

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

DISSERTAÇÃO

GILMAR DONIZETE QUIZZINI JUNIOR

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE CONDENSADORES DE PAREDE-AQUECIDA
USANDO UM MODELO DISTRIBUÍDO**

Ilha Solteira
2020

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GILMAR DONIZETE QUIZZINI JUNIOR

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE CONDENSADORES DE PAREDE-
AQUECIDA USANDO UM MODELO DISTRIBUÍDO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de conhecimento: Ciências Térmicas.

Nome do orientador
André Luiz Seixlack

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

Q8a Quizzini Junior, Gilmar Donizete.
Análise do desempenho de condensadores de parede- aquecida usando um modelo distribuído / Gilmar Donizete Quizzini Junior. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2020
90 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2020

Orientador: André Luiz Seixlack
Inclui bibliografia

1. Condensadores de parede-aquecida. 2. Refrigerador doméstico. 3. Análise de desempenho. 4. Modelo distribuído.



João Josué Barbosa

Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação
Diretor Técnico
CRB 8-5642



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

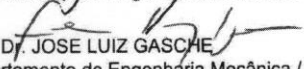
TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Análise do Desempenho de Condensadores de Parede-Aquecida Usando um Modelo Distribuído


AUTOR: GILMAR DONIZETE QUIZZINI JÚNIOR

ORIENTADOR: ANDRE LUIZ SEIXLACK

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP


Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP


Prof. Dr. LUBEN CABEZAS GOMEZ
Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade de São Paulo - USP

Ilha Solteira, 27 de janeiro de 2020

DEDICO

À minha mãe Darci Aparecida Devigo Quizzini e ao meu pai Gilmar Donizete Quizzini, meus grandes exemplos. Por meio de seus esforços, ensinaram-me, educaram-me e me proporcionaram esta conquista.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, sem ele nada disso seria possível.

Ao professor André Luiz Seixlack por ter aceitado me orientar, por toda dedicação e disposição em me auxiliar durante todo o trabalho.

À minha família que sempre esteve presente e sempre me apoiou durante todo esse período.

Aos professores da graduação e pós-graduação que colaboraram para a minha formação profissional e pessoal.

A todos os meus amigos, aqueles que conheci antes de minha vida acadêmica e aos que conheci durante o curso de graduação e de pós-graduação.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

RESUMO

Nesse trabalho apresenta-se um modelo para analisar os condensadores do tipo parede-aquecida (*hot-wall*) usados em refrigeradores domésticos. Neste modelo, considera-se o escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo do condensador e a transferência de calor entre a placa do revestimento externo do refrigerador, parede aquecida, e o ambiente externo. No modelo inclui-se também a transferência de calor entre a fita adesiva de alumínio, usada para a fixação do tubo na placa de revestimento externo e a transferência de calor, através do isolamento térmico, para o interior do refrigerador. O escoamento do fluido refrigerante é considerado unidimensional e dividido em três regiões: região monofásica de vapor superaquecido, região bifásica líquido-vapor e região monofásica de líquido sub-resfriado. O escoamento bifásico é analisado segundo o modelo homogêneo, ou seja, considerando o equilíbrio fluidodinâmico e térmico entre as fases. As equações do escoamento do fluido refrigerante, equação de conservação da massa, equação da quantidade de movimento linear e equação de conservação de energia, são resolvidas numericamente usando-se o Método de Volumes Finitos. As equações de conservação de energia ao longo da fita de alumínio e da parede aquecida também são resolvidas numericamente usando-se o Método de Volumes Finitos. O sistema de equações algébricas resultante é resolvido por substituições sucessivas e o modelo é validado comparando-se os resultados obtidos com dados experimentais disponíveis na literatura. Considerando a faixa de vazão em massa do fluido refrigerante isobutano, R600a, de 1,24 a 1,62 kg/h, o desvio relativo médio entre os resultados calculados e os dados experimentais de capacidade do condensador foi de 0,9%.

Palavras-chave: Condensadores de parede-aquecida. Refrigerador doméstico. Análise de desempenho. Modelo distribuído.

ABSTRACT

This work presents a model for the analysis of hot-wall condensers used in domestic refrigerators. The flow of refrigerant inside the condenser tube and the heat transfer between the outer coating plate of the refrigerator and the ambient air are considered. The heat transfer along the aluminum tape, used to hold the tube to the outer coating plate, and the heat transfer through the thermal insulation into the refrigerated compartment are also included in this model. The flow inside the tube is taken as one-dimensional and divided into three regions: superheated vapor region, two-phase liquid-vapor region and sub-cooled liquid region. The two-phase flow is analyzed according to the homogeneous model, i.e., considering conditions of thermal and hydrodynamic equilibrium between the phases. The equations of the refrigerant flow, mass conservation, momentum and energy conservation, are solved by the Finite Volume method. The equations of the energy conservation along the aluminum tape and the outer coating plate are also solved by the Finite Volume method. The set of algebraic equations, resulting from the discretization process of the differential equations, is solved iteratively by successive iterations, point-to-point along the condenser tube and the results obtained are compared with experimental data available in the literature. Considering the whole range of refrigerant mass flow rate analyzed, 1,24 to 1,62 kg/h, the mean relative deviation between the calculated results and the experimental of the condenser capacity data was 0,9 %.

Keywords: Hot-wall condenser. Domestic refrigerator. Performance analysis. Distributed model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Ilustração da retirada de gelo para a comercialização.....	10
Figura 2	- Representação esquemática de um compartimento refrigerado por meio da utilização de gelo.....	10
Figura 3	- Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	13
Figura 4	- Esquema de um condensador do tipo arame-sobre-tubo padrão (FERRAREZI, 2007).....	14
Figura 5	- Esquema de um condensador de parede-aquecida (COLOMBO <i>et al.</i> , 2016).....	14
Figura 6	- Representação esquemática da transferência de calor em um condensador de parede-aquecida.....	16
Figura 7	- Representação esquemática no diagrama pressão-entalpia dos estados termodinâmicos ao longo do condensador.....	17
Figura 8	- <i>Freezer</i> horizontal com condensador e evaporador do tipo <i>hot-wall</i>	18
Figura 9	- (a) Vista da seção transversal de um elemento do tubo do condensador <i>hot-wall</i> ; (b) Esquema de transferência de calor e condições de contorno da parede aquecida.....	19
Figura 10	- Vista da seção transversal do enésimo elemento do tubo do condensador.....	20
Figura 11	- Modelo de aletas detalhado para metade de um elemento do tubo do condensador.....	20
Figura 12	- Configuração do condensador de parede-aquecida a ser analisado: (a) parede esquerda do refrigerador; (b) parede direita do refrigerador.....	25
Figura 13	- Esquema da unidade elementar adotada no modelo.....	26
Figura 14	- Balanço de massa em um volume de controle.....	28
Figura 15	- Balanço de quantidade de movimento em um volume de controle.....	29
Figura 16	- Balanço de entalpia de estagnação em um volume de controle.....	31
Figura 17	- Balanço de energia no trecho 0-1 da fita de alumínio.....	32
Figura 18	- Balanço de energia no trecho 1-2 da fita de alumínio.....	33
Figura 19	- Balanço de energia no trecho 2-3 da fita de alumínio.....	34
Figura 20	- Balanço de energia em um volume de controle da parede aquecida.....	35
Figura 21	- Condições de início e fim da região de saturação.....	37
Figura 22	- Posições ao longo da fita de alumínio.....	38
Figura 23	- Condições de contorno adotadas nas paredes aquecidas.....	38
Figura 24	- Volume de controle unidimensional ao longo do tubo do condensador e/ou da fita de alumínio.....	49
Figura 25	- Volume de controle bidimensional ao longo da parede aquecida.....	49
Figura 26	- Esquema da malha computacional da parede aquecida (parede esquerda do refrigerador).....	53
Figura 27	- Tipos de volumes presentes na malha (parede esquerda).....	54
Figura 28	- Fluxograma do algoritmo numérico para o proposto modelo.....	58

Figura 29	- Incertezas relativas para variáveis medidas indiretamente.....	63
Figura 30	- Comparação entre as capacidades do condensador calculadas e medidas por Colombo <i>et al.</i> (2016).....	64
Figura 31	- Comparação entre as cargas térmicas calculadas e as de Colombo <i>et al.</i> (2016).....	65
Figura 32	- Comparação entre as temperaturas de condensação calculadas e as medidas por Colombo <i>et al.</i> (2016).....	65
Figura 33	- Comparação entre os graus de superaquecimento calculados e os medidos por Colombo <i>et al.</i> (2016).....	66
Figura 34	- Comparação entre os graus de sub-resfriamento calculados e os medidos por Colombo <i>et al.</i> (2016).....	67
Figura 35	- Distribuição das temperaturas ao longo do condensador.....	69
Figura 36	- Coeficiente de transferência de calor por convecção do refrigerante ao longo do condensador.....	70
Figura 37	- Distribuição da pressão ao longo do condensador.....	71
Figura 38	- Perfis de temperatura da parede aquecida do condensador.....	72
Figura 39	- Perfil de temperatura da fita de alumínio.....	72
Figura 40	- Distribuições de temperatura da parede esquerda do condensador: (a) imagem termográfica (COLOMBO <i>et al.</i> , 2016); (b) presente modelo.....	73
Figura 41	- Efeito do comprimento de contato entre o tubo e a parede aquecida: (a) parcelas da fita, cavidade e parede aquecida; (b) parcelas do ambiente externo, do compartimento refrigerado e congelador.....	74
Figura 42	- Efeito da resistência térmica de contato entre o tubo e a parede aquecida.....	75
Figura 43	- Influência da espessura da parede aquecida.....	76
Figura 44	- Perfis de temperatura na parede esquerda do refrigerador.....	76
Figura 45	- Influência da temperatura do ambiente externo.....	77
Figura 46	- Influência da temperatura do compartimento refrigerado.....	78
Figura 47	- Influência da temperatura do congelador.....	78
Figura A1	- Distribuição de temperatura da parede superior do refrigerador.....	84
Figura A2	- Distribuição de temperatura da parede direita do refrigerador.....	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Resumo dos trabalhos encontrados na literatura sobre condensadores de parede-aquecida.....	23
Tabela 2	- Incertezas de algumas variáveis.....	59
Tabela 3	- Faixas de medição das variáveis nos experimentos de Colombo <i>et al.</i> (2016).....	60
Tabela 4	- Parâmetros geométricos do condensador de parede-aquecida analisado.....	60
Tabela 5	- Comprimentos e áreas do condensador de parede-aquecida analisado.....	60
Tabela 6	- Materiais e condutividades térmicas do condensador analisado.....	61
Tabela 7	- Influência da malha computacional sobre o calor rejeitado pelo condensador e o tempo de processamento.....	62

