,95	26,40	0,19

A avaliação da diferença relativa é realizada com os dados experimentais relatados em BATOR (2019). A Tab. 8 mostra os valores da diferença relativa, Dif_{rel} dos testes realizados em BATOR (2019) e a Tab. 9 mostra os valores de Dif_{rel} das simulações realizadas aqui. Os resultados do presente trabalho possuem menores valores na maioria dos casos dos resultados numéricos de BATOR (2019) para os parâmetros W_c , CF e COP. As exceções são observadas nos Testes 3 e 4, nos quais os valores de Dif_{rel} para a potência consumida pelo compressor e para a capacidade frigorífica reportadas em BATOR (2019) foram menores que o presente trabalho.

Com base nos resultados apresentados nas Tabs. 7-9 é possível afirmar que a metodologia empregada está validada. Assim, a metodologia proposta é usada para analisar parâmetros de modelagem (Seç. 5.2) e parâmetros de operação (Seç. 5.3) para o aparelho *split* descrito na Seç. 4.4.

Tabela 8 – Resultados para convergência com Dif_{rel} para os testes BATOR (2019)

Testes	\dot{W}_c [W]	Dif_{rel} [%]	CF [W]	Dif_{rel} [%]	COP	Dif_{rel} [%]
1	867,4	2,3	2265,0	12,4	2,6	11,5
2	774,4	3,3	2386,0	4,6	3,1	9,7
3	870,0	0,4	2405,0	13,1	2,8	14,3
4	782,4	3,9	2519,0	3,7	3,2	9,4
5	689,8	7,3	2742,0	0,9	3,9	5,1

Tabela 9 – Resultados para convergência com Dif_{rel} para os testes simulados

Testes	\dot{W}_c [W]	Dif_{rel} [%]	CF [W]	Dif_{rel} [%]	COP	Dif_{rel} [%]
1	857,6	0,9	1879,0	5,6	2,2	4,6
2	783,6	2,1	2199,6	3,5	2,8	0,0
3	862,6	1,3	1867,7	11,9	2,2	9,1
4	783,7	3,7	2198,7	10,3	2,8	3,6
5	693,8	6,8	2734,0	1,2	3,9	5,1

5.2 Influência da Modelagem do Coeficiente Convectivo no Condensador e no Evaporador

Os resultados das simulações com as cinco correlações de condensação e com a correlação de evaporação de Wojtan para os quatro testes são apresentados nas Tabs 10-13. As demais simulações com as correlações de evaporação são apresentadas no Anexo A.

Com base nos resultados apresentados nas Tabs. 10-13 é possível afirmar que a Tab. 11, que representa o Teste 2 da Tab. 6 apresentou as menores diferenças relativas para os parâmetros da capacidade de refrigeração e o COP, enquanto que a Tab.10 com o teste 1 apresentou a menor diferença relativa para o parâmetro da potência consumida. Como o valor de COP é calculado pela divisão da potência consumida pela capacidade de refrigeração, e teve a menor diferença para o Teste 2, este foi selecionado como o melhor resultado.

Tabela 10 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 1 usando a correlação de evaporação de Wojtan

	\dot{W}_c [W]	Dif_{rel} [%]	CF [W]	Dif_{rel} [%]	COP	Dif_{rel} [%]
SHAH (1979)	857,6	0,9	1879	5,6	2,19	4,6
DOBSON e CHATO (1998)	860,8	0,5	1875,3	5,8	2,18	5,0
ZHANG et al. (2004)	852,3	1,5	1894	4,8	2,22	3,2
CAVALLINI et al.(2009)	853,5	1,4	1890,4	5,0	2,21	3,6
SHAH (2016)	861,2	0,5	1877,6	5,7	2,18	5,0
Dados experimentais – Teste 1	865,4	-	1984,1	-	2,29	-

Tabela 11 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 2 usando a correlação de evaporação de Wojtan

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	783,6	2,1	2199,9	3,5	2,81	1,4
DOBSON e CHATO (1998)	785,1	1,9	2191,3	3,9	2,79	2,1
ZHANG et al. (2004)	780,4	2,4	2219,8	2,5	2,84	0,3
CAVALLINI et al.(2009)	781,7	2,3	2210,8	2,9	2,83	0,7
SHAH (2016)	786,3	1,7	2185,4	4,1	2,78	2,5
Dados experimentais – Teste 2	799,8	-	2275,9	-	2,85	-

Tabela 12 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 3 usando a correlação de evaporação de Wojtan

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	862,6	1,3	1867,7	11,9	2,17	10,1
DOBSON e CHATO (1998)	867,6	0,7	1862,7	12,2	2,15	11,1
ZHANG et al. (2004)	859,3	1,7	1880,8	11,1	2,19	9,1
CAVALLINI et al.(2009)	860,6	1,5	1876	11,4	2,18	9,6
SHAH (2016)	868,1	0,7	1865,7	12	2,15	11,1
Dados experimentais – Teste 3	873,9	-	2089,9	-	2,39	-

Tabela 13 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 4 usando a correlação de evaporação de Wojtan

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	783,7	3,7	2198,7	10,3	2,81	6
DOBSON e CHATO (1998)	785,1	3,5	2191,3	10,7	2,79	6,8
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	779,7	4,2	2224,7	9	2,85	4,6
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	781,7	4	2210,8	0,7	2,83	5,3
SHAH (2016)	786,3	3,3	2185,4	11	2,78	7,2
Dados experimentais – Teste 4	812,6	-	2425,2	-	2,98	-

Após as simulações realizadas com as correlações de condensação e evaporação com os quatro testes, as Tabs. 14-17 mostram os resultados obtidos usando diferentes correlações de evaporação.

Tabela 14 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Wojtan para diferentes correlações de condensação

	RMS- \dot{W}_c	RMS-CF	RMS-COP
SHAH (1979)	18,2	167,9	0,15
DOBSON e CHATO (1998)	16,1	177,0	0,17
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	21,7	153,7	0,12
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	20,0	161,8	0,14
SHAH (2016)	15,2	178,4	0,17
BATOR (2019)	19,9	223,1	0,31

Tabela 15 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Kaew-on e Wongwises para diferentes correlações de condensação

	RMS- \dot{W}_c	RMS-CF	RMS-COP
SHAH (1979)	8,8	239,8	0,27
DOBSON e CHATO (1998)	6,1	251,1	0,29
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	21,2	158,1	0,13
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	10,4	231,9	0,26
SHAH (2016)	5,9	249,0	0,29
BATOR (2019)	19,9	223,1	0,31

Tabela 16 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Sun e Mishima para diferentes correlações de condensação

	RMS- \dot{W}_c	RMS-CF	RMS-COP
SHAH (1979)	13,9	194,4	0,19
DOBSON e CHATO (1998)	10,4	210,2	0,22
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	21,0	157,6	0,13
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	11,2	223,4	0,24
SHAH (2016)	10,9	205,0	0,21
BATOR (2019)	19,9	223,1	0,31

Tabela 17 – Valores de RMS usando a correlação de evaporação de Tran para diferentes correlações de condensação

	RMS- \dot{W}_c	RMS-CF	RMS-COP
SHAH (1979)	10,6	219,8	0,23
DOBSON e CHATO (1998)	11,1	206,7	0,21
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	20,7	159,0	0,13
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	11,4	221,9	0,24
SHAH (2016)	11,1	204,6	0,21
BATOR (2019)	19,9	223,1	0,31

Como vistos nas Tabs. 14-17, a correlação ZHANG *et al.*(2004)/WOJTAN *et al.* (2005) resultou em menores RMS_{COP} e RMS_{CF} , enquanto que a correlação SHAH (2016)/WOJTAN *et al.* (2005) resultou no menor RMS_{Wc} . Desta forma, é possível afirmar que o par de correlações que produzem resultados mais próximos dos experimentais para as situações aqui analisadas é ZHANG *et al.*(2004)/WOJTAN *et al.* (2005) no teste 2.

A Fig. 17 mostra o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção interna ao longo do condensador para diferentes correlações. DOBSON e CHATO (1998) capturam uma mudança no comportamento do fluxo no meio do condensador, resultando em uma redução repentina na transferência de calor por convecção. Além disso, nesta correlação é visto que o comprimento necessário para mudança de fase é um pouco maior do que o observado com as demais correlações. A correlação de SHAH (1979) resulta em um valor quase constante de transferência de calor convectivo ao longo do processo de condensação. Ainda na Fig. 17, pode-se notar que as correlações de CAVALLINI *et al.*(2009) e SHAH (2016) são capazes de

capturar uma redução da transferência de calor por convecção conforme a qualidade do vapor diminui.

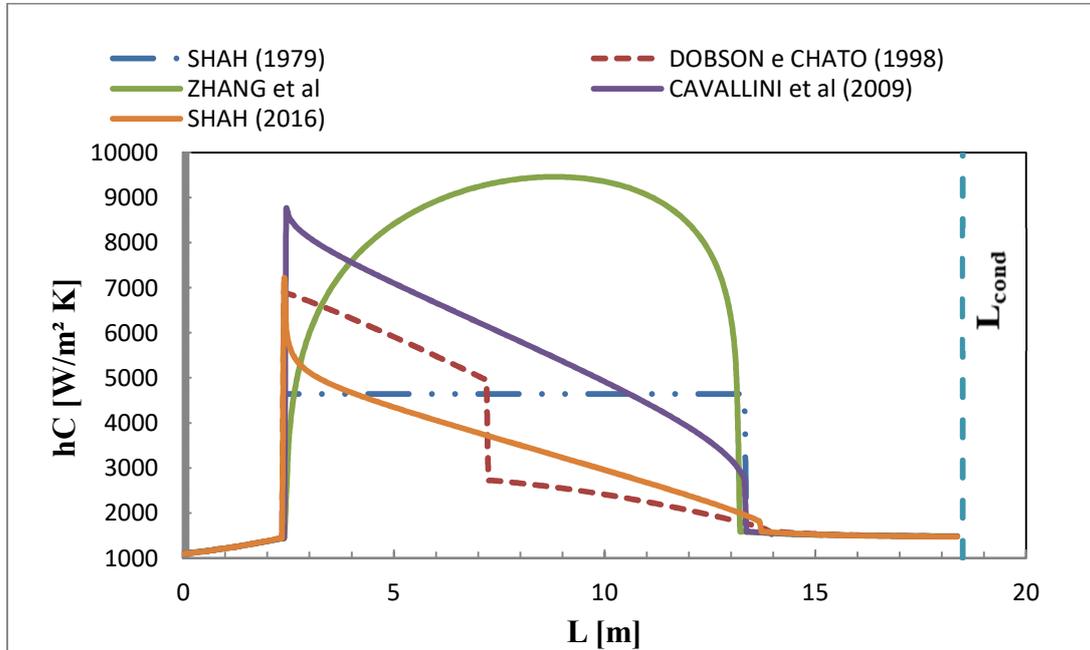


Figura 17 – Transferência de calor por convecção: efeito das correlações de condensação

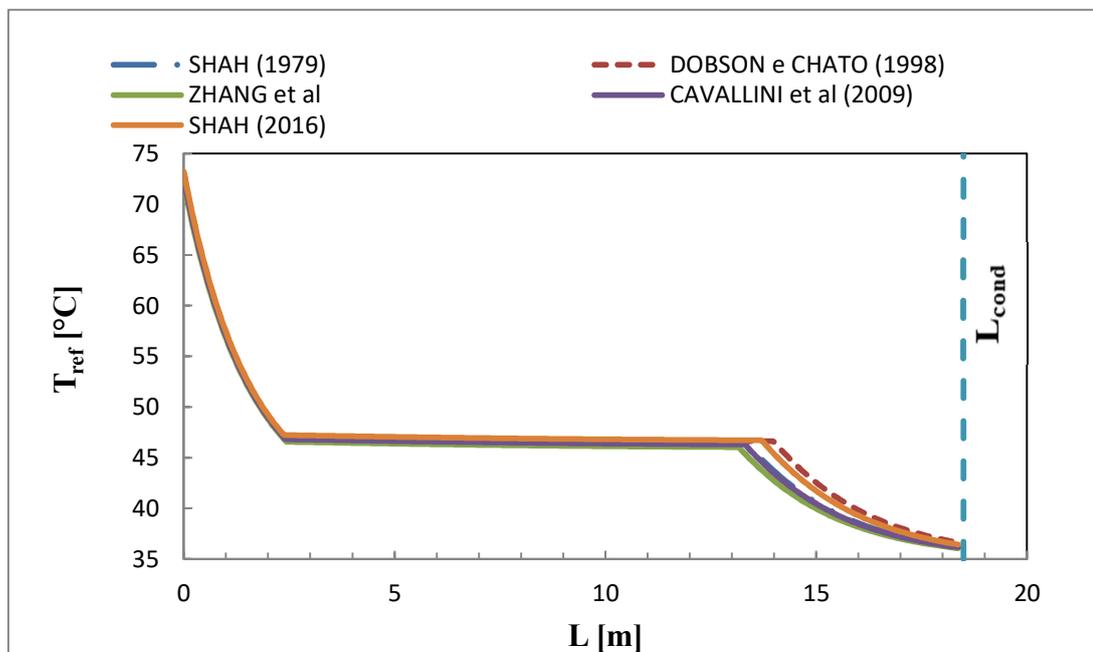


Figura 18 – Temperatura do refrigerante: efeito das correlações de condensação

É possível observar na Fig. 18 a influência da temperatura do refrigerante pela mudança das correlações dos coeficientes convectivos. O refrigerante entra no condensador com um alto valor de temperatura na fase de vapor superaquecido, a qual é reduzida até chegar ao comprimento próximo de 2 metros. Este trecho inicial é próximo para as cinco curvas mostradas. No trecho entre 2 a 13 metros descritos na faixa, o valor da temperatura do refrigerante mantém os valores de temperatura quase constante, e por fim, o refrigerante volta a reduzir a temperatura do refrigerante até o comprimento máximo do condensador. Foi observado que os valores dos testes realizados ficaram próximos durante todo o processo de condensação até o comprimento máximo do trocador de calor.