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CFC	Cloro Flúor Carbono
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GCI	<i>Grid Convergence Method</i>
PROCEL	Programa Brasileiro de Conservação da Energia Elétrica
TDMA	<i>Tri-diagonal Matrix Algorithm</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A_t	área da seção transversal do tubo [m ²]
b	expoente que indica a ordem de convergência
$c_{p,r}$	calor específico do refrigerante [J/kgK]
d_i	diâmetro interno [m]
D_a	desvio absoluto médio
D_r	desvio relativo médio
E	erro relativo
f	fator de atrito
f_l	fator de atrito na região líquida
f_v	fator de atrito na região de vapor
F_f'''	força por unidade de volume em razão do atrito entre o refrigerante e a parede do tubo [N/m ³]
F_g'''	força por unidade de volume em razão da ação do campo gravitacional [N/m ³]
Fr_{mod}	número de Froude modificado
g	aceleração gravitacional [m/s ²]
G	fluxo de massa de refrigerante [kg/m ² s]
Ga	número de Galileu
h_{ca}	Coefficiente de transferência de calor por convecção na cavidade [W/m ² K]
h_e	coeficiente de transferência de calor por convecção no ambiente externo [W/m ² K]
h_g	coeficiente de transferência de calor por convecção no compartimento refrigerado [W/m ² K]
h_{lv}	entalpia de vaporização [J]
h'_{lv}	entalpia de vaporização modificada [J]
h_r	coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede interna do tubo [W/m ² K]
h_{rad}	coeficiente de transferência de calor por radiação no ambiente externo [W/m ² K]
H	altura do refrigerador [m]
i	entalpia específica do refrigerante [J/kg]
i_l	entalpia específica do líquido [J/kg]
i_v	entalpia específica do vapor [J/kg]
i_o	entalpia de estagnação do refrigerante [J/kg]

k_a	condutividade térmica do ambiente externo [W/mK]
k_f	condutividade térmica da fita de alumínio [W/mK]
k_i	condutividade térmica do isolante térmico [W/mK]
k_p	condutividade térmica da parede aquecida [W/mK]
k_r	condutividade térmica do refrigerante [W/mK]
k_{ri}	condutividade térmica do revestimento interno [W/mK]
k_t	condutividade térmica da parede do tubo [W/mK]
L	largura do refrigerador [m]
\dot{m}	vazão em massa do refrigerante [kg/s]
Nu	número de Nusselt
p	pressão [Pa]
p_{cr}	pressão crítica [Pa]
P_{fl}	comprimento do setor circular da parede do tubo em contato com a fita de alumínio [m]
P_{pa}	comprimento do setor circular da parede do tubo em contato com a parede aquecida [m]
P_{ca}	comprimento do setor circular da parede do tubo em contato com a cavidade [m]
P_{cap}	perímetro da parede aquecida em contato com a cavidade [m]
P_{ti}	comprimento do setor circular da parede do tubo em contato com o isolante [m]
Pr	número de Prandtl
Q_e	calor absorvido pelo evaporador [J]
Q_s	calor rejeitado pelo condensador [J]
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
$R''_{t,p}$	resistência térmica de contato entre o tubo e a parede
S	razão de deslizamento
t_f	espessura da fita de alumínio [m]
t_i	espessura do isolante [m]
t_p	espessura da parede aquecida [m]
t_{ri}	espessura do revestimento interno [m]
t_t	espessura do tubo [m]
T_a	temperatura do ambiente externo [K]
T_{ca}	temperatura da cavidade [K]
T_f	temperatura da fita de alumínio [K]

T_{f1}	temperatura da fita de alumínio no trecho 0-1 [K]
T_{f2}	temperatura da fita de alumínio no trecho 1-2 [K]
T_{f3}	temperatura da fita de alumínio no trecho 2-3 [K]
T_g	temperatura do compartimento refrigerado [K]
T_m	temperatura de película [K]
T_p	temperatura da parede aquecida [K]
T_r	temperatura do refrigerante [K]
u	velocidade média do refrigerante [m/s]
W_c	trabalho do compressor [J]
x	título termodinâmico
z	coordenada ao longo do tubo [m]
α	fração de vazio
α_a	difusividade térmica do ar [m ² /s]
β_a	coeficiente de expansão térmica do ar [K ⁻¹]
ρ	massa específica do refrigerante [kg/m ³]
ρ_l	massa específica do líquido [kg/m ³]
ρ_v	massa específica do vapor [kg/m ³]
ε	emissividade da superfície
σ	constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² K ⁴]
μ_l	viscosidade dinâmica do líquido [Pa.s]
μ_r	viscosidade absoluta do refrigerante [Pa.s]
μ_v	viscosidade dinâmica do vapor [Pa.s]
θ	ângulo em que há contato entre a fita de alumínio e o tubo
θ_{tubo}	ângulo que o tubo forma com a horizontal
ν_a	viscosidade cinemática do ar [m ² /s]
ΔP	diferença de pressão [Pa]
Δx	largura de um volume de controle da parede aquecida [m]
Δy	altura de um volume de controle da parede [m]
Δz	comprimento de um volume de controle ao longo do tubo [m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	10
1.1	OBJETIVOS.....	23
2	MODELO MATEMÁTICO	25
2.1	INTRODUÇÃO.....	25
2.2	EQUAÇÕES DO FLUIDO REFRIGERANTE	27
2.2.1	Equação da conservação da massa	27
2.2.2	Equação da quantidade de movimento linear	28
2.2.3	Equação da conservação da energia	29
2.3	EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA NA FITA DE ALUMÍNIO.....	32
2.4	EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA NA PAREDE AQUECIDA.....	34
2.5	CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	35
2.6	EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS	39
2.6.1	Correlação de fator de atrito monofásico	39
2.6.2	Correlação para a queda de pressão no escoamento bifásico	39
2.6.3	Correlação para o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido refrigerante e a parede do tubo nas regiões monofásicas	40
2.6.4	Correlação para o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido refrigerante e a parede do tubo na região bifásica	40
2.6.5	Correlação para o coeficiente de transferência de calor entre as paredes aquecidas e o ar ambiente.....	42
2.6.6	Correlação para o cálculo da fração de vazio	45
2.7	RESUMO DO MODELO PROPOSTO.....	45
2.7.1	Equações do Fluido Refrigerante.....	45
2.7.2	Equações da Conservação de Energia na Fita de Alumínio e na Parede Aquecida	46
3	METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	48
3.1	INTRODUÇÃO	48
3.2	DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DO FLUIDO REFRIGERANTE	50
3.3	DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA DA FITA DE ALUMÍNIO E DA PAREDE AQUECIDA.....	51

3.4	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO	55
4	RESULTADOS.....	59
4.1	DADOS EXPERIMENTAIS	59
4.2	INFLUÊNCIA DA MALHA COMPUTACIONAL	61
4.3	COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS	63
4.4	RESULTADOS COMPUTACIONAIS	67
4.5	EFEITOS DOS PARÂMETROS E CONDIÇÕES DE OPERAÇÕES.....	73
5	CONCLUSÕES	79
	REFERÊNCIAS.....	82
	APÊNDICE	84

1 INTRODUÇÃO

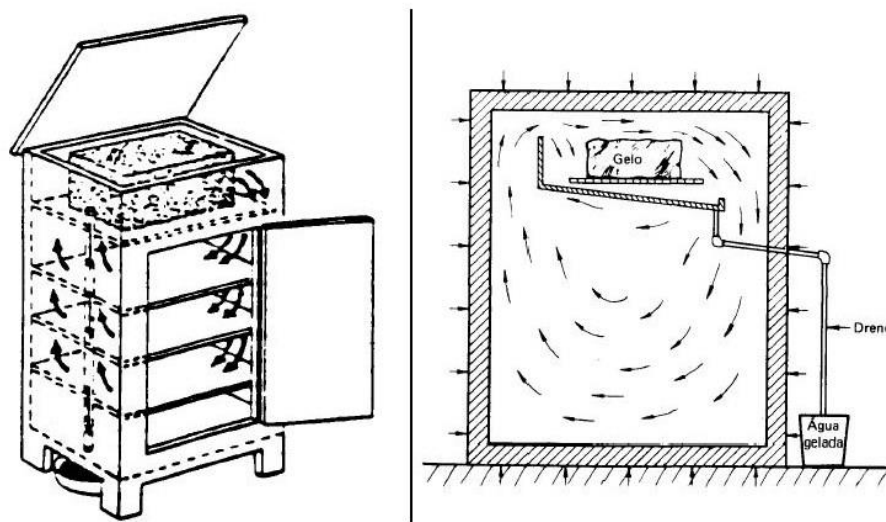
A refrigeração utilizada como meio de conservação de alimentos tem sido adotada pela humanidade desde o século IV a.C. (GOSNEY,1982). Inicialmente, comercializavam-se barras de gelo retiradas de geleiras, rios ou lagos congelados (Figura 1) e as utilizavam como meio de refrigeração. Essas barras de gelo eram colocadas em compartimentos nos quais os alimentos eram refrigerados (Figura 2) Uma trajetória longa foi percorrida até a concepção de máquinas de produção de gelo.

Figura 1 – Ilustração da retirada de gelo para a comercialização.



Fonte: SÓGELO (2019).

Figura 2 – Representação esquemática de um compartimento refrigerado por meio da utilização de gelo.



Fonte: REFRIMAQ (2017).

Somente em 1834, Jacob Perkins apresentou a primeira descrição completa de um equipamento de refrigeração por compressão de vapor, operando de maneira cíclica. Em 1856, o escocês James Harrison foi o principal responsável por tornar o princípio de

refrigeração por compressão de vapor em um equipamento real. Esse equipamento foi patenteado por Harrison e em 1862 foi apresentado à sociedade da época em uma exibição internacional em Londres (GOSNEY, 1982). A partir dessa data observou-se um desenvolvimento contínuo dos sistemas de refrigeração e de ar condicionado, incluindo pesquisas sobre os fluidos refrigerantes mais adequados a esses sistemas.

Atualmente, grandes investimentos e diversas pesquisas têm sido aplicadas, tanto no projeto de sistemas de refrigeração e condicionamento de ar mais eficientes e de menor custo, quanto na busca de fluidos refrigerantes menos prejudiciais ao meio ambiente e às pessoas.

A preocupação pela busca de fluidos refrigerantes menos prejudiciais ao meio ambiente se intensificou após a descoberta de que os fluidos refrigerantes constituídos por cloro, flúor e carbono, conhecidos como CFCs, contribuíam com a destruição da camada de ozônio da estratosfera, que protege a terra dos raios ultravioletas. O trabalho de Chubachi (1984), o qual alertava sobre a destruição da camada de ozônio, foi fundamental para o desenvolvimento de outros trabalhos que descobriram que o CFCs eram um dos principais agentes desse problema.

Uma campanha internacional se desencadeou em defesa da camada de ozônio e culminou, em 1988 no Protocolo de Montreal, assinado pelos principais países do mundo, cujo objetivo foi abolir o uso dos referidos gases a fim de proteger a vida na terra (CONTI, 2005). Desde então, muitas medidas foram adotadas para prevenção desse perigo.

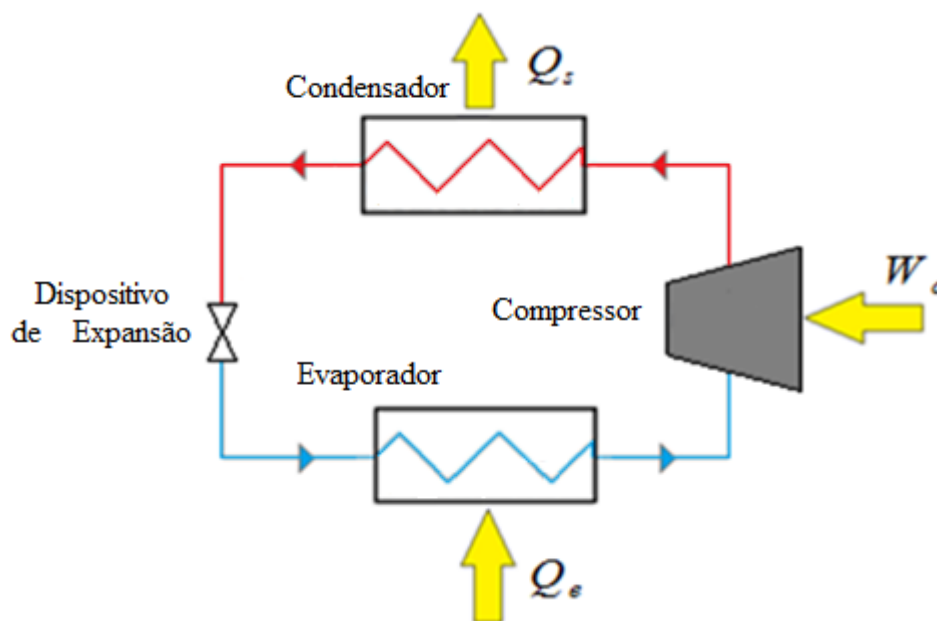
Para entender o funcionamento de um refrigerador é necessário, primeiramente, conhecer seus componentes e seu ciclo. Um sistema padrão de refrigeração por compressão de vapor (Figura 3) consiste essencialmente de quatro componentes: o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão, que, no caso de refrigeradores domésticos, é um tubo capilar.

O fluido refrigerante, durante o ciclo de refrigeração, é mantido em alta pressão, linha vermelha na Figura 3, no condensador e em baixa pressão, linha azul na Figura 3, no evaporador. Do estado de vapor superaquecido na saída do evaporador, ele é comprimido da pressão de evaporação até a pressão de condensação, sendo para isso necessária a adição de trabalho, W_c , o qual é provido pelo compressor.

O vapor em alta pressão e temperatura é, então, condensado ao longo do condensador até o estado de líquido sub-resfriado, rejeitando calor, Q_s , para o meio ambiente. Em seguida, a pressão do líquido é reduzida ao longo do dispositivo de expansão até a pressão de evaporação. Tal redução deve-se ao atrito e à aceleração do fluido refrigerante, resultando na

evaporação de parte do líquido. A mistura de líquido e vapor na saída do dispositivo de expansão é conduzida para o evaporador, onde calor, Q_e , é absorvido do ambiente a ser refrigerado, produzindo vapor superaquecido na saída. Então, o vapor superaquecido segue para o compressor, no qual um novo ciclo de operação é iniciado.

Figura 3 – Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Próprio autor.

Os componentes de um sistema de refrigeração, tais como, os compressores, os trocadores de calor, evaporadores e condensadores, e os dispositivos de expansão, utilizados em sistemas de pequeno porte, como no caso da refrigeração doméstica, têm sido bastante pesquisados. O projeto de um refrigerador deve considerar vários aspectos, dentre eles o tamanho e a capacidade de seus trocadores de calor, pois o resultado não só melhora o desempenho do sistema, como também reduz o espaço ocupado e a quantidade de material necessária na fabricação, reduzindo o custo de produção.

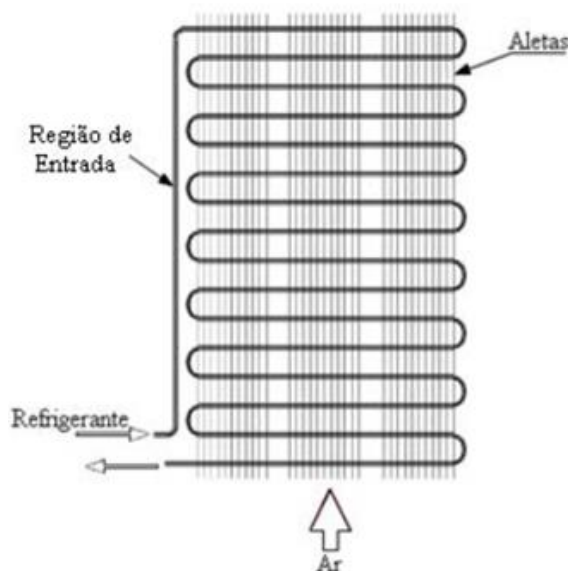
Segundo dados da Empresa de Pesquisa Energética, EPE, em 2016, estima-se que o consumo médio de energia de uma residência no Brasil foi de 159,8 kWh por mês. Além disso, segundo os dados do PROCEL INFO (2015), um refrigerador doméstico comum de uma porta consome 23,0 kWh/mês, enquanto o de duas portas, *frost free*, consome 52,9 kWh/mês. Com essas informações é possível estimar que o refrigerador doméstico comum de uma porta representa 14,4% desse consumo residencial, enquanto o refrigerador *frost free* representa 33,1% desse mesmo consumo. Daí a importância de se conhecer o comportamento

de todo o ciclo, incluindo o condensador, uma vez que exerce uma influência significativa no desempenho dos sistemas de refrigeração, pois é o responsável pela transferência de calor entre o meio a ser refrigerado e o ambiente externo.

Nos refrigeradores e *freezers* domésticos, os condensadores empregados podem ser de dois tipos, os tradicionalmente usados, de arame-sobre-tubo, *wire-on-tube*, e os de parede-aquecida, *hot-wall*, que vêm sendo usados nos últimos anos. Esses últimos também são conhecidos como condensadores do tipo *flat-back* ou do tipo *skin*.

O condensador do tipo arame-sobre-tubo, ilustrado esquematicamente na Figura 4, é constituído por um tubo, geralmente, de aço ou de cobre, disposto em forma de serpentina de passes múltiplos. Uma grande quantidade de arames cilíndricos, que servem como aletas, é soldada simetricamente na superfície externa de ambos os lados na direção normal do tubo, a fim de aumentar a superfície de transferência de calor. Na Figura 4 observa-se que o refrigerante, antes de entrar no condensador, escoar ao longo de uma região do tubo não aletada, conhecida como região de entrada do condensador.

Figura 4 – Esquema de um condensador do tipo arame-sobre-tubo padrão.