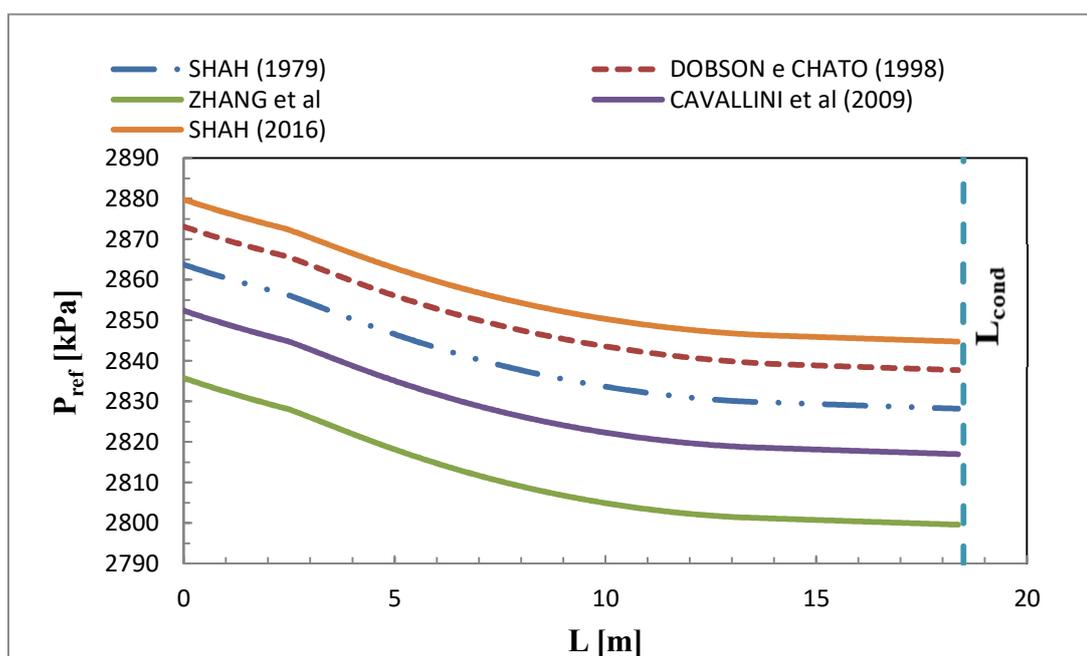


Figura 19 – Pressão do refrigerante: efeito das correlações de condensação

Na fig. 19 é mostrada a pressão do refrigerante ao longo do condensador para diferentes correlações dos coeficientes convectivos de condensação. SHAH (2016) e de ZHANG *et al* (2005) apresentaram respectivamente o maior e menor pressão do refrigerante. Diferentemente do que ocorreu na Fig. 18, a relação de pressão do refrigerante calculada nas correlações testadas apresentaram uma maior diferença nos valores obtidos.

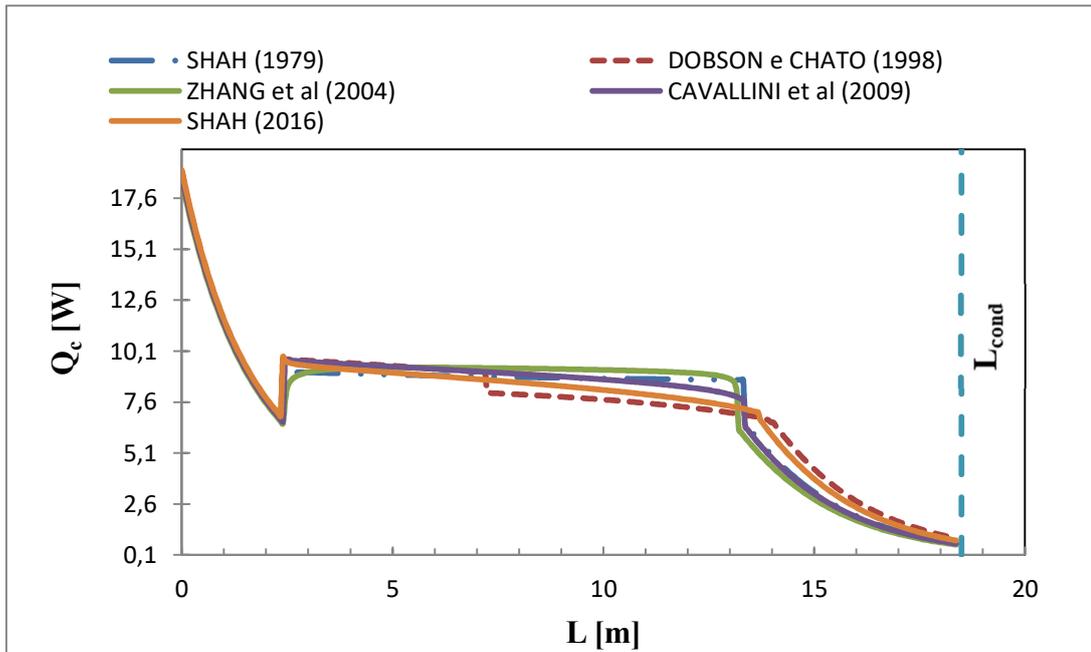


Figura 20 – Taxa de calor: efeito das correlações de condensação

Observa-se na Fig. 20 a influência da taxa de calor do refrigerante pela mudança das correlações dos coeficientes convectivos. Nota-se na Fig. 20 que a correlação bifásica do condensador resultou em valores de taxa de calor perdida pelo refrigerante similar para todas as correlações analisadas.

A Fig. 21 mostra o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção interna ao longo do evaporador para diferentes correlações para ebulição. Na Fig. 21, usando a correlação de ZHANG *et al.* (2004) com as correlações de evaporação de WOJTAN *et al.* (2005), KAEW-ON e WONGWISES (2009), SUN e MISHIMA (2009) e TRAN *et al.* (1996). O gráfico mostrou valores semelhantes para correlações, exceto para a correlação de KAEW-ON e WONGWISES (2009), que apresentou alto valor do coeficiente convectivo de calor e um comprimento menor para a mudança de fase do refrigerante.

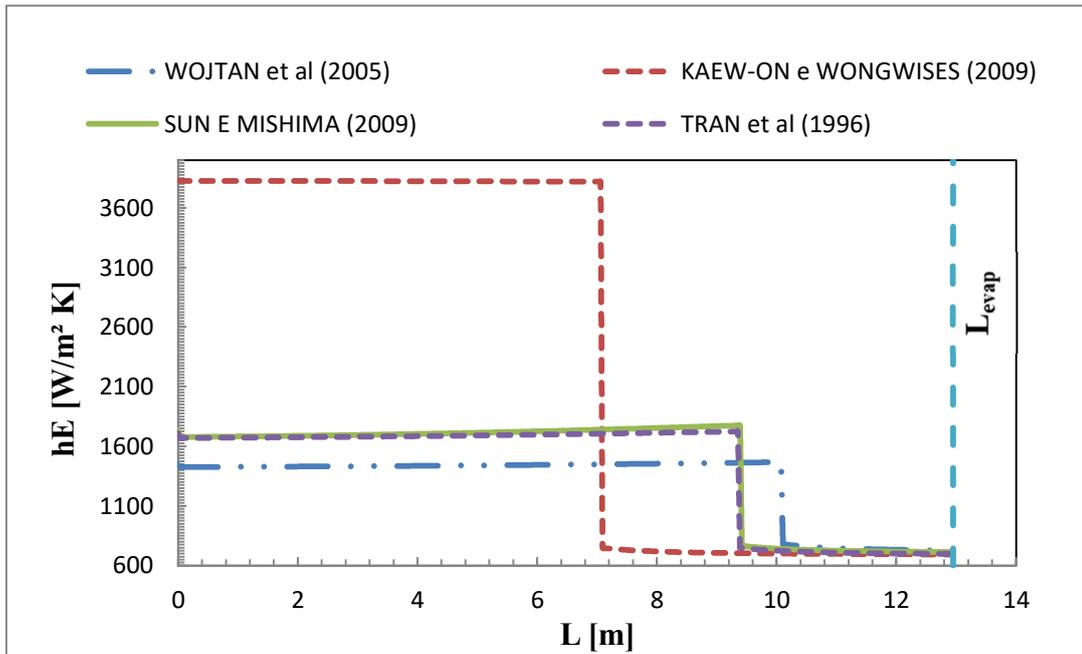


Figura 21 – Transferência de calor por convecção: efeito das correlações de evaporação

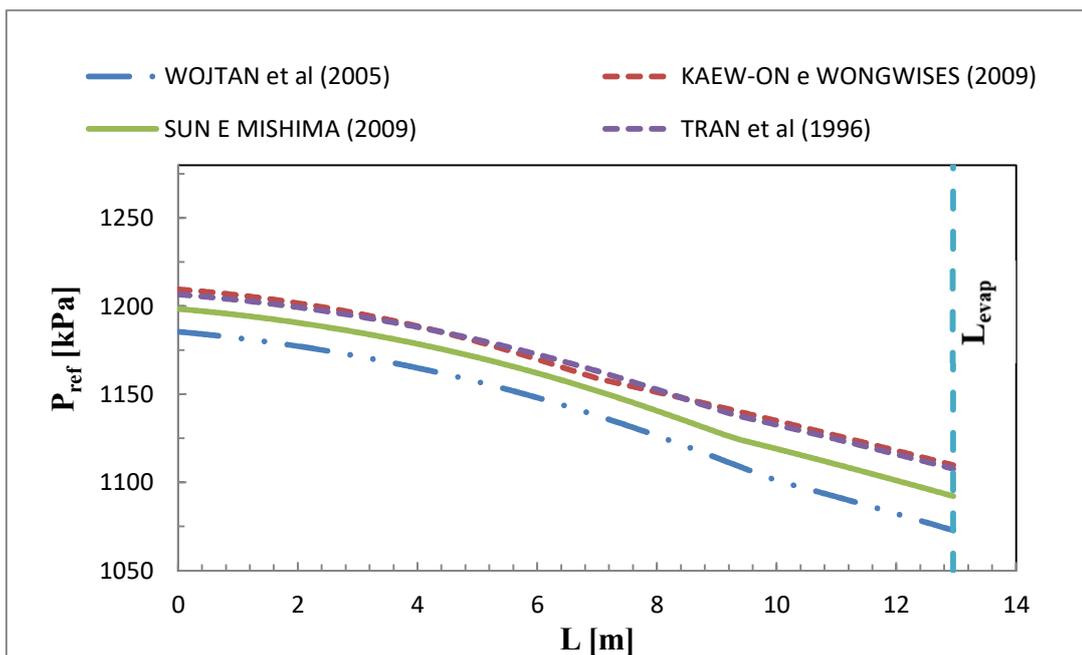


Figura 22 – Pressão do refrigerante: efeito das correlações de evaporação

Observa-se na Fig. 22 a influência da pressão do refrigerante pela mudança das correlações dos coeficientes evaporativos. Durante o processo evaporativo nas fases. Os valores de pressão reduzem até o comprimento final do compressor. A Fig. 22 revela que o uso da correlação de KAEW-ON e WONGWISES (2009) acarreta numa predição

de valores de pressão mais elevados, enquanto que a utilização da correlação de WOJTAN *et al* (2005) resulta numa predição de valores de pressão mais baixos.

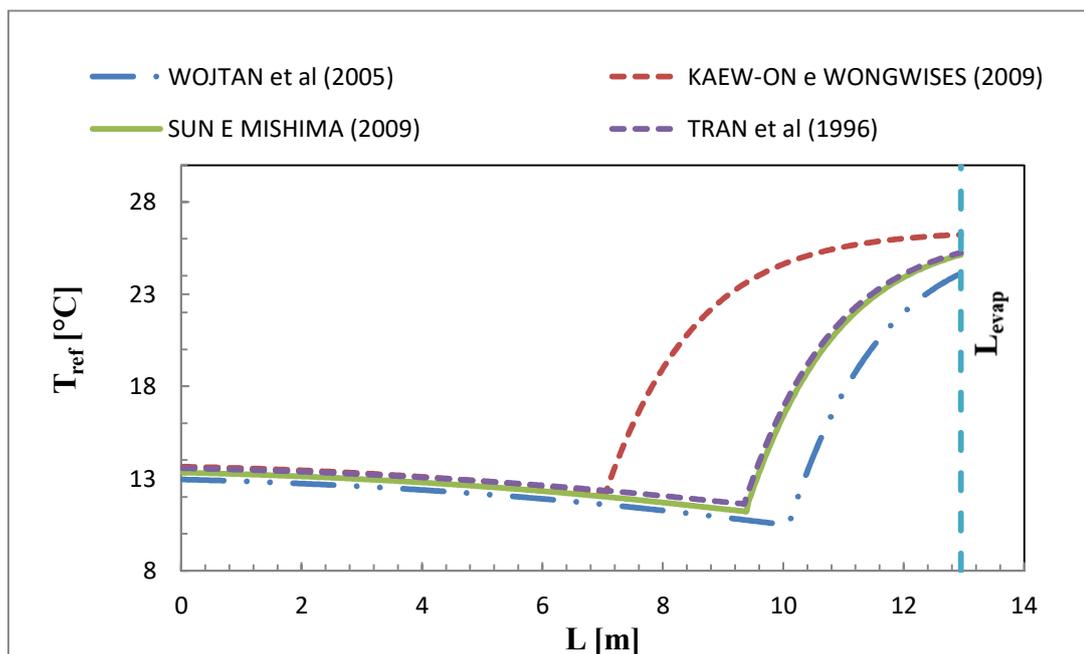


Figura 23 – Temperatura do refrigerante: efeito das correlações de evaporação

A Fig. 23 apresenta o comportamento da temperatura do refrigerante ao longo do evaporador predito usando diferentes correlações para o coeficiente de ebulição do refrigerante. Durante o processo evaporativo nas fases. Os valores de temperatura reduzem quando o refrigerante encontra-se como mistura bifásica e aumenta quando encontra-se em vapor superaquecido até o comprimento final do trocador de calor. Nota-se na Fig. 23 que a correlação de KAEW-ON e WONGWISES (2009) resulta numa temperatura maior do refrigerante saindo do evaporador. Esta tendência está relacionada ao fato desta correlação predizer um coeficiente convectivo maior do que as demais, como observado na Fig. 21. Consequentemente, a mudança de fase ocorre num comprimento menor de tubo e existe um grande comprimento de tubo para o vapor superaquecido receber calor.

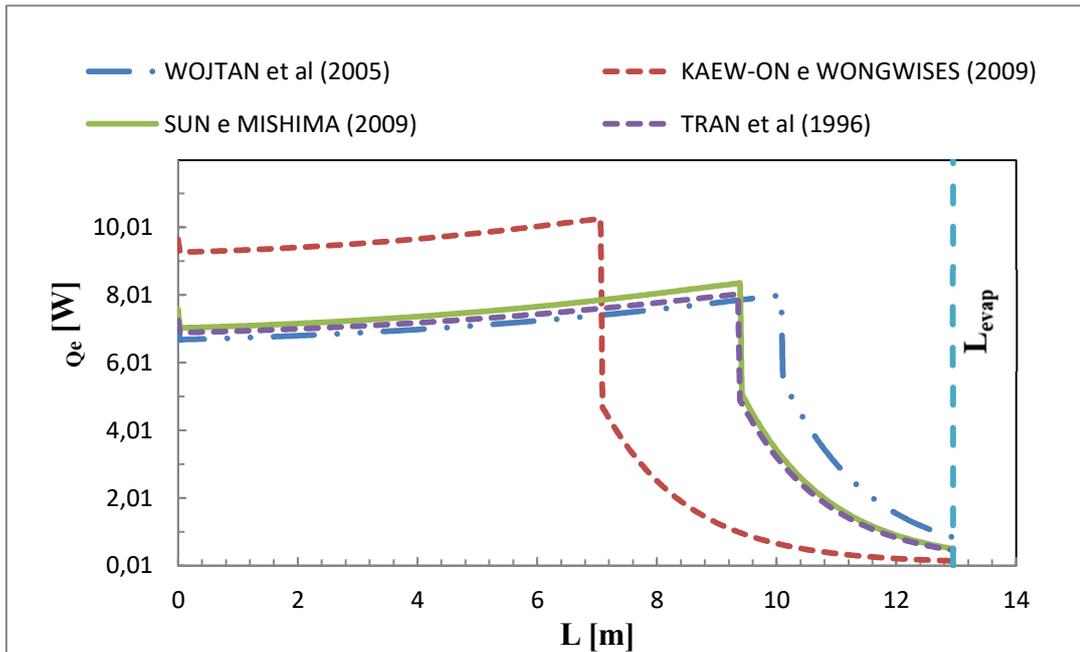


Figura 24 – Taxa de calor: efeito das correlações de evaporação

Observa-se na Fig. 24 a influência da taxa de calor do refrigerante pela mudança das correlações dos coeficientes convectivos. Foi observado que a correlação bifásica do evaporador apresentou os menores valores para a correlação KAEW-ON e WONGWISES (2009) e os maiores valores para o WOJTAN *et al* (2005). Sendo proporcional ao comprimento necessário para a mudança de fase para o trocador de calor.