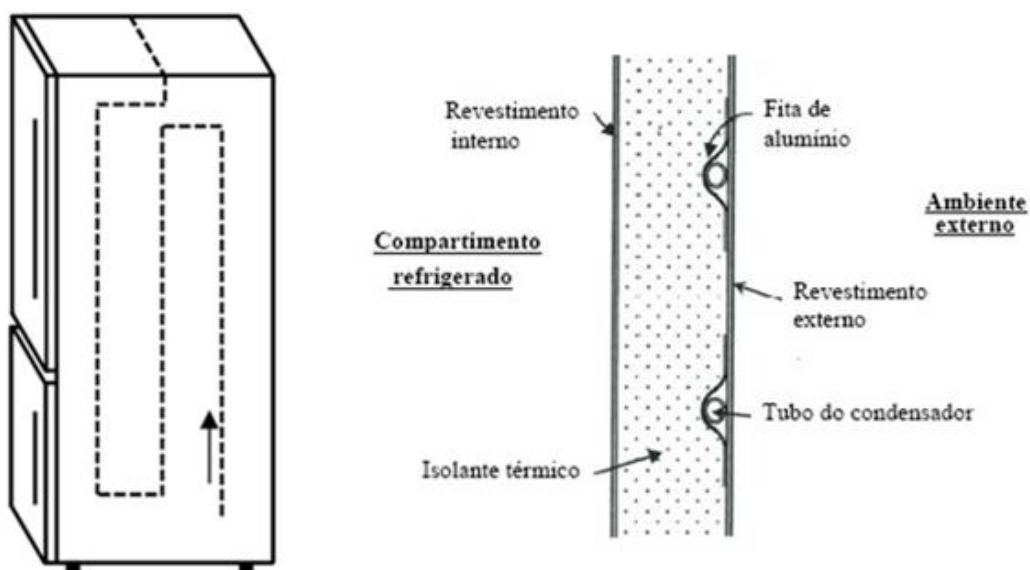
Fonte: Ferrarezi (2007).

O condensador de parede-aquecida é constituído, da mesma maneira que o tipo arame-sobre-tubo, por um único tubo disposto em forma de serpentina de passes múltiplos. Entretanto, diferentemente dos condensadores do tipo arame-sobre-tubo, a serpentina dos condensadores de parede-aquecida é soldada internamente na placa de aço das paredes do

refrigerador, responsável pela transferência de calor com o ambiente externo, fazendo com que o condensador fique situado internamente ao gabinete entre o isolante térmico e o revestimento interno (Figura 5). Uma curiosidade é que o refrigerador é chamado de “parede-aquecida”, pois suas paredes são aquecidas pelo escoamento no interior do tubo transferindo o calor do refrigerante para o ambiente externo.

Uma fita adesiva de alumínio é usada para manter o tubo em contato com a parede aquecida e permitir que a maior parcela da taxa de transferência de calor rejeitada pelo condensador seja transferida para o ambiente externo e não para o compartimento interno do refrigerador. Para isso, o espaço entre a superfície da fita de alumínio/revestimento externo e o revestimento interno do refrigerador é preenchido por isolante térmico, geralmente, espuma de poliuretano. Dessa forma, a fita de alumínio atua também como uma proteção entre o tubo e o isolante térmico.

Figura 5 - Esquema de um condensador de parede-aquecida.



Fonte: Adaptado de Colombo *et al.* (2016).

Segundo Gupta e Gopal (2008), os condensadores de parede-aquecida, além de apresentarem uma melhor estética e proteção contra poeira em relação aos condensadores arame-sobre-tubo, também eliminam a possibilidade de condensação de umidade sobre a superfície externa do refrigerador. Isso porque, mantendo-se a temperatura de parede externa do refrigerador, acima do ponto de orvalho, elimina-se a de condensação do vapor d'água do ar sobre essa superfície. Além disso, a área de transferência de calor é aumentada significativamente, uma vez que a serpentina do condensador pode estar em contato,

praticamente, com toda a extensão das paredes laterais, parede traseira e parede superior do refrigerador. Dessa forma, os fabricantes têm optado por utilizar cada vez mais esse tipo de condensador.

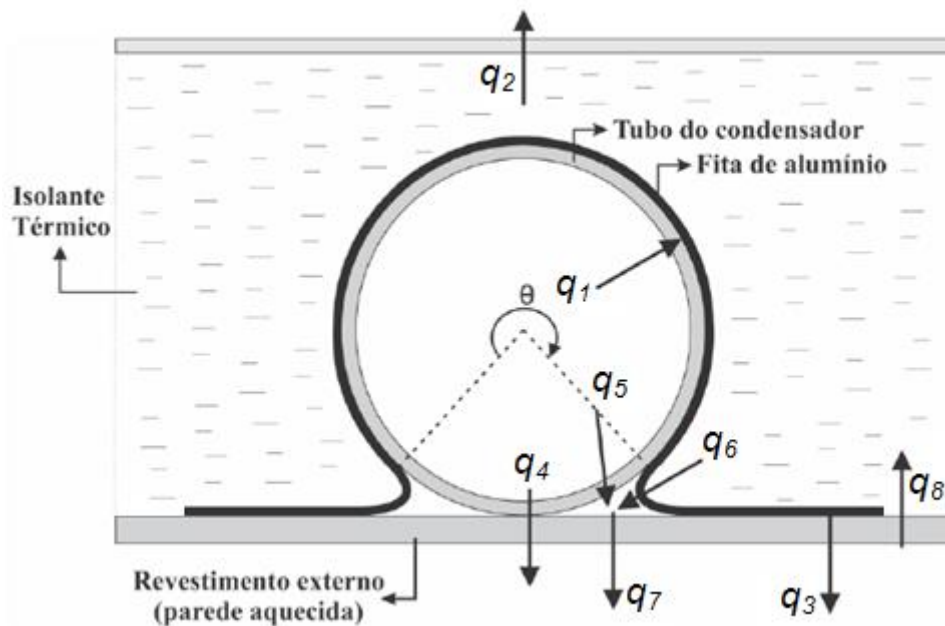
Entretanto, mesmo com a presença de um isolante térmico separando o condensador das superfícies internas do refrigerador, há uma parcela de calor transferida para o compartimento interno. Tal parcela é maior do que nos condensadores arame-sobre-tubo, em razão da maior temperatura da parede externa. Além disso, o tubo do condensador de parede-aquecida pode ter seu contato com a placa do revestimento externo prejudicado, caso a fita de alumínio perca a sua capacidade adesiva, em razão, por exemplo, do aquecimento e resfriamento alternados durante os ciclos de acionamento e parada do compressor. Na prática, a experiência tem mostrado que essas deficiências podem ser contornadas, desde que os devidos cuidados sejam tomados no projeto.

Ao longo de um condensador, o refrigerante escoando no interior do tubo atinge o estado de saturação e a partir daí o processo de condensação convectiva ocorre até que o refrigerante deixe o condensador no estado de líquido saturado ou de líquido sub-resfriado. Nos condensadores arame-sobre-tubo, a transferência de calor ocorre do fluido refrigerante para a parede do tubo e da superfície externa do tubo e do feixe de aletas para o ambiente, por radiação e por convecção natural.

Nos condensadores de parede-aquecida a transferência de calor é mais complexa, como apresentado esquematicamente na Figura 6. Uma grande parcela da taxa de transferência de calor do fluido refrigerante para a parede do tubo do condensador é transferida por condução para a fita adesiva de alumínio, q_1 (Figura 6). Uma parcela dessa taxa, cerca de 32% segundo Colombo *et al.* (2016), é transferida para o interior do compartimento refrigerado, q_2 , (Figura 6).

Da fita de alumínio, a maior parcela do calor é transferida, também por condução, para a parede aquecida e daí o calor é transferido, por convecção e radiação, para o ambiente externo, parcela q_3 mostrada na Figura 6. Há também calor trocado, através do contato direto entre o tubo do condensador e a parede aquecida, q_4 (Figura 6). Outra parcela da taxa de transferência de calor do refrigerante é transferida para a parede aquecida através do ar confinado na pequena cavidade formada entre a fita de alumínio, a parede externa do tubo e a parede aquecida, $q_7 = q_5 + q_6$ (Figura 6). Por fim, pode haver calor transferido do meio ambiente para a parede aquecida, q_8 , Figura 6, em locais onde as temperaturas da parede aquecida forem menores de que a temperatura do ambiente.

Figura 6 – Representação esquemática da transferência de calor em um condensador de parede-aquecida.



Fonte: Adaptado de Lima (2017).

O processo de mudança de fase ao longo do tubo do condensador é bastante complexo em razão da possibilidade de existência de diferentes padrões de escoamento. O regime de escoamento bifásico líquido-vapor depende das propriedades de cada fase e a mudança de fase provoca uma variação na velocidade relativa entre as fases, gerando impacto sobre as características da transferência de calor (CAREY, 1992).

Na Figura 7 ilustram-se esquematicamente no diagrama pressão-entalpia as regiões do escoamento do refrigerante ao longo de um condensador: região de vapor superaquecido, região bifásica de líquido-vapor e região de líquido sub-resfriado localizadas respectivamente, nos trechos entre os estados 1-2, 2-3 e 3-4.

O fluido refrigerante que sai do compressor como vapor superaquecido, entra no condensador no estado termodinâmico representado pelo ponto 1 na Figura 7 e, com isso, é iniciada a transferência de calor para o ambiente, o que provoca a redução de sua temperatura. A pressão do fluido refrigerante no escoamento também diminui, em razão dos efeitos viscosos, até atingir a pressão de saturação do fluido em questão, ponto 2 da Figura 7. A partir desse ponto inicia-se o processo de mudança de fase até que o estado de líquido saturado seja atingido, ponto 3 da Figura 7. Em seguida o fluido refrigerante, no estado de líquido sub-resfriado, continua a transferir calor para o ambiente até que atinja a saída do condensador, ponto 4 da Figura 7.

Figura 7 - Representação esquemática no diagrama pressão-entalpia dos estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do condensador.



Fonte: Próprio autor.