5.3 Análise Paramétrica

Como o par ZHANG *et al.*(2004)/WOJTAN *et al.*(2005) apresenta diferença relativa menor que 10% para as três grandezas analisadas, este par é considerado aqui como o melhor e é utilizado para investigar o impacto de diferentes parâmetros sobre o desempenho do sistema. O primeiro parâmetro analisado é a frequência do compressor. Na Tab.18 é possível observar a potência consumida, a capacidade de refrigeração e o COP do sistema, como compressor operando com as frequências de 44, 48, 52, 56 e 60 Hz. Também são mostradas na Tab.18 as taxas de destruição de exergia nos equipamentos do sistema e a eficiência exérgica do sistema. A Tab. 18 sugere que as correlações frequência x COP são inversamente proporcionais.

Tabela 18 – Mudança de frequência do compressor

N [Hz]	\dot{W}_c [W]	CF [W]	COP	\dot{A}_{d_comp} [W]	\dot{A}_{d_cond} [W]	\dot{A}_{d_DE} [W]	\dot{A}_{d_evap} [W]	η_{II}
44	619,8	2052,1	3,31	322,6	57,6	36,4	97,4	17,1%
48	697,5	2148,8	3,08	382,7	62,1	38,6	104,3	15,8%
52	779,7	2224,3	2,85	442,4	67,2	40,4	109,5	15,4%
56	866,5	2282,9	2,63	511,6	71,4	41,6	112,4	15,0%
60	954,0	2344,8	2,46	585,9	74,7	43,2	117,4	13,9%

Na Tab.18 à medida que a frequência do compressor é reduzida, a capacidade frigorífica e a potência consumida pelo compressor diminuem, e o COP aumenta, já no cálculo de exergia, quando a frequência do compressor diminui, a taxa de destruição de exergia dos equipamentos diminui e a eficiência exergética aumenta.

A Fig. 25 mostra o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção interna ao longo do condensador para diferentes frequências de compressor para condensação.

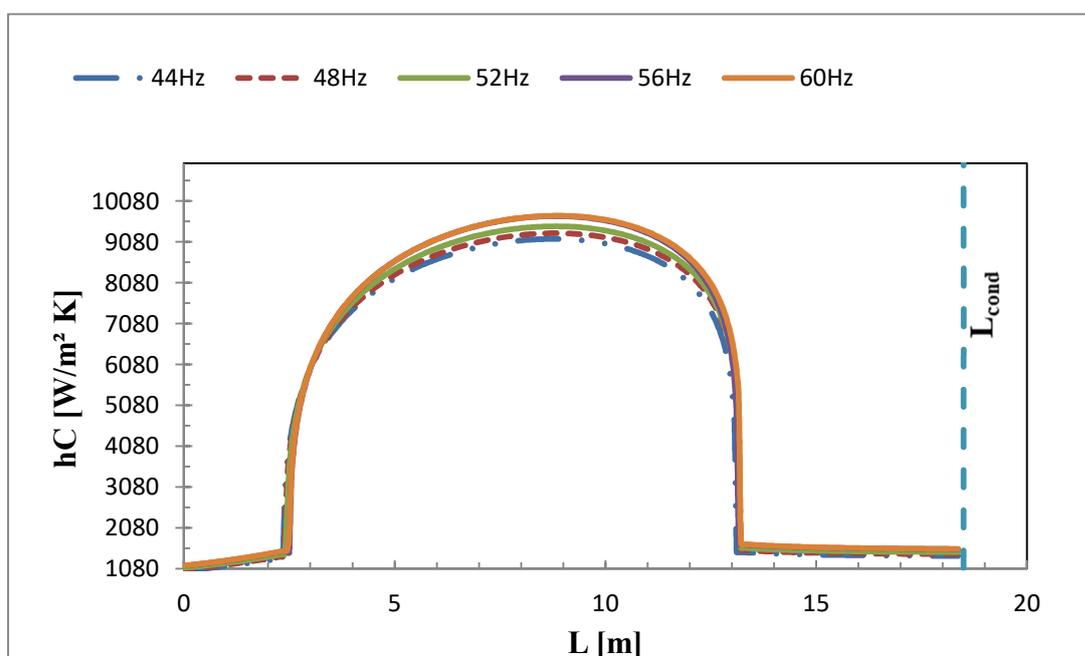


Figura 25 – Transferência de calor por convecção: efeito da frequência no condensador

É possível verificar na Fig. 25 a influência da transferência de calor pela mudança da frequência do compressor, no trecho inicial, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido, o coeficiente convectivo é baixo, a partir da mudança de fase, ocorre um aumento do coeficiente de transferência do calor quando o comprimento do trocador é de 2,5 metros, chegando no ápice do valor próximo em 9 metros e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de líquido sub-resfriado, próximo de 13 metros, com um valor quase constante de coeficiente de transferência de calor. A análise da Fig. 25 nota-se que os valores dos testes realizados ficaram próximos durante todo o processo de condensação até o comprimento máximo do trocador de calor.

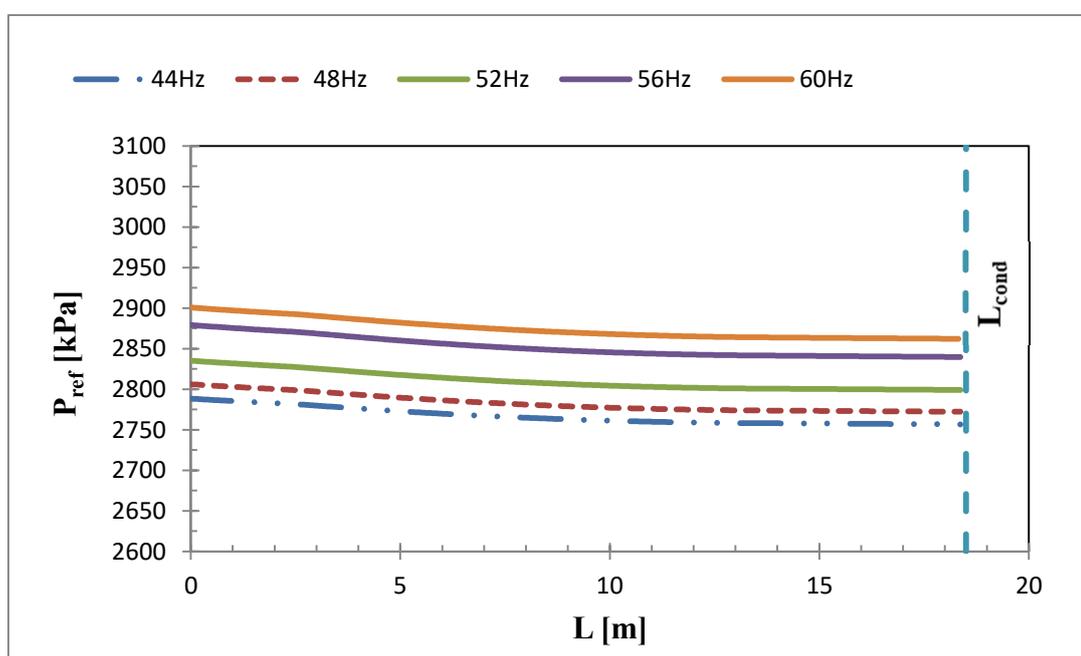


Figura 26 – Pressão do refrigerante: efeito da frequência no condensador

A Fig. 26 mostra o comportamento da pressão do refrigerante ao longo do condensador para diferentes frequências de compressor para condensação. O refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido com alta pressão do refrigerante, a partir da mudança de fase, ocorre uma redução do valor da temperatura, mantendo próximo de constante, na fase de líquido sub-resfriado até o comprimento máximo do trocador de calor.

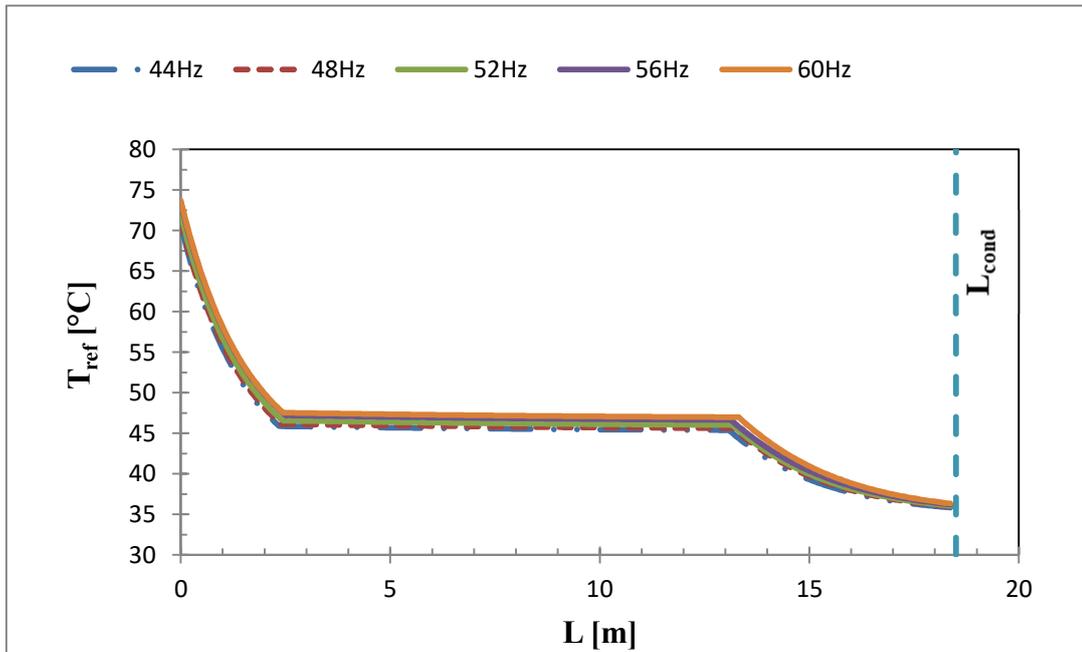


Figura 27 – Temperatura do refrigerante: efeito da frequência no condensador

A Fig. 27 mostra o comportamento da temperatura do refrigerante ao longo do condensador para diferentes frequências de compressor para condensação. O refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido com alta temperatura do refrigerante, a partir da mudança de fase, ocorre uma redução do valor da temperatura, mantendo próximo de constante, e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de líquido sub-resfriado, próximo de 13 metros, sofrendo uma redução da temperatura. Também é possível verificar na Fig. 25 que o aumento da frequência eleva ligeiramente a temperatura do refrigerante na entrada do condensador.

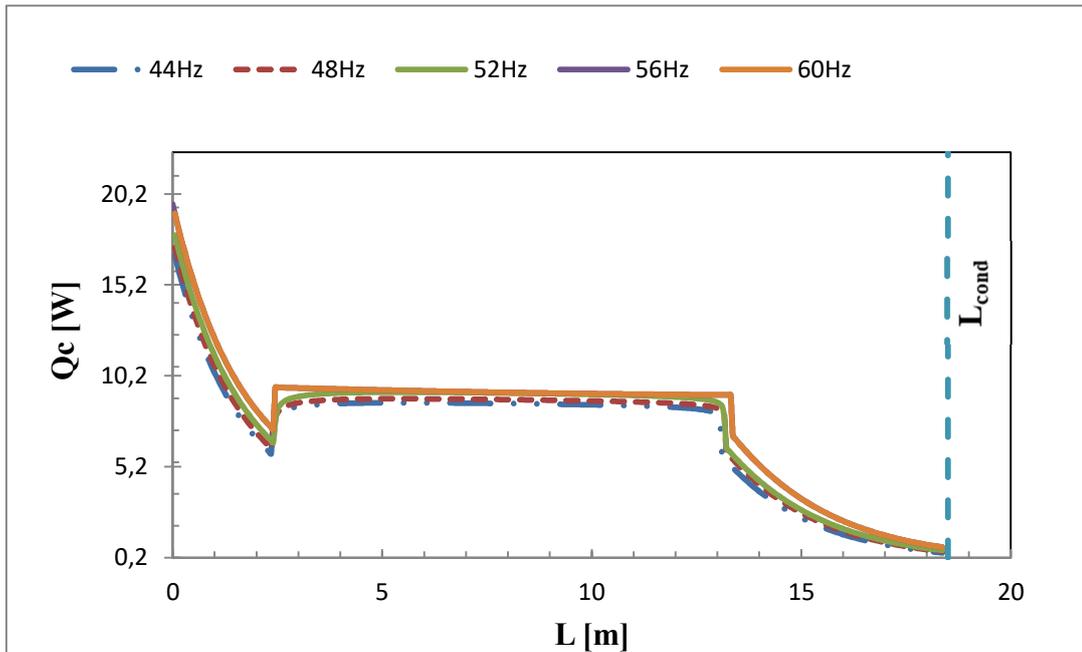


Figura 28 – Taxa de calor: efeito da frequência no condensador

A Fig. 28 mostra o comportamento da taxa de calor do refrigerante ao longo do condensador para diferentes frequências de compressor para condensação. O refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido com alta taxa de calor, devido a elevada diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante, em aproximadamente 2,5 metros uma discreta recuperação da taxa de calor ocorre antes de entrar na fase bifásica e uma moderada queda é apresentada antes de começar a fase de líquido sub-resfriado. Essas variações ocorrem pelo fato do fluido R410A ser uma mistura quase azeotrópica e sofrer uma pequena queda de pressão.

A Fig. 29 mostra o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção interna ao longo do evaporador para diferentes frequências de compressor para ebulição. Na Fig. 29, com a variação das frequências do compressor no evaporador, o gráfico apresentou valores semelhantes.

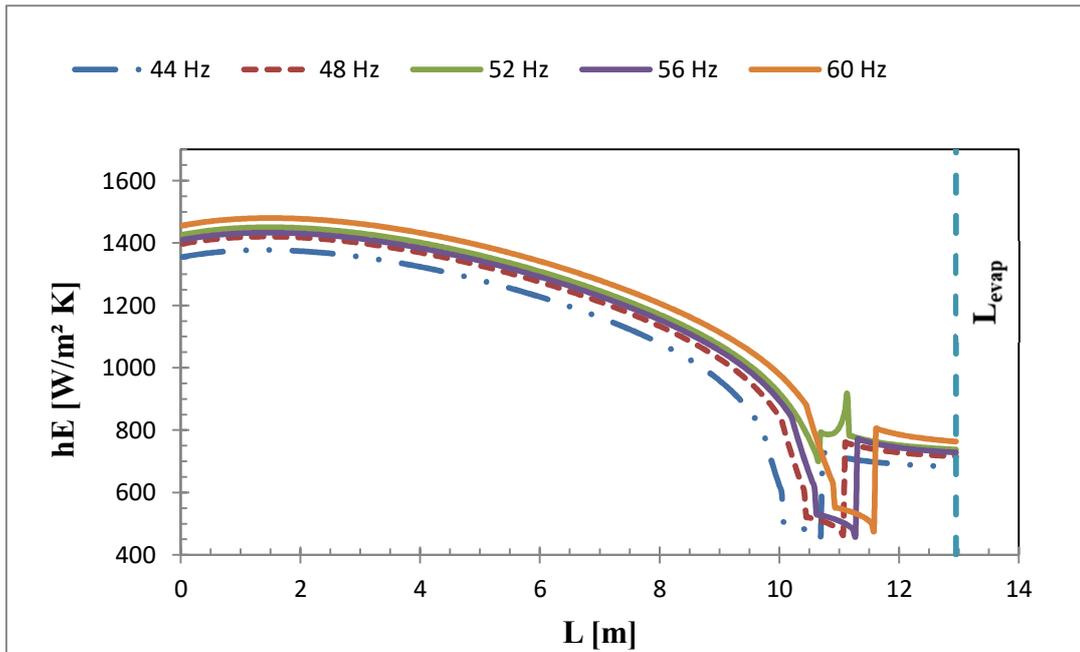


Figura 29 – Transferência de calor por convecção: efeito da frequência no evaporador

Observa-se na Fig. 29 a influência da transferência de calor pela mudança da frequência do compressor, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica, apresentando uma redução valor do coeficiente de transferência de calor e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de vapor superaquecido, entre 10 a 12 metros, sofrendo um aumento no coeficiente e mantendo o valor próximo de constante até o comprimento do evaporador. Foi observado que os valores de calor aumentam à medida que as frequências do compressor aumentam, numa escala bem pequena, necessitando de um menor comprimento necessário para a mudança de fase do trocador de calor. Além de apresentar uma descontinuidade no final da fase bifásica. Esta descontinuidade foi gerada devido à correlação do fim do evaporador selecionada, no caso, WOJTAN e colaboradores estão modificando a região de escoamento, visto que o modelo divide o escoamento em regiões, de modo que cada região possui um coeficiente diferente.

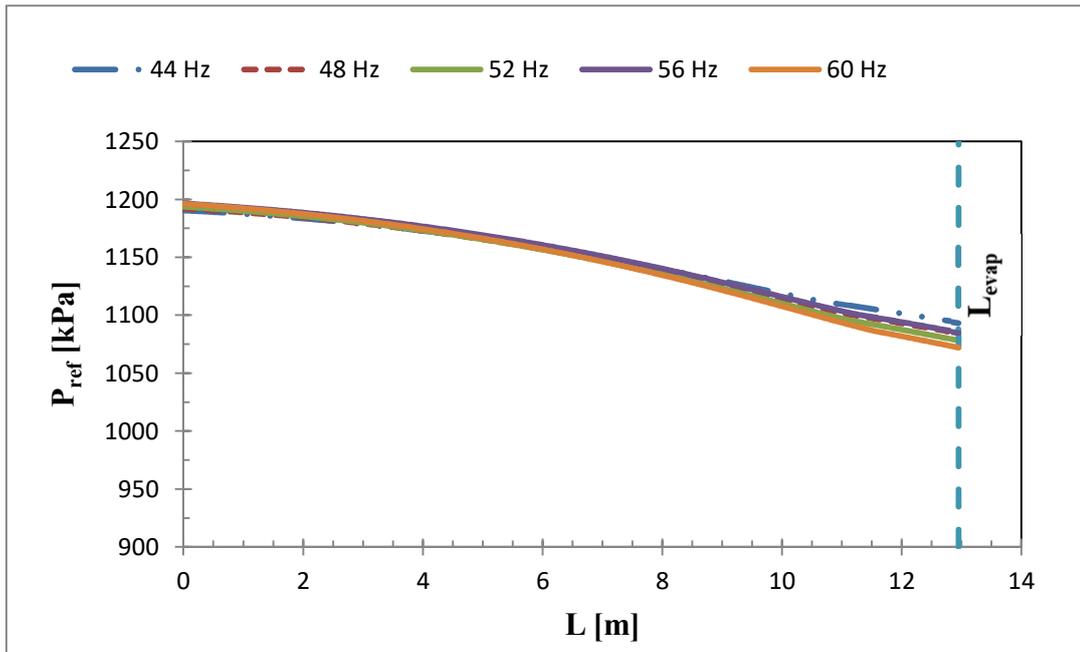


Figura 30 – Pressão do refrigerante: efeito da frequência no evaporador

A Fig. 30 mostra o comportamento da pressão do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes frequências de compressor para ebulição. É possível observar nas Figs. 26 e 30 que a queda de pressão ao longo da tubulação do evaporador é maior do que a queda de pressão ao longo do condensador.

Observa-se na Fig. 30 a influência da pressão do refrigerante pela mudança da frequência do compressor, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica de alta pressão, com os valores das correlações bem próximas a partir da mudança de fase, ocorre uma redução do valor da pressão, na fase de líquido sub-resfriado até o comprimento máximo do trocador de calor é observado que os valores de pressão do evaporador se descolam um pouco, mostrando que os maiores valores de pressão do refrigerante ficaram para as frequências menos elevadas.

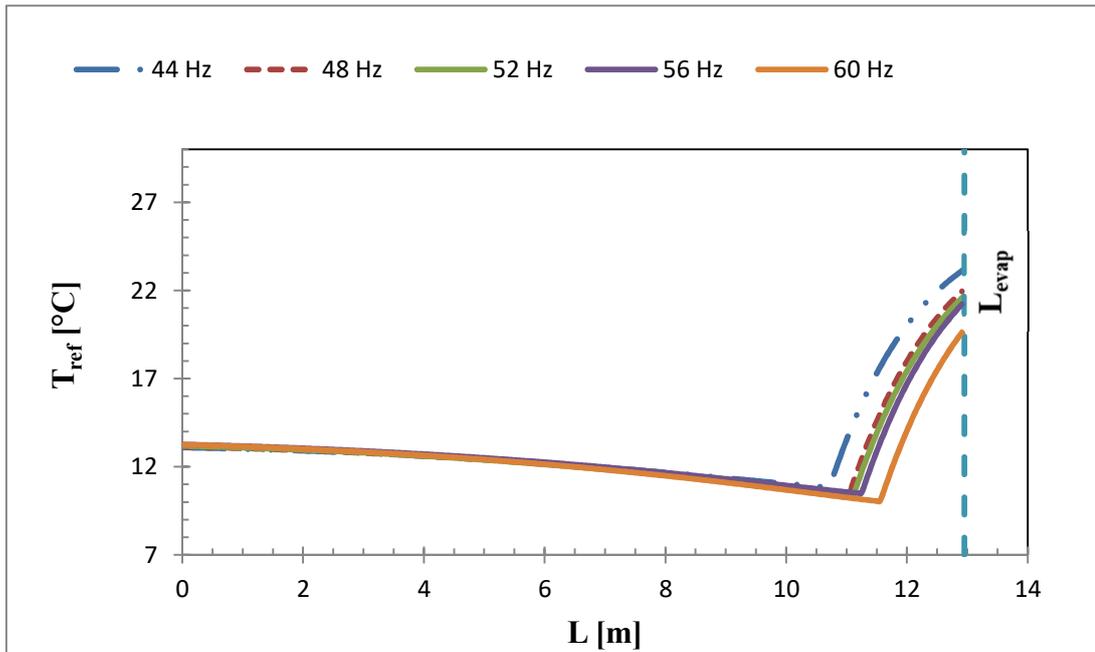


Figura 31 – Temperatura do refrigerante: efeito da frequência do evaporador

Observa-se na Fig. 31 a influência da temperatura do refrigerante pela mudança da frequência do compressor, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica, apresentando uma pequena redução de temperatura e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de vapor superaquecido, entre 10 a 12 metros, sofrendo um aumento da temperatura. Foi observado que os valores da temperatura do refrigerante no início dos testes realizados ficaram bem próximos, mas na medida do processo evaporativo até o comprimento total do trocador de calor, os valores se separam, demonstrando que os maiores valores de temperatura do refrigerante foram para as menores frequências do compressor, pelo fato de necessitarem de um menor comprimento para a mudança de fase do trocador de calor.

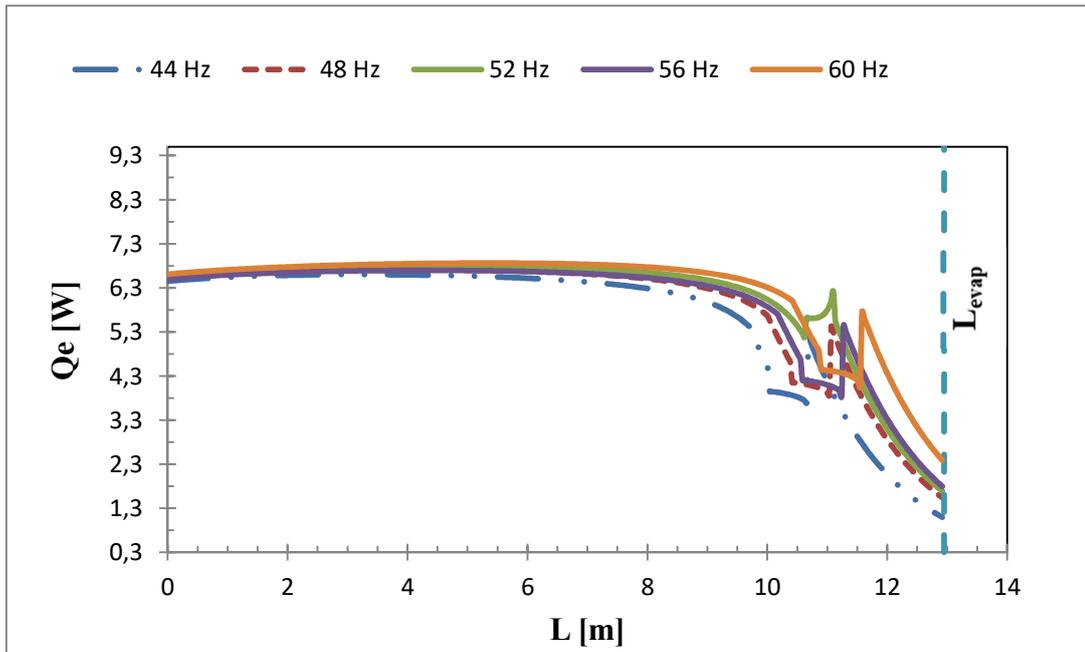


Figura 32 – Taxa de calor: efeito da frequência no evaporador

Observa-se na Fig. 32 a influência da taxa de calor pela mudança da frequência do compressor, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica, apresentando um valor de taxa de calor próximo ao constante e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de vapor superaquecido, entre 10 a 12 metros, sofrendo uma redução da taxa de calor. Foi observado que os valores de calor aumenta a medida que as frequências do compressor aumenta.

Tabela 19 – Mudança de temperatura externa

T_e [°C]	\dot{W}_c [W]	CF [W]	COP	\dot{A}_{d_comp} [W]	\dot{A}_{d_cond} [W]	\dot{A}_{d_DE} [W]	\dot{A}_{d_evap} [W]	η_{II}
30	684,5	2761,3	4,03	255,3	103,3	38,0	149,0	20,3%
35	779,7	2224,3	2,85	442,4	67,2	40,4	109,5	15,4%
40	853,7	1885,2	2,21	526,30	53,4	49,5	96,7	15,0%

Na Tab. 19 à medida que a temperatura externa sofre redução, o valor do COP e a eficiência de exergia aumentam. Quanto maior a eficiência exérgica, maior será o aproveitamento do trabalho e menor será a irreversibilidade do sistema.

A Fig. 33 mostra o comportamento da transferência de calor por convecção do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas externas para condensação.

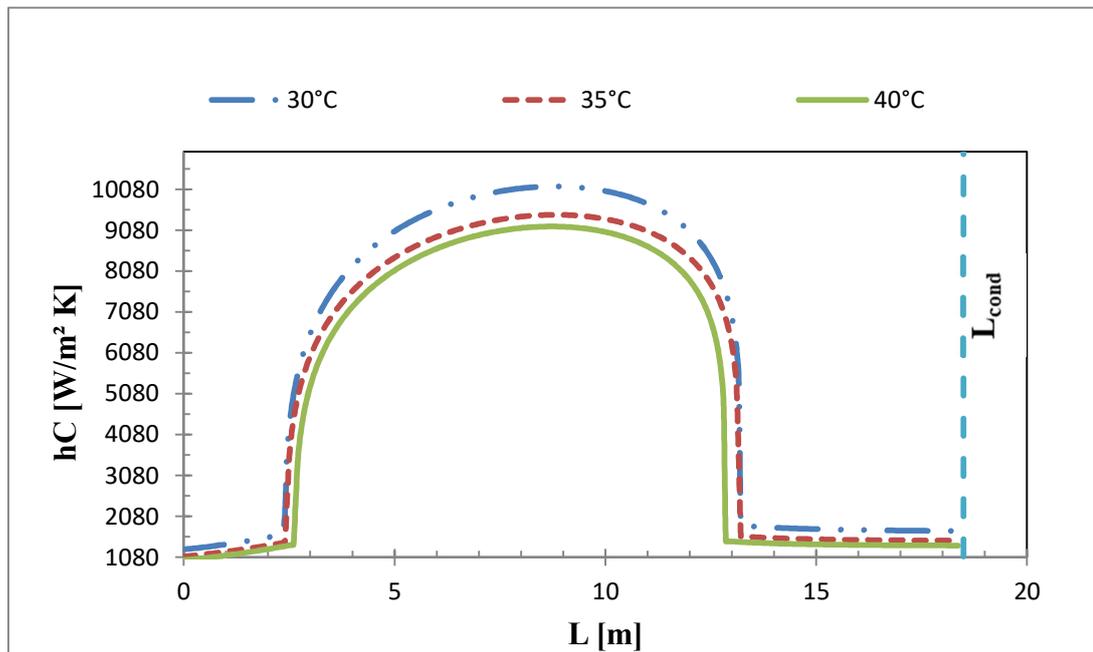


Figura 33 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura externa no condensador

Observa-se na Fig. 33 a influência da transferência de calor por convecção pela mudança de temperatura externa, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido com baixo valor de coeficiente de calor, a partir da mudança de fase, ocorre um aumento do valor do coeficiente, representado por uma parábola positiva, tendo seu ápice em 9 metros e finaliza com uma brusca redução quando o refrigerante entra na fase de líquido sub-resfriado, próximo de 13 metros, mantendo o valor próximo de constante até o término do comprimento do trocador de calor. É observado que os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção no condensador são maiores para os testes que utilizaram menores valores de temperatura externa.

A Fig. 34 mostra o comportamento da pressão do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas externas para condensação.