O fluido refrigerante que sai do compressor como vapor superaquecido, entra no condensador no estado termodinâmico representado pelo ponto 1 na Figura 7 e, com isso, é iniciada a transferência de calor para o ambiente, o que provoca a redução de sua temperatura. A pressão do fluido refrigerante no escoamento também diminui, em razão dos efeitos viscosos, até atingir a pressão de saturação do fluido em questão, ponto 2 da Figura 7. A partir desse ponto inicia-se o processo de mudança de fase até que o estado de líquido saturado seja atingido, ponto 3 da Figura 7. Em seguida o fluido refrigerante, no estado de líquido sub-resfriado, continua a transferir calor para o ambiente até que atinja a saída do condensador, ponto 4 da Figura 7.

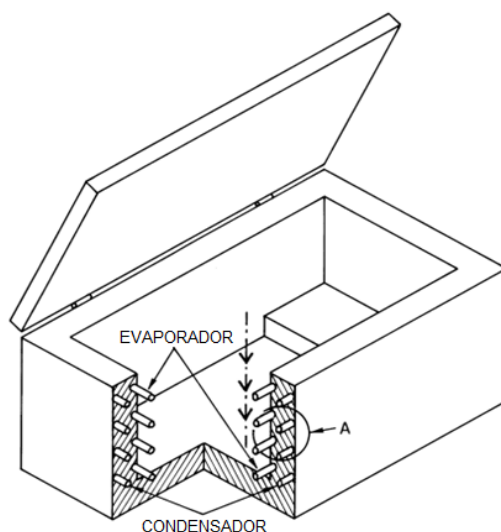
Poucos trabalhos foram publicados na literatura sobre a análise de trocadores de calor do tipo *hot-wall*, uma vez que esta tecnologia é razoavelmente atual em sistemas de refrigeração.

Alguns pesquisadores como: Rebora e Tagliafico (1997), Bansal e Chin (2002), Gupta e Gopal (2008), Labigalini (2013), Colombo *et al.* (2016), Lima (2017) e Espindola *et al.* (2020) realizaram trabalhos experimentais e/ou desenvolveram modelos computacionais para análise dos condensadores *hot-wall* com abordagens diferentes para a solução do escoamento no interior do tubo, para a transferência de calor, usando diferentes correlações constitutivas para o fator de atrito e coeficientes de transferência de calor.

Rebora e Tagliafico (1997) projetaram um refrigerador horizontal, no qual o evaporador é disposto ao longo das quatro paredes internas e o condensador é disposto ao

longo das quatro paredes externas do gabinete, separados apenas pelo isolante térmico, conforme mostrado na Figura 8. Além disso, Rebora e Tagliafico (1997) apresentaram um modelo numérico do condensador e o compararam com os dados experimentais obtidos. O estudo mostrou que a espessura do tubo, a espessura da parede aquecida e a resistência térmica de contato entre a parede aquecida de aço e o tubo, são fatores que influenciam significativamente os valores do coeficiente de transferência de calor externo.

Figura 8 - *Freezer* horizontal com condensador e evaporador do tipo *hot-wall*.



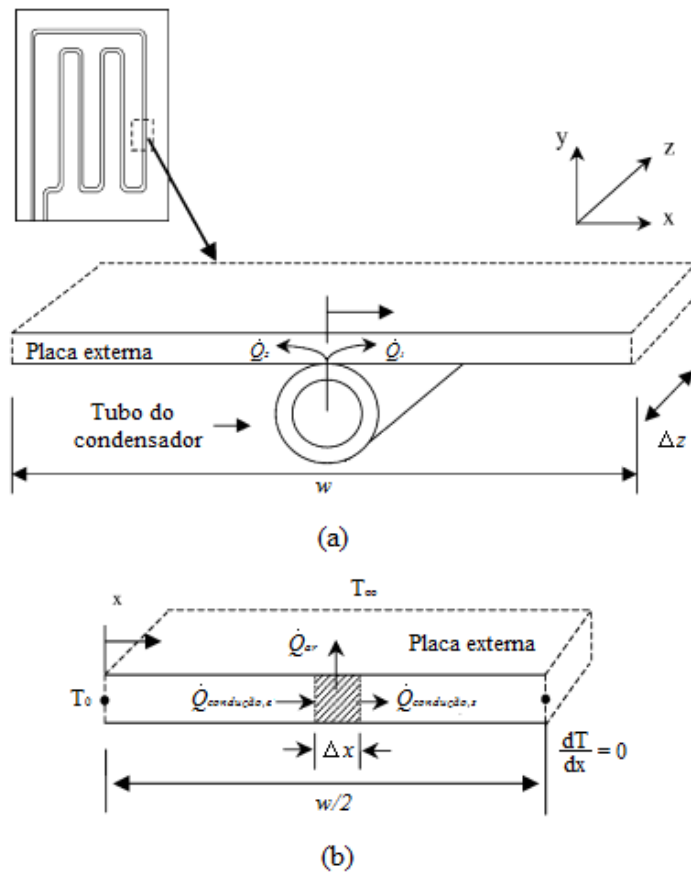
Fonte: Rebora e Tagliafico (1997).

Bansal e Chin (2002) apresentaram um modelo numérico para analisar condensadores do tipo *hot-wall*, empregando o modelo homogêneo na análise do escoamento bifásico do fluido refrigerante no interior do tubo do condensador. A parede aquecida, responsável pela troca de calor com o meio ambiente, foi considerada como um conjunto de aletas unidimensionais com extremidades adiabáticas, conforme ilustra a Figura 9. A fita de alumínio não foi considerada no modelo. A solução das equações do escoamento do fluido refrigerante e da transferência de calor externa é iterativa, resolvendo-se o escoamento com a taxa de transferência de calor estimada e, em seguida, calculando-se os parâmetros que serão utilizados na determinação do calor liberado na aleta. Com o valor da taxa de transferência de calor atualizada, reinicia-se o processo de solução do escoamento interno até a convergência de todas as variáveis.

Além de desenvolverem um modelo para os condensadores de parede-aquecida, Bansal e Chin (2002) desenvolveram também um modelo para o condensador do tipo arame-sobre-tubo. Seus códigos computacionais foram validados com resultados experimentais

obtidos em refrigeradores domésticos equipados com os dois tipos de condensadores. Além disso, Bansal e Chin (2002) apresentaram um fator de otimização para a construção dos condensadores, considerando a razão entre peso e capacidade térmica.

Figura 9 – (a) Vista da seção transversal de um elemento do tubo do condensador *hot-wall*; (b) Esquema de transferência de calor e condições de contorno da parede aquecida.



Fonte: Adaptado de Bansal e Chin (2002).

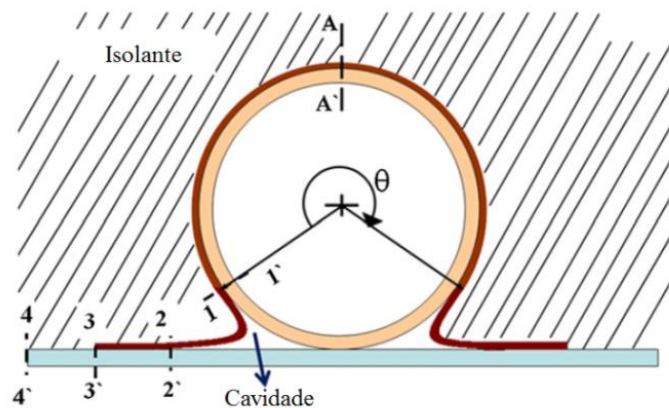
Os resultados calculados por Bansal e Chin (2002) superestimaram a capacidade de condensação medida em 10 %. Os autores atribuíram esse desvio à infiltração de calor para o compartimento refrigerado, que foi desconsiderada no modelo. Os resultados calculados pelo modelo mostraram ainda que a resistência externa à transferência de calor representa, aproximadamente, 81 % e 83-95 % da resistência total à transferência de calor, respectivamente, nas regiões de escoamento monofásico e bifásico. Além disso, a transferência de calor por radiação entre a parede aquecida e o ambiente externo representou 70% do calor total transferido pelo condensador.

Segundo Bansal e Chin (2002), os resultados experimentais mostraram que o condensador de parede-aquecida tem uma capacidade de condensação, aproximadamente,

18 % maior do que à do condensador arame-sobre-tubo. Os autores atribuíram essa diferença aos 50% a mais de área de transferência de calor do condensador de parede-aquecida em relação à do condensador arame-sobre-tubo. Além disso, o condensador de parede-aquecida é 61 % mais leve do que o de arame-sobre-tubo.

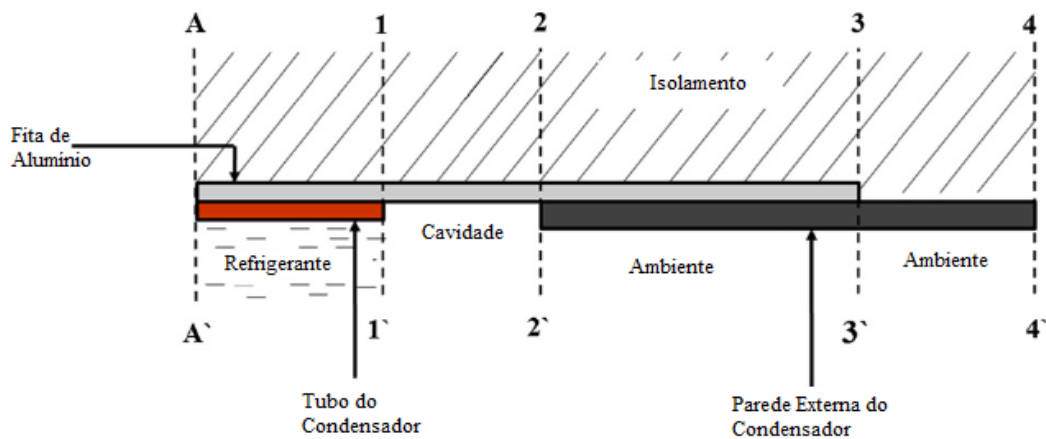
Gupta e Gopal (2008) desenvolveram um modelo matemático para o estudo de condensadores *hot-wall*, incluindo a fita de alumínio e considerando que a transferência de calor ocorre entre um conjunto de aletas e o meio ambiente. O condensador foi dividido em n elementos, cada um contendo o conjunto de aletas formado pela parede do tubo, fita de alumínio e parede aquecida, conforme é ilustrado nas Figuras 10 e 11. Os resultados obtidos por Gupta e Gopal (2008) mostram que a fita de alumínio tem uma grande influência na transferência de calor entre o condensador e o ambiente.