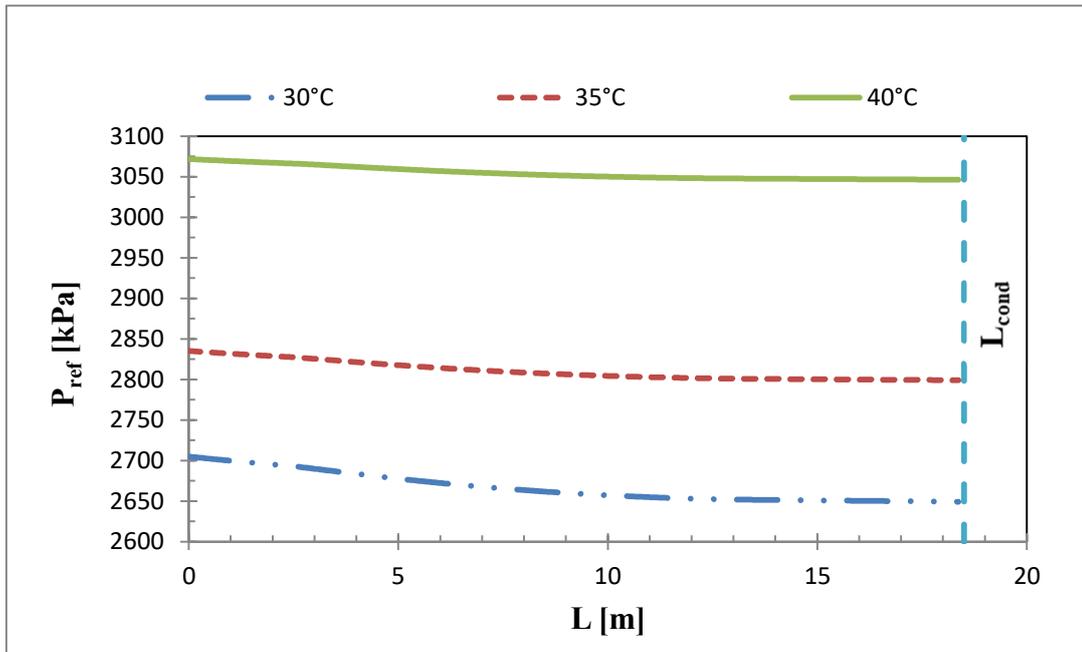


Figura 34 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura externa no condensador

Observa-se na Fig. 34 a influência da pressão do refrigerante pela mudança de temperatura externa, o refrigerante que entra no condensador, sofre uma pequena redução de pressão no condensador, mantendo o valor quase constante. Além disso, a Fig. 32 demonstra que a pressão do refrigerante aumenta a partir que a temperatura externa aumenta.

A Fig. 35 mostra o comportamento da temperatura do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas externas para condensação.

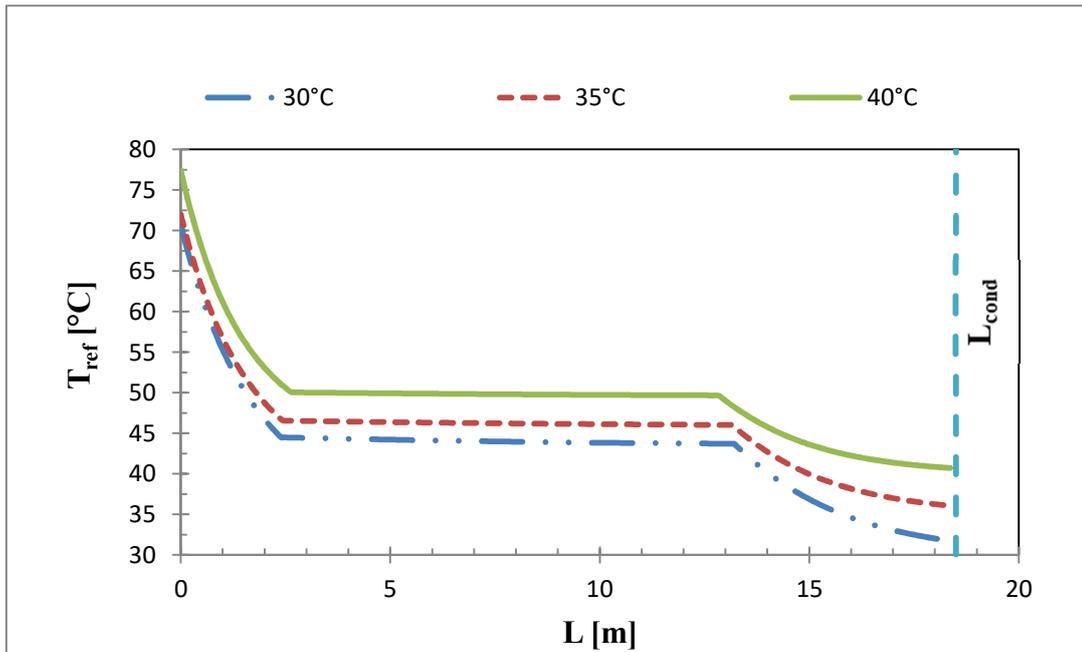


Figura 35 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura externa no condensador

Observa-se na Fig. 35 a influência da temperatura do refrigerante pela mudança de temperatura externa, o refrigerante entra no condensador com um alto valor de temperatura na fase de vapor superaquecido, a partir da mudança de fase, o valor fica praticamente constante e no final, quando o refrigerante atinge a fase de líquido sub-resfriado, todas as simulações sofrem a redução da temperatura do refrigerante. É visto que quanto maior a temperatura externa, maior será o valor da temperatura do refrigerante, tanto inicialmente, tanto no final da simulação.

As Fig. 36 mostra o comportamento da taxa de calor do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas externas para condensação.

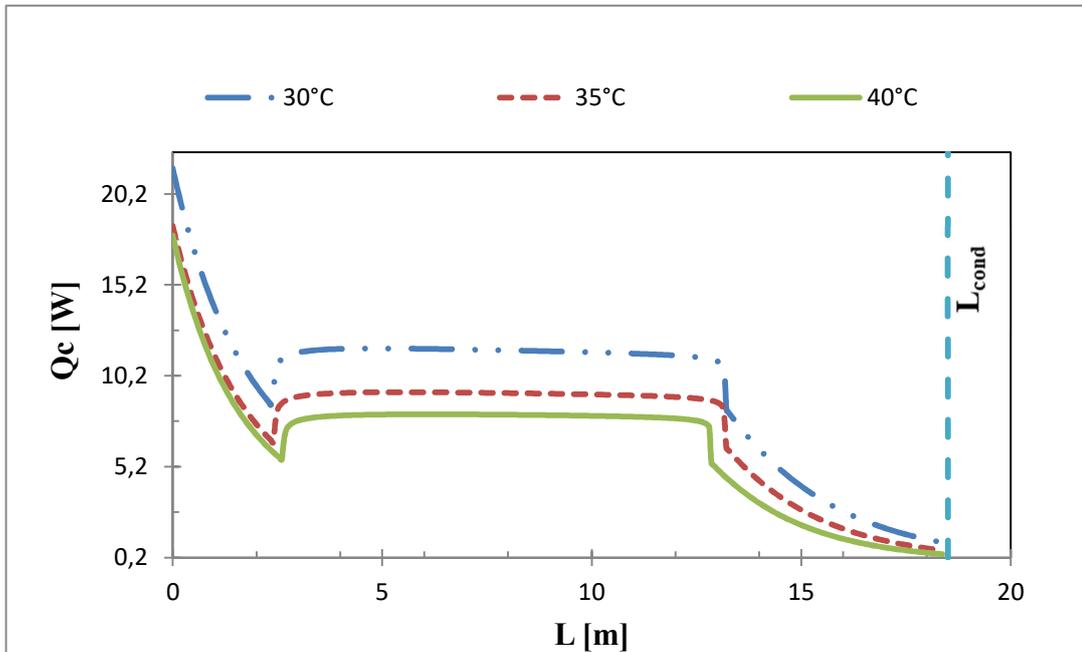


Figura 36 – Taxa de calor: efeito da temperatura externa no condensador

Observa-se na Fig. 36 a influência da taxa de calor pela mudança de temperatura externa, o refrigerante entra no condensador com um alto valor de temperatura na fase de vapor superaquecido, a partir da mudança de fase, o valor fica praticamente constante e no final, quando o refrigerante atinge a fase de líquido sub-resfriado, todas as simulações sofrem a redução da temperatura do refrigerante. É visto que quanto menor a temperatura externa, maior será o valor da temperatura do refrigerante, tanto inicialmente, tanto no final da simulação.

A Fig. 37 mostra o comportamento da transferência de calor por convecção do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas externas para ebulição.

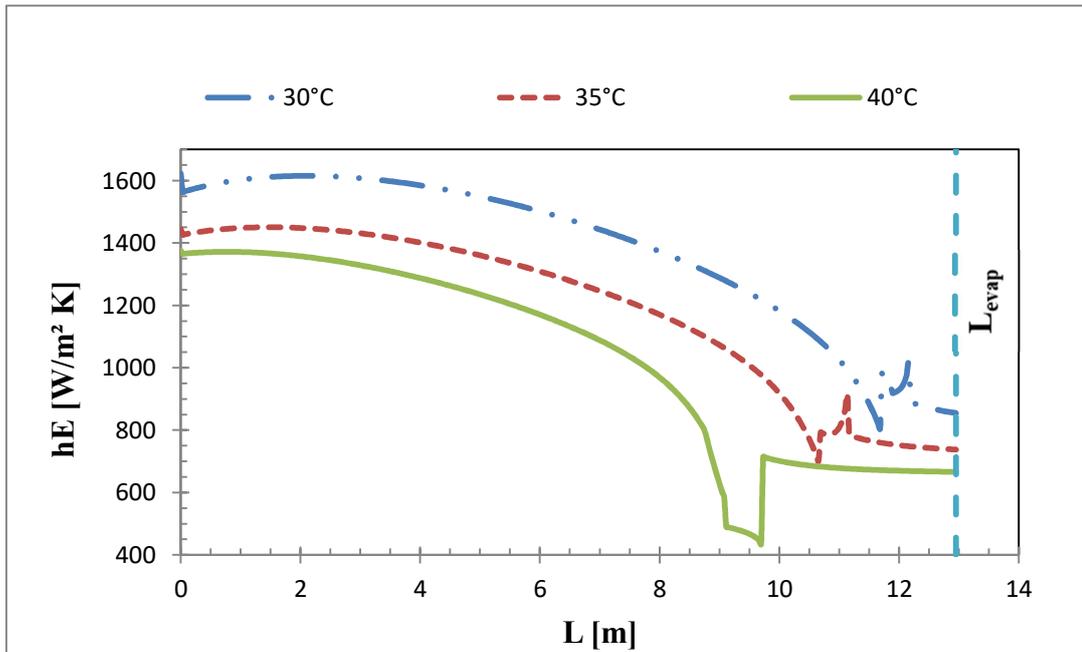


Figura 37 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura externa no evaporador

Observa-se na Fig. 37 a influência da transferência de calor por convecção pela mudança de temperatura externa, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica, ocorre uma redução do valor do coeficiente, e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de vapor superaquecido, mantendo o valor próximo de constante até o término do comprimento do trocador de calor. Foi visto que para baixas temperaturas externas, o refrigerante percorreu mais metros de comprimento do evaporador, e, portanto terá um valor menor do coeficiente de transferência de calor por convecção, quando comparado com as demais temperaturas externas.

A Fig. 38 mostra o comportamento da pressão do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas externas para ebulição.

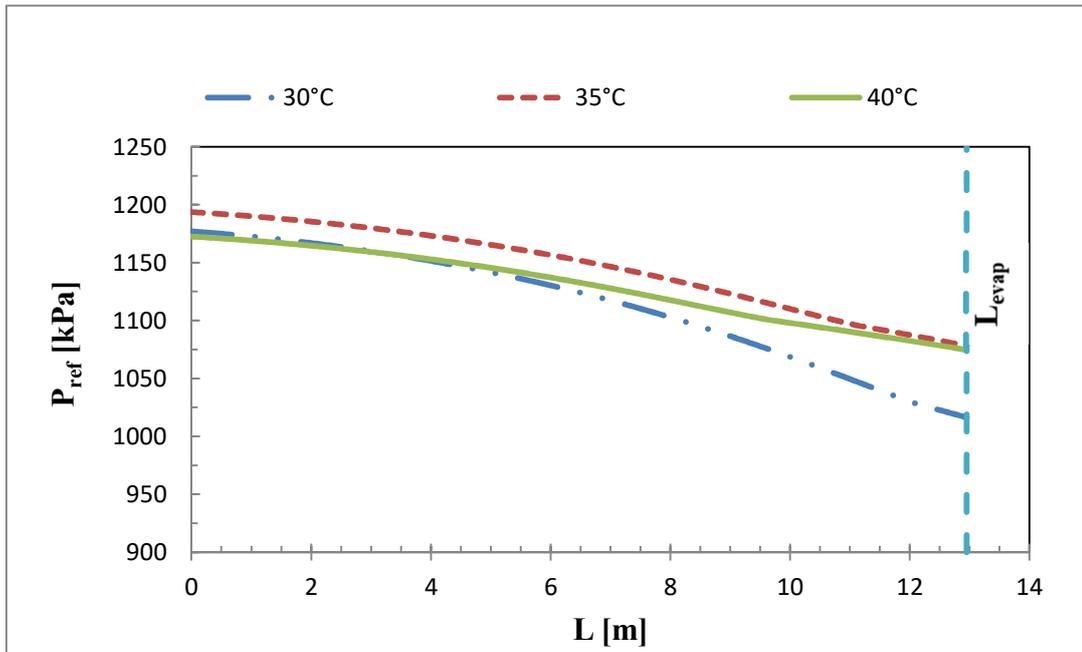


Figura 38 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura externa no evaporador

Observa-se na Fig. 38 a influência da pressão do refrigerante pela mudança de temperatura externa, o refrigerante entra no evaporador com os valores próximos de pressão, e sofrem redução em todas as simulações. No início da simulação o teste que utilizou 40°C como temperatura externa, apresentou o menor valor, mas ao decorrer do processo de evaporação do refrigerante até o comprimento total do trocador de calor, apresentou valor próximo ao que utilizou 35°C e superior ao de 30°C.

A Fig. 39 mostra o comportamento da temperatura do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas externas para ebulição

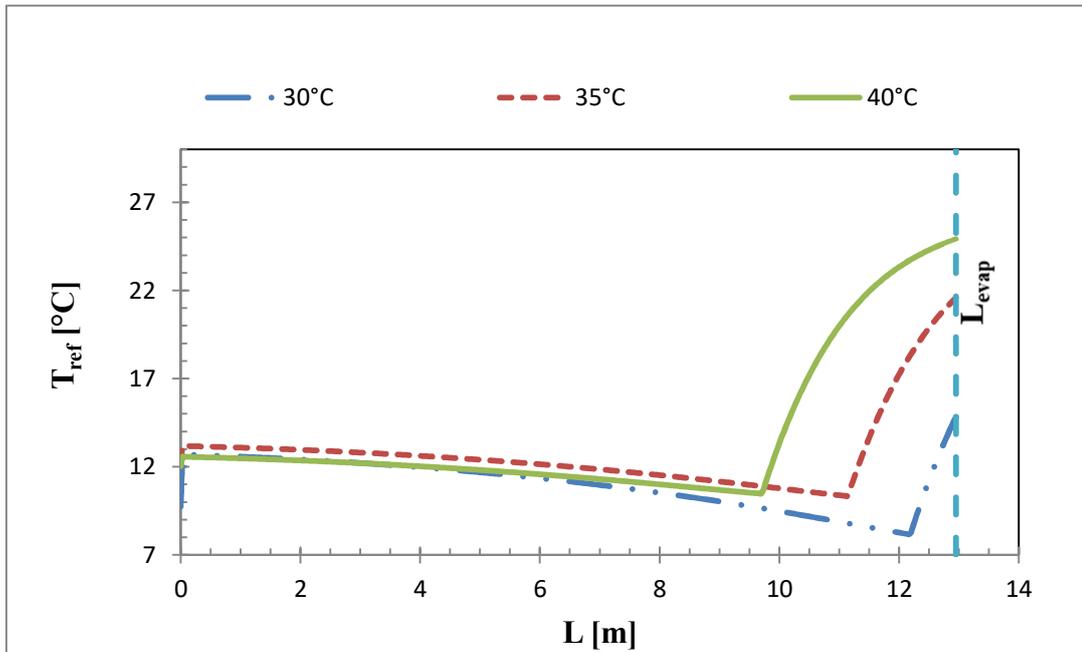


Figura 39 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura externa no evaporador

Observa-se na Fig. 39 a influência da temperatura do refrigerante pela mudança de temperatura externa, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica com valores próximos da temperatura do refrigerante, e finaliza na fase de vapor superaquecido, quando ocorre o aumento da temperatura. Foi visto que para menores temperaturas, o comprimento necessário para mudança de fase aumenta, resultando numa menor temperatura na saída do evaporador.

A Fig. 40 mostra o comportamento da transferência de calor por convecção do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas externas para ebulição.

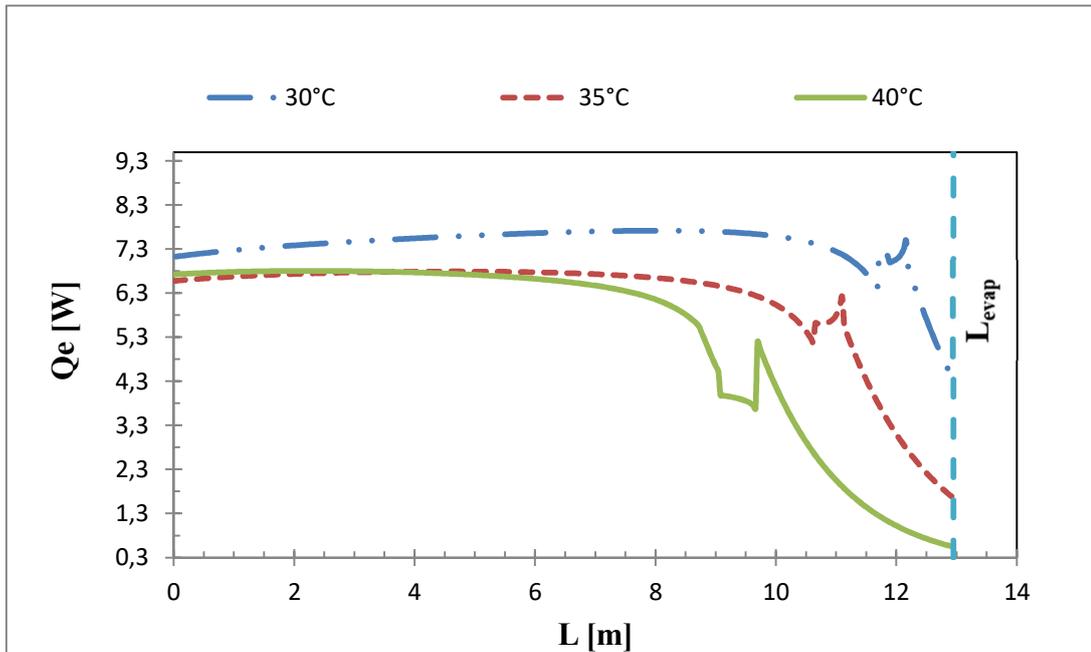


Figura 40 – Taxa de calor: efeito da temperatura externa no evaporador

Observa-se na Fig. 40 a influência da taxa de calor do refrigerante pela mudança de temperatura externa, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica e finaliza na fase de vapor superaquecido, quando ocorre a maior redução da taxa de calor. É visto que a temperatura de 30° para o ambiente externo, apresentou um maior valor da taxa de calor do refrigerante.

Tabela 20 – Mudança de temperatura interna

T_i [°C]	\dot{W}_c [W]	CF [W]	COP	\dot{A}_{d_comp} [W]	\dot{A}_{d_cond} [W]	\dot{A}_{d_DE} [W]	\dot{A}_{d_evap} [W]	η_{II}
23°C	721,7	2474,4	3,43	256,2	89,5	54,3	132,5	26,2%
24°C	735,7	2461,6	3,35	293,0	86,7	51,6	129,2	23,8%
25°C	750,8	2405,5	3,20	340,8	81,3	47,8	122,7	21,1%
26,7°C	779,7	2224,3	2,85	442,4	67,2	40,4	109,5	15,4%

Na Tab.20 à medida que a temperatura interna sofre redução, o valor do COP e a eficiência de exergia aumentam. Quanto menor for a temperatura interna, menor será a destruição de exergia do compressor, maior será para o condensador, para o dispositivo de expansão e para o evaporador. Os valores de destruição de exergia de da potência consumida diminui a cada redução de temperatura interna, enquanto que os demais

valores de destruição de exergia sofrem aumento, a cada redução de temperatura interna, proporcionando um aumento da eficiência exergética e a redução de irreversibilidades do sistema.

A Fig. 41 mostra o comportamento da transferência de calor por convecção do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas internas para condensação.

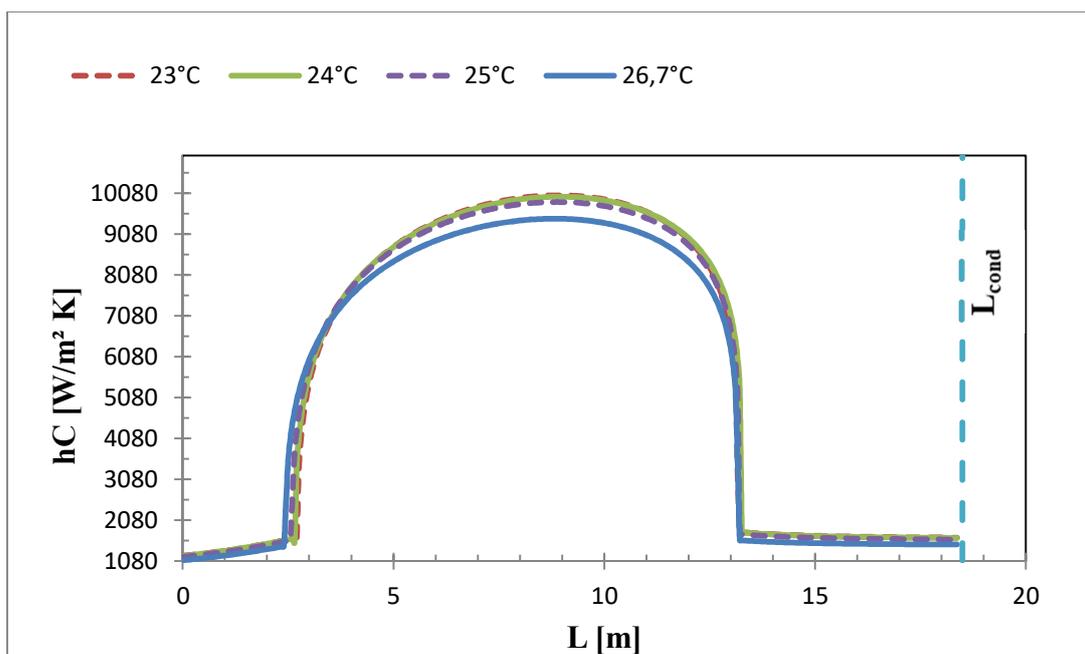


Figura 41 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura interna no condensador

Observa-se na Fig. 41 que no trecho inicial, o refrigerante entra no condensador com transferência de calor convectivo baixo, a partir da mudança de fase, que inicia a partir de um aumento do valor do coeficiente, descrito como uma parábola positiva, tendo o pico nos valores entre 8 a 9 metros e finaliza por uma assíntota vertical de redução. Por fim quando o refrigerante encontra-se na fase de líquido sub-resfriado, próximo de 13 metros, com transferência de calor entre 1130 e 2080 $W/m^2 K$, o valor calculado fica próximo de constante até o término do comprimento do trocador de calor.

A Fig. 42 mostra o comportamento da pressão do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas internas para condensação.

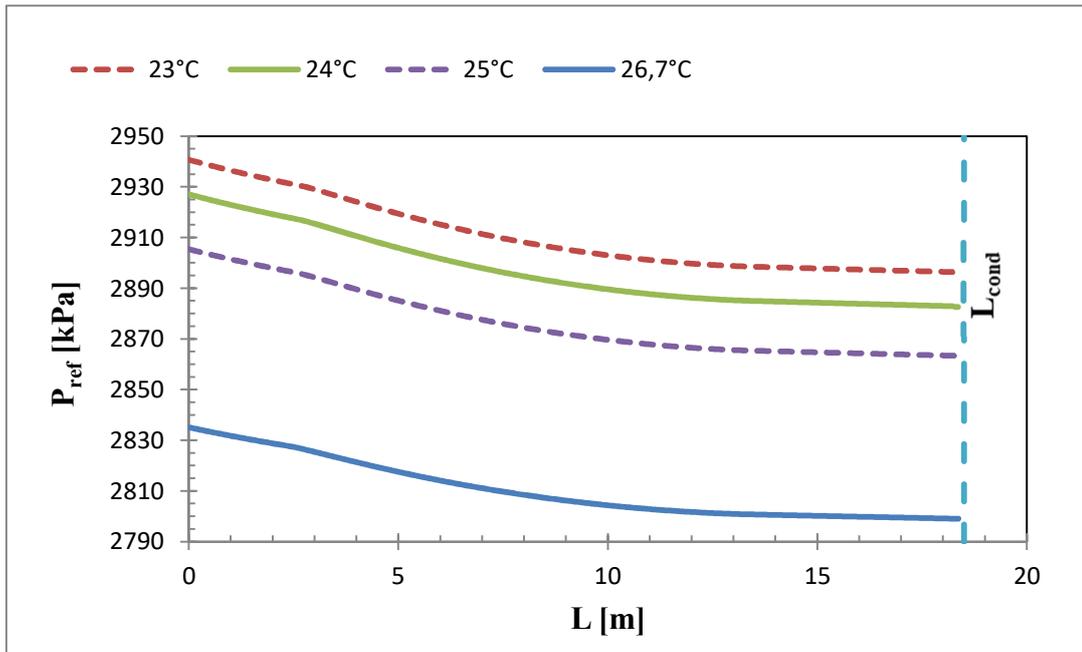


Figura 42 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura interna no condensador

Observa-se na Fig. 42 a influência da pressão do refrigerante pela mudança de temperatura interna, o refrigerante que entra no condensador, sofre uma redução de pressão, mantendo o valor próximo de constante até chegar ao comprimento máximo do condensador. Além disso, a Fig. 42 demonstra que a pressão do refrigerante apresenta maiores valores para as menores temperaturas internas.

A Fig. 43 mostra o comportamento da temperatura do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas externas para condensação.

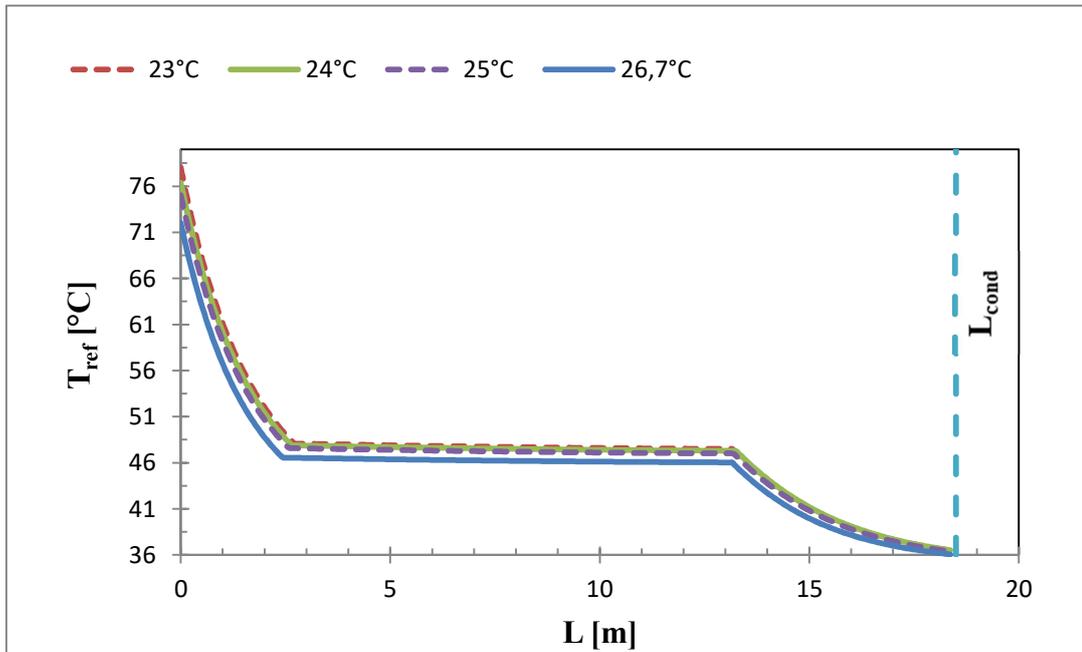


Figura 43 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura interna no condensador

Observa-se na Fig. 43 que no trecho inicial, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido com alto valor de temperatura de refrigerante, a partir da mudança de fase, situado entre 2 a 13 metros, o valor fica quase constante, e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de líquido sub-resfriado, próximo de 13 metros, proporcionando uma redução da temperatura do refrigerante até o término do comprimento do trocador de calor.

A Fig. 44 mostra o comportamento da taxa de calor do refrigerante ao longo do condensador para diferentes temperaturas internas para condensação.