Figura 10 – Vista da seção transversal do n ésimo elemento do tubo do condensador.



Fonte: Adaptado de Gupta e Gopal (2008)

Figura 11 – Modelo de aletas detalhado para metade de um elemento do tubo do condensador.



Fonte: Adaptado de Gupta e Gopal (2008)

Labigalini (2013) desenvolveu um modelo numérico para analisar o escoamento do fluido refrigerante e a transferência de calor no regime permanente ao longo de condensadores *hot-wall*. Essa análise envolveu a modelagem do escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo do condensador e da transferência de calor por convecção natural e radiação entre a sua superfície externa e o meio ambiente. A fita de alumínio e a transferência de calor com o compartimento refrigerado não foram considerados. Três modelagens para a transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo foram propostas: uma considerando o contato direto entre fluido refrigerante e a parede aquecida, ou seja, a resistência térmica da parede do tubo foi desprezada; outra utilizando a modelagem de aleta com extremidade adiabática em contato com o tubo, proposta por Bansal e Chin (2002) e, por fim, foi apresentada uma modelagem de condução bidimensional para a parede aquecida. As equações do escoamento do refrigerante ao longo do tubo - conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia - foram resolvidas por integração numérica e a equação da energia na parede aquecida foi resolvida segundo o método de Volumes Finitos. O sistema de equações algébricas resultante foi resolvido por substituições sucessivas. Os resultados obtidos por Labigalini (2013) e os desvios máximos em relação aos dados experimentais de Bansal e Chin (2002), respectivamente são de, de 3,2%, -4,9% e 3,4% para os modelos de contato direto, aleta com extremidade adiabática e de placa bidimensional.

Colombo *et al.* (2016) realizaram um estudo experimental e numérico em condensadores de parede-aquecida e consideraram, além da transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo, a transferência de calor entre o condensador e os compartimentos de um refrigerador de duas portas, com compartimento refrigerado e congelador. Colombo *et al.* (2016) realizaram testes experimentais com o refrigerador em ambiente com temperatura e umidade controladas e, usando inspeção termográfica, mapearam toda a superfície da parede aquecida. Os resultados mostraram que cerca de 68 % do calor total é trocado entre o condensador e o ambiente externo e 32 % é trocado entre o condensador e os compartimentos refrigerados. Além disso, os autores observaram que os tubos não devem ser localizados nas paredes do congelador, em razão do gradiente de temperatura elevado entre o tubo do condensador e as paredes do congelador.

Lima (2017) desenvolveu um modelo computacional para analisar o desempenho de condensadores de parede-aquecida utilizados em refrigeradores domésticos incluindo a transferência de calor ao longo da fita de alumínio e através do isolamento térmico para o interior do compartimento refrigerado. O escoamento no interior do tubo foi considerado unidimensional e dividido em três regiões: monofásica de vapor superaquecido, bifásica

líquido-vapor e monofásica de líquido sub-resfriado. O escoamento bifásico foi analisado segundo o modelo homogêneo e a queda de pressão ao longo do tubo foi considerada. A fita de alumínio e a parede aquecida foram consideradas como aletas com extremidades adiabáticas.

As capacidades do condensador calculadas segundo o modelo de Lima (2017) permanecem na faixa de +3% a -9% em relação aos dados experimentais de Bansal e Chin (2002).

Espindola *et al.* (2019) realizaram um estudo experimental envolvendo 8 refrigeradores com diferentes configurações de condensadores *hot-wall*. Além disso, um modelo numérico foi desenvolvido para avaliar estes condensadores, semelhante ao desenvolvido por Colombo *et al.* (2017). Nesse trabalho foram realizados vários testes de sensibilidade e observou-se que a condutividade térmica da fita adesiva e a resistência de contato entre o tubo com o revestimento externo exercem forte influência sobre a taxa de transferência de calor no condensador. O modelo de Espindola *et al.* (2019) foi capaz de prever a taxa de transferência de calor no condensador com erros inferiores a $\pm 10\%$ para todos os casos.

Na Tabela 1 apresenta-se um resumo dos trabalhos encontrados na literatura com suas principais informações: se o trabalho foi experimental e/ou numérico, se a fita de alumínio foi considerada, se a transferência de calor para o compartimento refrigerado foi considerada e o tipo de modelo usado para analisar a fita de alumínio e a parede aquecida.

Nota-se na Tabela 1 que na maioria dos trabalhos encontrados na literatura, a fita adesiva e a parede aquecida são modeladas como aletas independentes sujeitas a transferência de calor com dois ambientes diferentes e com ambas extremidades adiabáticas.

Apenas no trabalho de Labigalini (2013) a parede aquecida foi modelada como uma placa bidimensional e o problema de condução de calor bidimensional foi resolvido numericamente ao longo dessa placa. Entretanto, Labigalini (2013) considerou o tubo do condensador uniformemente distribuído sob a parede aquecida, distante daquela usada no refrigerador real. Além disso, a fita adesiva e a transferência de calor para o interior do refrigerador não foram consideradas no modelo de Labigalini (2013).

Dessa forma, diferentemente dos modelos encontrados na literatura, apresenta-se neste trabalho um modelo distribuído para a solução das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação de energia do fluido refrigerante ao longo do tubo de condensadores de parede-aquecida. Além disso, inclui-se no modelo a solução da equação da condução ao longo da fita de alumínio, considerando as trocas de calor com o tubo do

condensador, com o compartimento refrigerado e com a placa de revestimento externo do refrigerador, parede aquecida. A equação de condução ao longo da parede aquecida também é resolvida, considerando as trocas de calor na área de contato com o tubo do condensador, com a fita de alumínio, com o compartimento refrigerado e com o ambiente externo.

Tabela 1 – Resumo dos trabalhos encontrados na literatura sobre condensadores de parede-aquecida.

Autor	Experimental	Numérico	Fita adesiva	Compartimento Refrigerado	Modelo fita/parede-aquecida
Rebora e Tagliafico (1997)	sim	sim	não	não	não
Bansal e Chin (2002)	sim	sim	não	não	não
Gupta e Gopal (2008)	não	sim	sim	não	não
Labigalini (2013)	não	sim	não	não	não
Colombo <i>et al.</i> (2016)	sim	sim	sim	sim	não
Lima (2017)	não	sim	sim	sim	não
Espindola <i>et al.</i> (2020)	sim	sim	sim	sim	não

Fonte: Próprio Autor.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo do trabalho é analisar o desempenho de condensadores do tipo parede-aquecida usados em refrigeradores domésticos, procurando reproduzir melhor os resultados experimentais a partir de uma abordagem mais realista do problema.

Os objetivos específicos são:

- (i) Elaborar um modelo numérico para simular o escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo do condensador e a transferência de calor entre a placa do

revestimento externo do refrigerador, parede aquecida, o ambiente externo e o ambiente refrigerado.

- (ii) Incluir a transferência de calor entre a fita adesiva de alumínio, com a parede do tubo, com a parede aquecida e, através do isolamento térmico, com o interior do refrigerador.

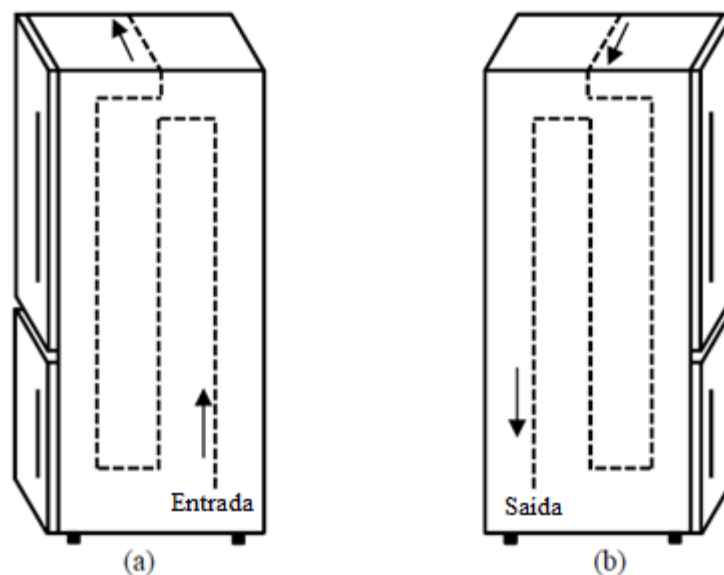
2 MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo apresenta-se o modelo proposto para análise do escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e da transferência de calor entre o condensador, o ambiente externo e os compartimentos refrigerados. Além disso, são apresentadas as equações constitutivas para o cálculo dos termos de queda de pressão e dos coeficientes de transferência de calor.

2.1 INTRODUÇÃO

Neste trabalho, o objetivo é modelar o escoamento do fluido refrigerante e a transferência de calor ao longo de condensadores tipo parede-aquecida, que possuem a configuração mostrada esquematicamente nas Figuras 12(a) e (b). O escoamento do fluido refrigerante é dividido em três regiões: região monofásica de vapor superaquecido, região bifásica de líquido-vapor e região monofásica de líquido sub-resfriado. Considera-se o atrito e a aceleração do fluido refrigerante no interior dos tubos.

Figura 12 – Configuração do condensador de parede-aquecida a ser analisado: (a) parede esquerda do refrigerador; (b) parede direita do refrigerador.

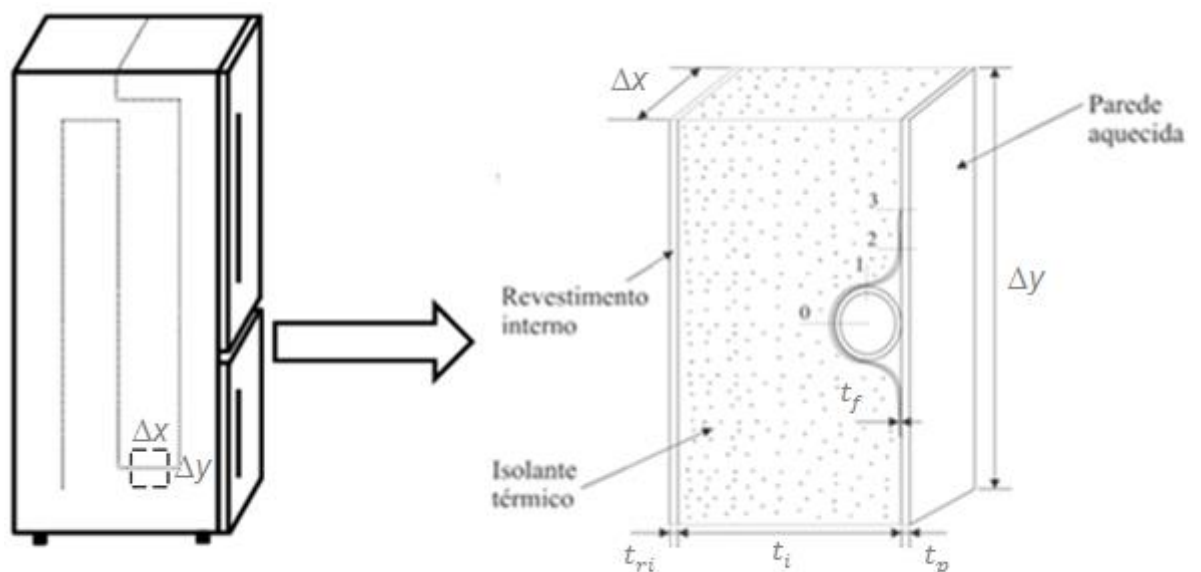


Fonte: Colombo *et al.* (2016).

No modelo, inclui-se também a transferência de calor ao longo da fita de alumínio, usada para fixação do tubo na parede aquecida, e a transferência de calor através do isolante térmico para o interior dos compartimentos refrigerados (congelador e refrigerador).

A parede do refrigerador, ao longo do comprimento do condensador, é dividida em elementos (Figura 13) de altura Δy , comprimento Δx e espessura $(t_{ri} + t_i + t_p)$, sendo t_{ri} , t_i e t_p , respectivamente, as espessuras do revestimento interno, do isolante térmico e da placa de revestimento externo do refrigerador, ou seja, a parede aquecida.

Figura 13 – Esquema da unidade elementar adotada no modelo.



Fonte: Adaptado de Lima (2017).

Nota-se na Figura 13 que a fita de alumínio possui espessura t_f e é dividida em três trechos: contato com a parede do tubo, trecho 0-1; contato com a cavidade, trecho 1-2, e contato com a parede aquecida, trecho 2-3.

Além das considerações anteriores, as hipóteses utilizadas no modelo são:

- a) O escoamento e a transferência de calor do fluido refrigerante são considerados unidimensionais no regime permanente e o equilíbrio mecânico é assumido, ou seja, a pressão é uniforme em qualquer seção transversal do tubo e os efeitos de tensão superficial são desconsiderados;
- b) O fluido refrigerante é considerado como fluido Newtoniano e livre de óleo;
- c) São desprezadas: a difusão de calor axial no fluido, a dissipação viscosa de energia e a pulsação do escoamento, característica de refrigeradores que operam como máquinas de deslocamento positivo;

- d) Consideram-se constantes a temperatura ambiente e as temperaturas dos compartimentos internos;
- e) A transferência de calor na parede aquecida é considerada bidimensional, ao longo de sua altura e largura, e de forma global através da sua espessura;
- f) As propriedades termofísicas do material da parede do tubo, da fita de alumínio, do isolante térmico e das paredes internas e externas do refrigerador são consideradas constantes;
- g) Ao longo do condensador, o escoamento bifásico é analisado segundo o modelo homogêneo, ou seja, o escoamento é tratado como um pseudo escoamento monofásico, cujas propriedades são obtidas com base no título da mistura líquido-vapor e das propriedades de cada fase. Portanto, ambas as fases terão as mesmas velocidades, pressões e temperaturas em qualquer seção transversal ao longo do tubo.

2.2 EQUAÇÕES DO FLUIDO REFRIGERANTE

As equações do escoamento e da transferência de calor do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador são obtidas a partir dos princípios de conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia, aplicados a um volume de controle unidimensional.

2.2.1 Equação da conservação da massa

Por meio de um balanço de conservação de massa do refrigerante em um volume de controle ao longo do tubo do condensador, Figura 14, obtém-se

$$\frac{d(\rho u)}{dz} = 0 \quad (1)$$

na qual z é a coordenada ao longo do tubo, u é velocidade média do escoamento do refrigerante na seção transversal do tubo, $\rho = [(1 - \alpha)\rho_l + \alpha\rho_v]$ é a massa específica da mistura líquido-vapor, α é a fração de vazio e os índices l e v indicam, respectivamente, as fases líquida e vapor. Fazendo $\alpha = 1$ e $\alpha = 0$, obtemos a equação da conservação da massa

para as regiões monofásicas, respectivamente, de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado.

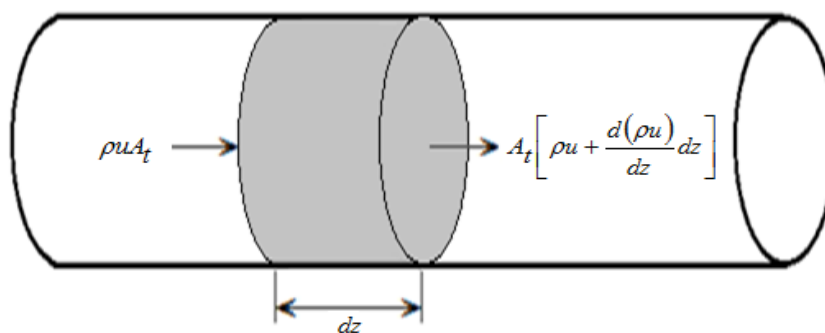
A fração de vazio, α , é dada por:

$$\alpha = \left\{ 1 + \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (2)$$

na qual x é o título termodinâmico (razão entre a massa de vapor e a massa total).

A Equação (1) é utilizada para calcular a velocidade média do refrigerante ao longo do tubo, u .

Figura 14 – Balanço de massa em um volume de controle.



Fonte: Próprio Autor.

2.2.2 Equação da quantidade de movimento linear

Por meio de um balanço de quantidade de movimento linear do refrigerante em um volume de controle ao longo do tubo do condensador (Figura 15) obtém-se

$$\frac{d(\rho u^2)}{dz} = - \frac{dp}{dz} - F_f''' - F_g''' \quad (3)$$

na qual p é a pressão absoluta do escoamento no interior do tubo, F_f''' é a força por unidade de volume em razão do atrito entre o refrigerante e a parede do tubo e F_g''' é a força por unidade de volume em razão da ação do campo gravitacional, dada por:

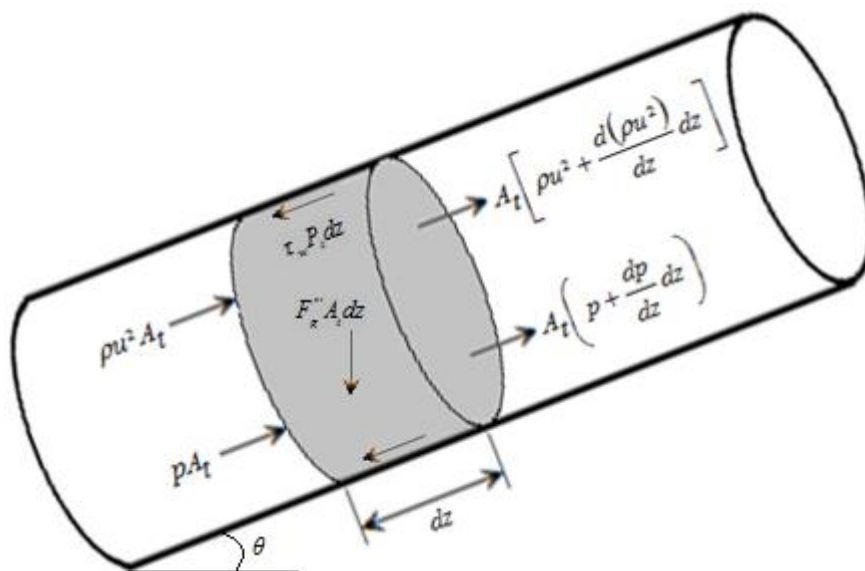
$$F_g''' = g[\alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l]sen(\theta_{tubo}) \tag{4}$$

na qual g é aceleração gravitacional e θ_{tubo} é o ângulo que o tubo forma com a horizontal. Para escoamento vertical para cima, $\theta_{tubo} = 90^\circ$ e para escoamento vertical para baixo, $\theta_{tubo} = 270^\circ$.