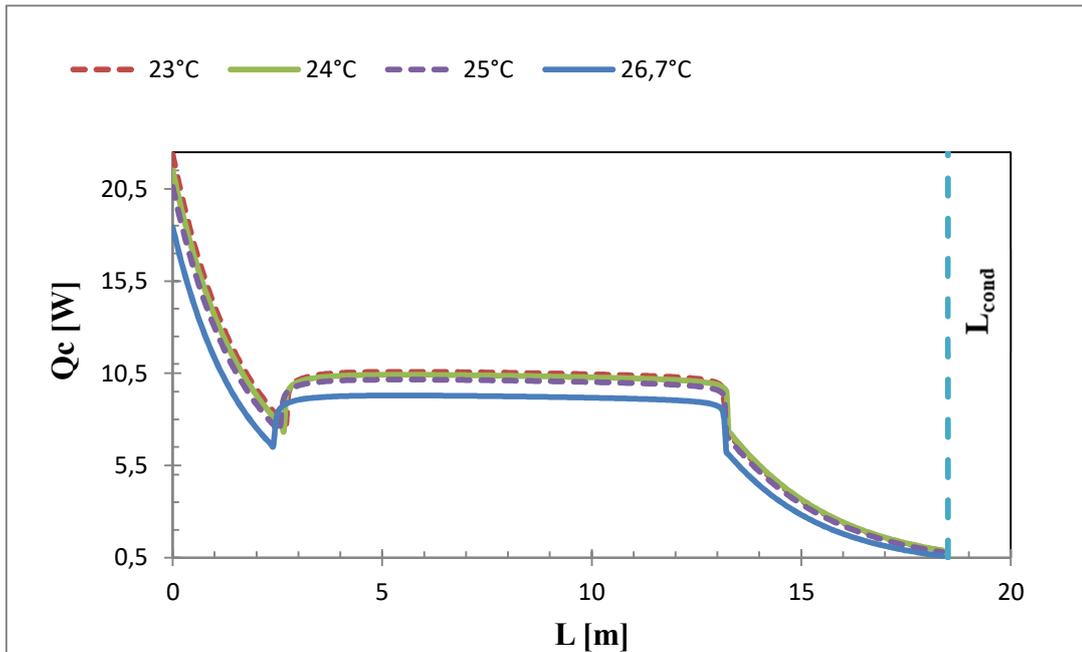


Figura 44 – Taxa de calor: efeito da temperatura interna no condensador

Observa-se na Fig. 44 a influência da taxa de calor do refrigerante pela mudança de temperatura interna, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido com alto valor de taxa de calor e sofre redução, a partir da mudança de fase, como os valores quase constantes, e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de líquido sub-resfriado, próximo de 13 metros, proporcionando uma redução da taxa de calor até o término do comprimento do trocador de calor.

A Fig. 45 mostra o comportamento da transferência de calor por convecção do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas internas para ebulição.

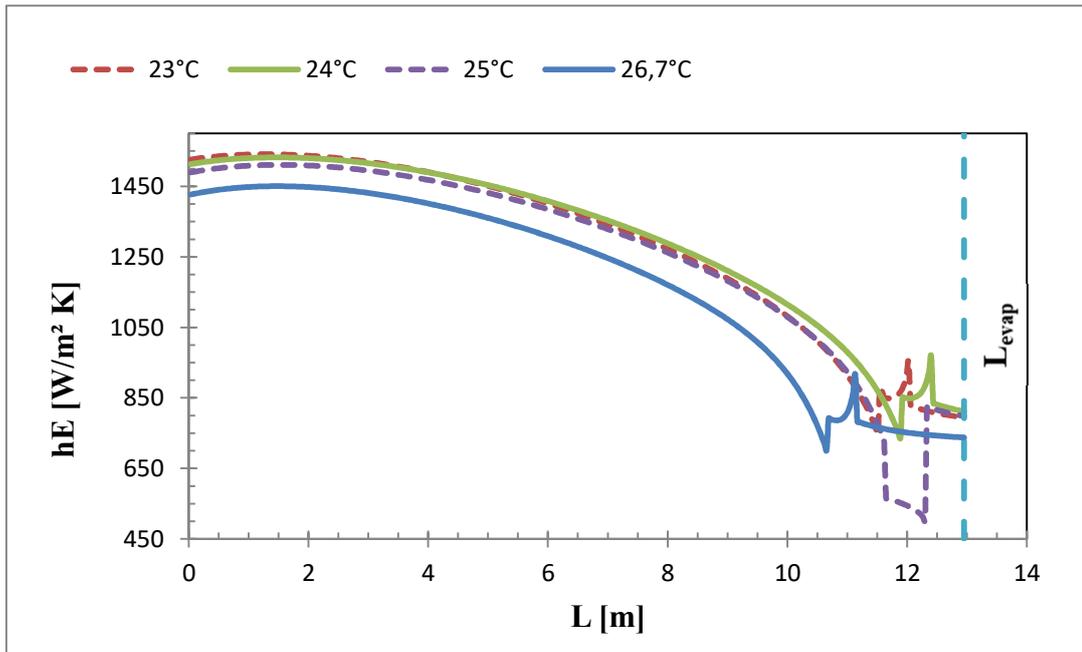


Figura 45 – Transferência de calor por convecção: efeito da temperatura interna no evaporador

Observa-se na Fig. 45 que o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica com valor entre 1530 a 1430 $W/m^2 K$ de coeficiente de transferência de calor, e com redução de valores, e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de líquido sub-resfriado que ocorre um pequeno aumento do coeficiente de calor e vai reduzindo até o término do comprimento do trocador de calor.

A Fig. 46 mostra o comportamento da pressão do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas internas para ebulição.

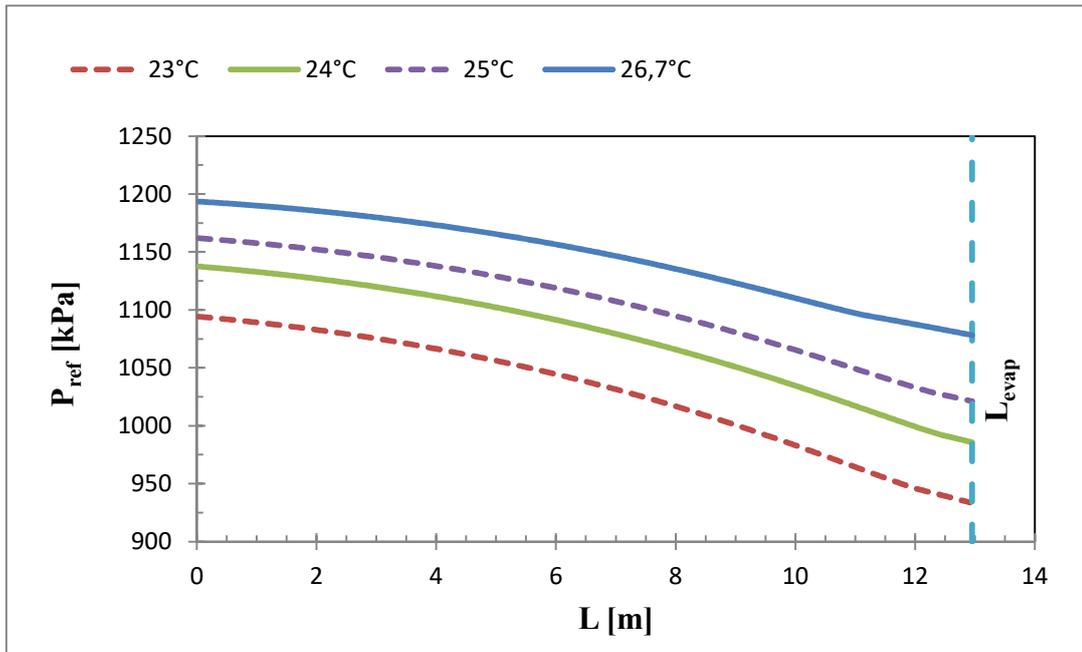


Figura 46 – Pressão do refrigerante: efeito da temperatura interna no evaporador

Observa-se na Fig. 46 a influência da pressão do refrigerante pela mudança de temperatura interna, o refrigerante que entra no evaporador, sofre uma redução de pressão, mantendo a redução do valor até chegar ao comprimento máximo do evaporador. Além disso, a Fig. 46 demonstra que a pressão do refrigerante apresenta maiores valores para as maiores temperaturas interna.

A Fig. 47 mostra o comportamento da temperatura do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas internas para ebulição.

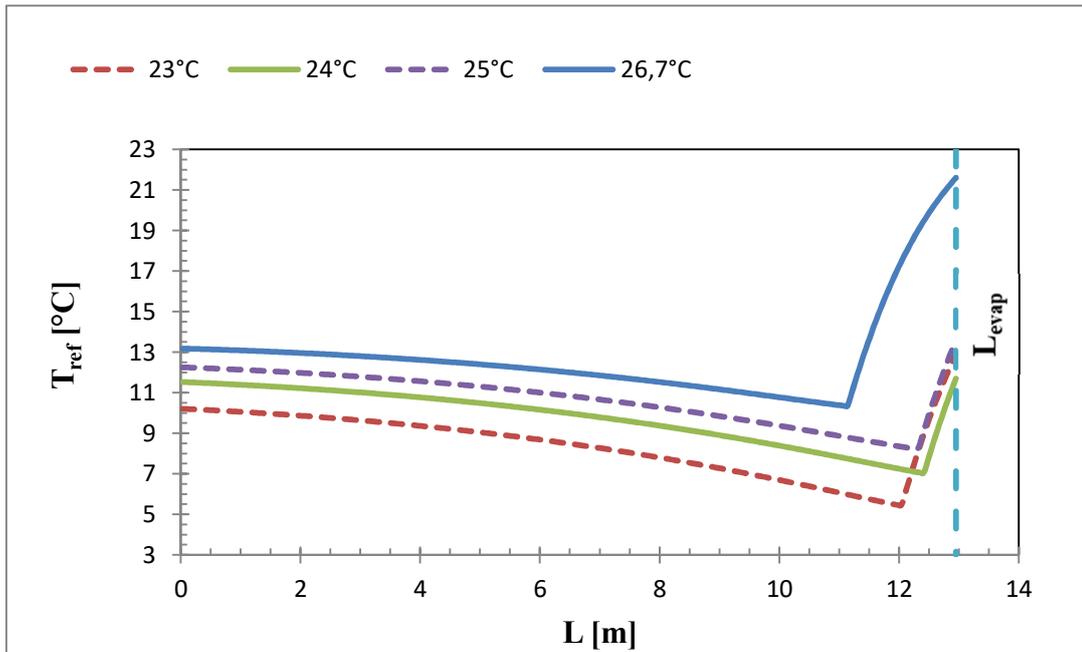


Figura 47 – Temperatura do refrigerante: efeito da temperatura interna no evaporador

Observa-se na Fig. 47 que o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica com valor de 10 a 13 °C de temperatura do refrigerante, e com pequena redução de valores, e finaliza quando o refrigerante encontra-se na fase de líquido sub-resfriado, com aumento brusco da temperatura do refrigerante, até o término do comprimento do trocador de calor. É visto que inicialmente que o maior valor da temperatura de refrigeração encontrado foi para a temperatura interna de 26,7°C, e que embora a temperatura interna de 23°C tenha apresentado o menor valor inicial, este apresentou um valor final maior que a temperatura encontrada para a simulação utilizando a temperatura interna de 24°C.

A Fig. 48 mostra o comportamento da taxa de calor do refrigerante ao longo do evaporador para diferentes temperaturas internas para ebulição.

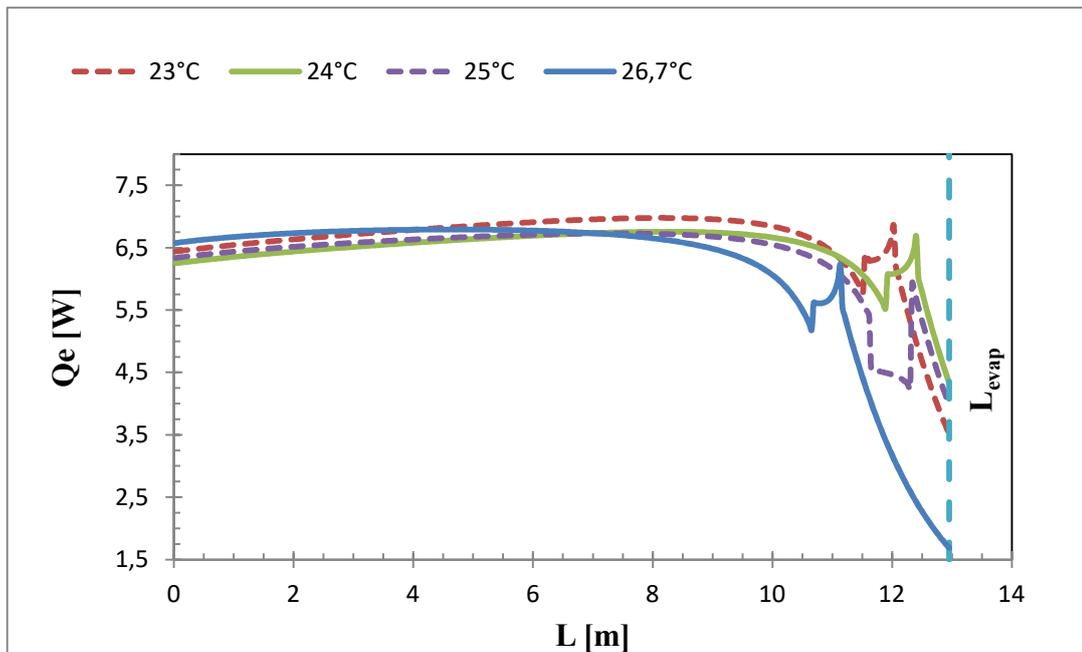


Figura 48 – Taxa de calor: efeito da temperatura interna no evaporador

Observa-se na Fig. 48 a influência da taxa de calor do refrigerante pela mudança de temperatura interna, o refrigerante entra no evaporador como mistura bifásica com alta taxa de calor do refrigerante, a partir da mudança de fase, ocorre uma pequena redução e logo em seguida um aumento brusco do valor da taxa de calor. Na fase de vapor superaquecido, a taxa de calor diminui drasticamente até o comprimento máximo do trocador de calor utilizado. Na Fig. 48 é visto que a simulação com 26,7°C de temperatura foi a que iniciou com maior taxa de calor e sofreu a maior redução. Enquanto a simulação com 24°C foi a que obteve a menor redução final de sua taxa de calor.

6 Conclusão

O presente trabalho estuda a influência da modelagem das correlações bifásicas de condensadores e evaporadores, respectivamente. Este último, com a presença de umidade, através da discretização realizada pelos passos fracionados utilizando a linguagem Python e o banco de dados Coolprop.

A modelagem desenvolvida foi validada com dados experimentais disponíveis na literatura e apresentou previsões mais satisfatórias do que modelagens de outros autores da literatura. O segundo passo foi adicionar mais quatro correlações de coeficiente bifásico de condensação e três de ebulição.

Com base nos resultados obtidos recomenda a utilização de Zhang para condensação e Wojtan para a evaporação no caso de ar condicionado operando R410A, que obteve menores valores de diferenças relativas e de valores de RMS quando comparado com o demais conjunto de correlações.

Após a seleção do melhor par de correlações foi realizado um estudo paramétrico de algumas medidas, sobre o desempenho do sistema. Os parâmetros analisados foram as frequências dos compressores, as temperaturas internas e externas do sistema de refrigeração. Os valores de COP encontrados foram diretamente proporcionais a eficiência de exergia dos componentes do sistema de condicionadores de ar. A cada redução do parâmetro selecionado, este proporcionou um aumento de COP e da eficiência de exergia.

Além disso, foi analisado o respectivo conjunto de dados discretizado dos trocadores de calor: comprimento e coeficiente convectivo, comprimento e pressão do refrigerante, comprimento e temperatura de refrigerante e por fim, comprimento e taxa do calor.

Na medida em que os dados da frequência do compressor e das respectivas temperaturas internas e externas do sistema de ar condicionado foram reduzidas e posteriormente simuladas, obteve um maior valor de COP e da eficiência exérgica, proporcionando assim, uma menor irreversibilidade do sistema e um melhor aproveitamento de trabalho.

6.1 Trabalhos futuros

Quanto à proposta de trabalho futuro, seria inserir um método de solução de equações numéricas para achar o T_{cond} e T_{evap} na simulação realizada no presente trabalho, com o intuito de substituir a ferramenta de busca exaustiva e conseqüentemente, reduzir o custo computacional. Outra proposta seria a substituição de regime permanente para o regime transiente.

7 Referência Bibliográfica

AHRI Standard 540., 2015. *Performance rating of positive displacement refrigerant compressors and compressor units*.

ARORA, C.P., 2013. *Refrigeration and air Conditioning*. Mc Graw Hill Companies, New Delhi.

AYAD, F., BENELMIR, R, IDRIS, M., 2021. *Thermal-hydraulic experimental study of louvered fin and flat tube heat exchanger under wet conditions with variation of inlet humidity ratio*. Applied Thermal Engineering 183,116218.

BAPTISTA, V.B.C.,VERISSIMO, G.L., 2021. *Thermodynamic analysis of a residential air conditioning equipment operating with ODP free and low GWP refrigerants*. COBEM 0240.

BATOR, S., 2019. Efeito de alterações de projeto no desempenho de um condicionador de ar em diferentes temperaturas externas (Mestrado), Universidade do Vale do Rio dos Sinos.

BELL, I.H; WRONSKI, J., QUOILIN, S., LEMORT, V., 2014. *Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp*. Industrial & Engineering Chemistry Research, 53(6), pp. 2498-2508.

BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S., Incropera, F.P; Dewitt, D.P.,2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*,7th, ed. John Wiley & Sons Inc.

BROCHIER, F.O.B., 2014. Otimização de um condicionador de ar do tipo *split* com vazão variável de refrigerante (Mestrado), Universidade do Vale do Rio dos Sinos.

CAVALLINI, A., DEL COL ,D., MANCIN, S., ROSSETTO ,L., 2009. Condensation of pure and near azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure. International Journal of Refrigeration 32, pp. 162-174.

CENGEL, Y.A., 2012. *Transferência de Calor e Massa – Uma abordagem Prática*,4th, ed. Mcgraw-hill Interamericana.

COOLPROP, welcome to CoolProp – CoolProp 6.4.3 documentation, 2023. Disponível em <http://www.coolprop.org/> Acesso em 25 de março 2023.

DA SILVA, J.D., 2012. Estudo teórico-experimental da queda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares (Mestrado), Universidade de São Paulo (USP), unidade São Carlos.

DE ARAÚJO, M.C., 2022. Implementação de um modelo para simulação numérica de um sistema de condicionamento de ar (Graduação), Universidade Federal de Santa Catarina, campus Araranguá.

DE ROSSI, F., MAURO, A.W., MUSTO, M.; VANOLI, G.P., 2011. *Long-period food storage household vertical freezer: refrigerant charge influence on working conditions during steady operation*. International Journal of Refrigeration 34, pp.1305-1314.

Diferença entre ar condicionado inverter e *Split*, Webcontinental blog, 2022. Disponível em <https://blog.webcontinental.com.br/decoracao-e-casa/diferenca-entre-ar-condicionado-inverter-e-split>. Acesso em 23 de fevereiro 2022.

DINÇER, I., KANOGLU, M., 2010. *Refrigeration systems and Applications*. Wiley-Blackwell.

DOBSON, M.K, CHATO, J.C., 1998. Condensation in Smooth Horizontal Tubes. Journal of Heat Transfer, Pennsylvania 120, pp. 193-213.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.,2014. Introdução à Mecânica dos fluidos. 8ªed. New York.LTC

HAALAND, S,E, 1983. *Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow*. J. Fluids Engr,105, pp.89–90.

IIR. *The Role of refrigeration in the global economy*. 38th Informatory Note on Refrigeration Technologies/June 2019.

INSTRUÇÃO NORMATIVA IBAMA Nº. 207, DE 19 DE NOVEMBRO DE 2008.

IRFAN, U., May 2022.The air conditioning paradox. How do we cool people without heating up the planet?<https://www.vox.com/science-and-health/23067049/heat-wave-air-conditioning-cooling-india-climate-change>. Acesso em 31 de março 2023.

JUNG, E., AHN, B., CHOI D., BOO, J., 2015. *Improved thermohydraulic numerical model of a heat exchanger for air to refrigerant systems*. Energy 90, pp. 369-376.

KAEW-ON, J, WONGWISES, S., 2009. *Experimental investigation of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R410A in a multiport mini-channel*, Int. J. Refrig. 32, pp. 124–137.

KIM, M.H, BULLARD, C.W., 2002. *Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifyg conditions*. International Journal of Refrigeration 25, pp. 924-934.

MORAN, M.J, SHAPIRO, H.N., 2002. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5ªed. Hoboken, Estados Unidos: Ed. John Wiley & Sons, 2006.

PANGBORN, H., 2015. *Dynamic modeling, validation, and control for vapor compression systems*, Master of Science in Mechanical Engineering in the Graduate College of the University of Illinois at Urbana Champaign.

PHU, N.M, HAP, N.V., 2020. *Influence of inlet water temperature on heat transfer and pressure drop of dehumidifying air coil using analytical and experimental methods. Cases Studies in Thermal Engineering* 18, 100581.

PROGRAMA BRASILEIRO GHG PROTOCOL.; Valores de referência para o potencial de aquecimento global (GWP) dos gases de efeito estufa, versão 1.0. Nota técnica, Dezembro 2016.

SHAH, M.M., 1979. *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes.* International Journal Heat Mass Transfer 22, pp. 547-556.

SHAH, M.M., 2016. *A correlation for heat transfer during condensation in horizontal mini/micro channels.* International Journal of refrigeration 64, pp. 187-202.

SOARES, S.L, 2018. Estudo de um indicativo de eficiência energética integrado para análise do desempenho de condicionadores de ar de baixa capacidade (Mestrado), Universidade do Vale do Rio dos Sinos.

SOYLEMEZ, M.S, 2012. *Heat and mass transfer on surfaces of cooling coils.* Technical Notes.

SUN, L., MISHIMA, K., 2009. *An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in minichannels.* Int J Heat Mass Tran 52., pp.5323-5329.

TRAN, T.N., WAMBSGANSS, M.W., FRANCE, D.M., 1996. *Small circular- and rectangular channel boiling with two refrigerants,* Int. J. Multiphase Flow 22, PP. 485–498.

VENTURI, O., PIRANI, M.J., 2005. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial. PROCEL, Rio de Janeiro.

YANG.S; ORDONEZ, J.C., VARGAS, J.V.C., 2017. *Constructal vapor compression refrigeration (VCR) systems design,* Applied Thermal Engineering 115, pp. 754-768.

YOO, B.K., KIM, M.S., BANG, Y.I., KIM, J., KIM,T.K., 2022. *Numerical analysis and correlation of thermohydraulic characteristics of louvered fin-tube heat exchanger.* International Journal of Refrigeration.

YUSOF, M. H., MULSIM, S.M; SUHAIMI, M.F; Ibrahim, H; Aziz, A.A; Basrawi, M.F., 2018. *The effect of refrigerant charge on the performance of a split unit type air conditioner using R22 refrigerant.* MATEC Web of Conferences 225.

WANG, C.C., HSIEH, Y.C., LIN, Y.T., 1997. *Performance of plate finned tube heat exchangers under deshumidifying conditions.* International Journal of Heat Transfer, v.119, pp. 109-117.

WANG, C.C., LEE, C.J., CHANG, C.T., LIN, S.P., 1999. *Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin and tube heat heat exchangers.* International Journal of Heat and Mass Transfer, v.42, pp. 1945-1956.

WANG, C.C., LIN, Y.T., LEE, C.J., 2000. *Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions*. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.43, pp. 3443-3452.

WANG, W.W.W, RADCLIFF, T.D, CHRISTENSEN, R.N., 2002. *A condensation heat transfer correlation for millimeter scale tubing with flow regime transition*. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.26, No.5, pp. 473-485.

WANG, G., LIN, M., 2005. *Decoupled modeling of chilled water cooling coils using a finite element method*. Energy laboratory. Texas A&M university.

WOJTAN, L., URSENBACHER, T., THOME, J.R., 2005. *Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two phase flow pattern map*. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.48, pp. 2955-2969.

WOJTAN, L., URSENBACHER, T., THOME, J.R., 2005. *Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II – Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.48, pp. 2970-2985.

XU, Y., FANG, X., SU, X., ZHOU, Z., CHEN, W., 2013. *Evaluation of frictional pressure drop correlations for two phase flow in pipes*. Nucleaering and Design, v.253, pp. 86-97.

ZHANG, Z, YONGZHANG, Y, ZHANG, L., 2004. *Performance simulation of R410A air conditioning system with variable speeds*. International Journal Computer Applications in Technology, Vol.21, No.4, pp.164-170.

ZSEMBINSZKI, G., DE GRACIA, A., MORENO, P., ROVIRA, R., GONZÁLEZ, M.A., 2017. *A novel numerical methodology for modelling simple vapour compression refrigeration system*, Applied Thermal Engineering 115,pp. 188-200.

8 Anexo A

Tabela A.1– Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 1 usando a correlação de Kaew-on

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	857,9	0,9	1876,9	5,7	2,19	4,6
DOBSON e CHATO (1998)	861,6	0,4	1867,4	6,2	2,17	5,5
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	853,7	1,4	1885,2	5,2	2,21	3,6
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	854,5	1,3	1881,5	5,4	2,20	4,1
SHAH (2016)	862,2	0,4	1869	6,2	2,17	5,5
Dados experimentais – Teste 1	865,4	-	1984,1	-	2,29	-

Tabela A.2 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 2 usando a correlação de Kaew-on

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	801,4	0,2	2069,1	10	2,58	10,5
DOBSON e CHATO (1998)	803	0,4	2056	10,7	2,56	11,3
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	779,7	2,6	2224,7	2,3	2,85	0
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	800,3	0,1	2081,5	9,3	2,6	9,6
SHAH (2016)	802,6	0,3	2059,3	10,5	2,57	10,9
Dados experimentais – Teste 2	799,8	-	2275,9	-	2,85	-

Tabela A.3 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 3 usando a correlação de Kaew-on

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	862,8	1,3	1868,5	11,8	2,17	10,1
DOBSON e CHATO (1998)	868,2	0,7	1857,9	12,5	2,14	11,7
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	860,7	1,5	1872,3	11,6	2,17	10,1
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	861,2	1,5	1869,5	11,8	2,17	10,1
SHAH (2016)	869,1	0,6	1857,5	12,5	2,13	12,2
Dados experimentais – Teste 3	873,9	-	2089,9	-	2,39	-

Tabela A.4 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 4 usando a correlação de Kaew-on

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	801,4	1,4	2069,1	17,2	2,58	15,5
DOBSON e CHATO (1998)	803	1,2	2056	18	2,56	16,4
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	779,7	2,6	2224,7	2,3	2,85	0
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	800,3	0,1	2081,5	9,3	2,6	9,6
SHAH (2016)	802,6	0,3	2059,3	10,5	2,57	10,9
Dados experimentais – Teste 4	812,6	-	2425,2	-	2,98	-

Tabela A.5 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 1 usando a correlação de Sun

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	856,9	1	1885,6	5,2	2,2	4,1
DOBSON e CHATO (1998)	861	0,5	1872,4	6	2,17	5,5
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	852,7	1,5	1891,8	4,9	2,22	3,1
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	853,7	1,4	1887,4	5,1	2,21	3,6
SHAH (2016)	861,3	0,5	1876,1	5,8	2,18	5
Dados experimentais – Teste 1	865,4	-	1984,1	-	2,29	-

Tabela A.6 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 2 usando a correlação de Sun

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	790,7	1,1	2147	6	2,72	4,8
DOBSON e CHATO (1998)	794	0,7	2126,6	7	2,68	6,3
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	780,6	2,3	2218,1	2,6	2,84	0,3
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	798,7	0,1	2093	8,7	2,62	8,8
SHAH (2016)	792,7	0,9	2135,3	6,6	2,69	5,9
Dados experimentais – Teste 2	799,8	-	2275,9	-	2,85	-

Tabela A.7 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 3 usando a correlação de Sun

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	862,3	1,3	1872	11,6	2,17	10,1
DOBSON e CHATO (1998)	868,2	0,7	1860,1	12,3	2,14	11,7
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	859,6	1,7	1878,7	11,2	2,19	9,1
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	860,7	1,5	1874,5	11,5	2,18	9,6
SHAH (2016)	868,5	0,6	1863,7	12,1	2,15	11,2
Dados experimentais – Teste 3	873,9	-	2089,9	-	2,39	-

Tabela A.8 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 4 usando a correlação de Sun

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	790,7	2,8	2147	13	2,72	9,6
DOBSON e CHATO (1998)	794	2,3	2126,6	14	2,68	11,2
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	780,6	4,1	2218,1	9,3	2,84	4,9
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	798,7	1,7	2093	15,9	2,62	13,7
SHAH (2016)	793,1	2,4	2132,8	13,7	2,69	10,8
Dados experimentais – Teste 4	812,6	-	2425,2	-	2,98	-

Tabela A.9 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 1 usando a correlação de Tran.

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	857,1	1	1882,6	5,4	2,2	4,1
DOBSON e CHATO (1998)	860,9	0,5	1873,9	5,9	2,18	5
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	852,3	1,5	1894	4,8	2,22	3,1
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	853,7	1,4	1887,4	5,1	2,21	3,6
SHAH (2016)	861	0,5	1876,8	5,7	2,18	5
Dados experimentais – Teste 1	865,4	-	1984,1	-	2,29	

Tabela A.10 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 2 usando a correlação de Tran

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	790,6	1,2	2147,6	6	2,72	4,8
DOBSON e CHATO (1998)	792,8	0,9	2133,9	6,7	2,69	6
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	781	2,4	2215,6	2,7	2,84	0,4
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	798,3	0,2	2095,6	8,6	2,62	8,8
SHAH (2016)	792,7	0,9	2135,3	6,6	2,69	6
Dados experimentais – Teste 2	799,8	-	2275,9	-	2,85	-

Tabela A.11 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 3 usando a correlação de Tran

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	862,7	1,3	1869,9	11,8	2,17	10,1
DOBSON e CHATO (1998)	868,5	0,6	1858	12,5	2,14	11,7
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	860	1,6	1876,6	11,4	2,18	9,6
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	860,7	1,5	1874,5	11,5	2,18	9,6
SHAH (2016)	868,8	0,6	1861,7	12,3	2,14	11,7
Dados experimentais – Teste 3	873,9	-	2089,9	-	2,39	-

Tabela A.12 – Resultados para diferentes correlações de condensação no Teste 4 usando a correlação de Tran.

	\dot{W}_c [W]	Dif _{rel} [%]	CF [W]	Dif _{rel} [%]	COP	Dif _{rel} [%]
SHAH (1979)	799,7	1,6	2081,5	16,5	2,6	14,6
DOBSON e CHATO (1998)	792,8	2,5	2133,9	13,6	2,69	10,8
ZHANG <i>et al.</i> (2004)	781	4	2215,6	9,5	2,84	4,9
CAVALLINI <i>et al.</i> (2009)	798,3	1,8	2095,6	15,7	2,62	13,7
SHAH (2016)	792,7	2,5	2135,3	13,6	2,69	10,8
Dados experimentais – Teste 4	812,6	-	2425,2	-	2,98	-