Na Equação (3), a força de atrito por unidade de volume, $F_f''' = \tau_w P_i / A_t$, representa a parcela de queda total de pressão causada apenas pelos efeitos viscosos entre o refrigerante e a parede do tubo. Frequentemente, esse termo é representado por $F_f''' = (dp/dz)_f$.

A Equação (3) é utilizada para calcular a pressão do refrigerante ao longo do tubo.

Figura 15 – Balanço de quantidade de movimento em um volume de controle.



Fonte: Próprio Autor.

2.2.3 Equação da conservação da energia

Por meio de um balanço de energia do refrigerante em um volume de controle ao longo do tubo do condensador (Figura 16) obtém-se

$$\frac{d(\rho u i_o)}{dz} = -dq_i \tag{5}$$

na qual $i_o = (i + u^2/2)$ é a entalpia de estagnação específica do fluido refrigerante, $i = [(1-x)i_l + xi_v]$ é a entalpia específica do fluido refrigerante, dq_i é a taxa de transferência de calor por unidade de volume entre o refrigerante e a fita de alumínio, a parede aquecida e ar no interior da cavidade (Figura 6) dada por:

$$dq_i = \frac{1}{A_t} [U_1 P_{fl} (T_r - T_{fl}) + U_4 P_{pa} (T_r - T_p) + U_5 P_{ca} (T_r - T_{ca})] \quad (6)$$

na qual P_{fl} , P_{pa} e P_{ca} são os comprimentos dos setores circulares da parede do tubo em contato, respectivamente, com a fita de alumínio, com a parede aquecida e com a cavidade; T_r , T_p e T_{fl} são, respectivamente, a temperatura do refrigerante, a temperatura da parede aquecida e a temperatura média da fita de alumínio ao longo do trecho 0-1 (Figura 17) e T_{ca} é a temperatura do ar no interior da cavidade, calculada a partir do balanço de energia na cavidade, $q_7 = q_5 + q_6$ (Figura 6), dada por:

$$T_{ca} = \frac{U_5 P_{ca} T_r + h_{ca} (P_{ca} T_p + P_{f2} T_{f2})}{U_5 P_{ca} + h_{ca} (P_{cap} + P_{f2})} \quad (7)$$

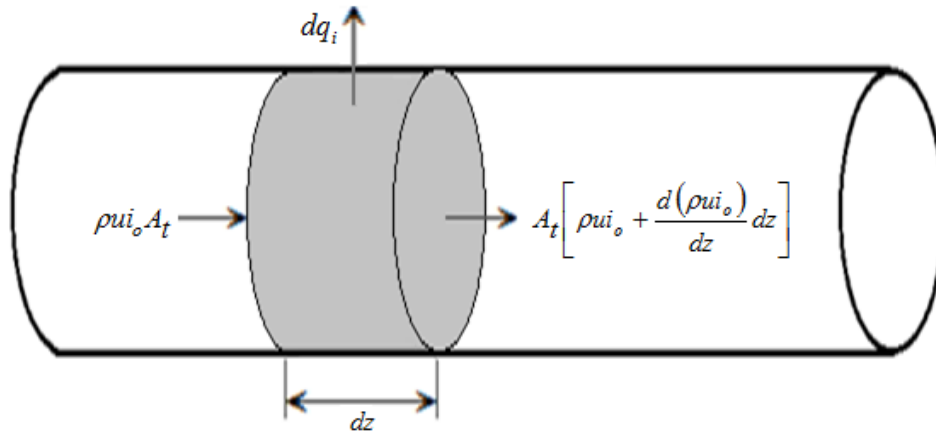
na qual P_{cap} é o perímetro da parede aquecida em contato com a cavidade, T_{f2} é a temperatura média da fita de alumínio ao longo do trecho 1-2 (Figura 17) h_{ca} é o coeficiente de transferência de calor no interior da cavidade e P_{f2} é o comprimento do trecho 1-2 da fita de alumínio (Figura 6).

Na grande maioria dos volumes, a taxa de transferência de calor por unidade de volume é dada entre o refrigerante e a fita de alumínio, o ar no interior da cavidade. Em uma parcela pequenas dos trechos (na curvatura da tubulação) a transferência de calor por unidade de volume ocorre entre o refrigerante, os compartimentos internos e a parede aquecida. Esta transferência de calor entre o refrigerante e o compartimento ocorre pois nos trechos onde há curvas na tubulação não há a presença de fita, então o tubo fica em contato direto com o isolante térmico. Neste caso, a equação para esta taxa de transferência de calor por unidade de volume é dada por

$$dq_i = \frac{1}{A_t} [U_{ii} P_{ii} (T_r - T_g) + U_4 P_{pa} (T_r - T_p)] \quad (8)$$

na qual P_{ii} é o comprimento do setor circular da parede do tubo em contato, com o isolante e T_g é a temperatura do compartimento refrigerado, gabinete ou congelador, dependendo da posição da parede em que o tubo está situado.

Figura 16 – Balanço de entalpia de estagnação em um volume de controle.



Fonte: Próprio Autor.

Nas Equações (6), (7) e (8) U_1 , U_4 , U_5 e U_{ip} são, respectivamente, os coeficientes globais de transferência de calor entre o refrigerante e a fita de alumínio, entre o refrigerante e a parede aquecida, entre o refrigerante e a cavidade e entre o refrigerante e o compartimento interno, dados por:

$$U_1 = \left(\frac{1}{h_r} + \frac{t_t}{k_t} \right)^{-1} \quad (9)$$

$$U_4 = \left(\frac{1}{h_r} + \frac{t_t}{k_t} + R_{t,p}'' \right)^{-1} \quad (10)$$

$$U_5 = \left(\frac{1}{h_r} + \frac{t_t}{k_t} + \frac{1}{h_{ca}} \right)^{-1} \quad (11)$$

$$U_{ii} = \left(\frac{1}{h_r} + \frac{t_t}{k_t} + \frac{t_i}{k_i} + \frac{t_{ri}}{k_{ri}} \right)^{-1} \quad (12)$$

nas quais h_r é o coeficiente de transferência de calor por convecção no refrigerante, t_t , k_t , t_{is} , k_{is} , t_{ri} e k_{ri} são, respectivamente, a espessura e a condutividade térmica da parede do tubo do condensador, a espessura e a condutividade térmica do isolante, a espessura e a condutividade térmica do revestimento interno e $R''_{t,p}$ é a resistência térmica de contato entre o tubo e a parede aquecida.

A Equação (5) é utilizada para o cálculo da entalpia de estagnação, i_o , do refrigerante ao longo do condensador em cada instante de tempo. Observa-se que a entalpia de estagnação, de um modo geral, representa a quantidade total de energia transportada pelo refrigerante, pois envolve os termos de energia interna, energia cinética e trabalho de fluxo.

2.3 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA NA FITA DE ALUMÍNIO

Realizando um balanço de energia em um volume de controle ao longo do trecho 0-1 da fita de alumínio (Figura 17) obtém-se:

$$\frac{d^2 T_{f1}}{dx^2} + \frac{U_1 (T_r - T_{f1})}{k_f t_f} - \frac{U_2 (T_{f1} - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (13)$$

na qual x é a coordenada ao longo da fita, k_f e t_f são, respectivamente, a condutividade térmica e a espessura da fita de alumínio e T_g é a temperatura do compartimento refrigerado.

Figura 17 – Balanço de energia no trecho 0-1 da fita de alumínio.



Fonte: Adaptado de Lima (2017)

O coeficiente global de transferência de calor U_2 , entre a fita e os compartimentos refrigerados é dado por:

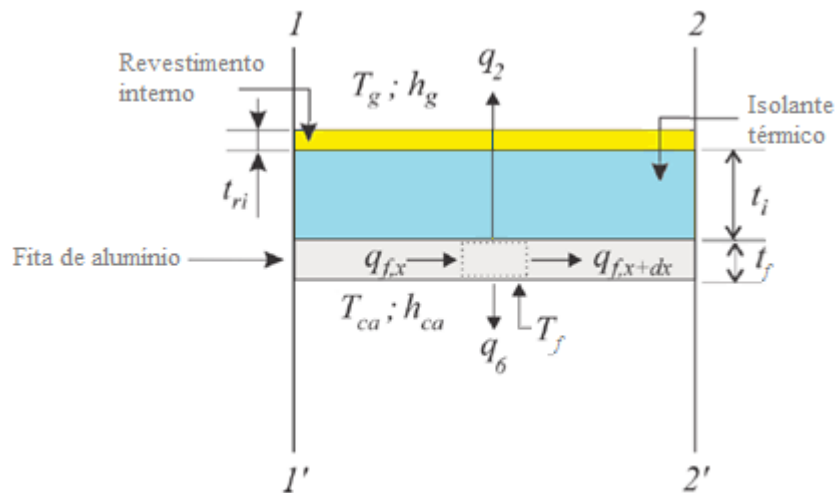
$$U_2 = \left(\frac{1}{h_g} + \frac{t_{is}}{k_{is}} + \frac{t_{ri}}{k_{ri}} \right)^{-1} \quad (14)$$

na qual h_g é o coeficiente de transferência de calor no compartimento refrigerado.

A Equação (13) é utilizada para o cálculo da temperatura ao longo do trecho 0-1 da fita de alumínio. Salienta-se que a Equação (13) é válida para o trecho em que a fita está em contato com a parede do tubo, trecho 0-1, mostrado na Figura 17.

As Figuras 18 e 19 apresentam esquematicamente um balanço de energia em um volume de controle, respectivamente, para trecho 1-2 e 2-3.

Figura 18 – Balanço de energia no trecho 1-2 da fita de alumínio.



Fonte: Adaptado de Lima (2017).

Realizando um balanço de conservação de energia em um volume de controle ao longo da fita de alumínio em contato com a cavidade, Figura 18, obtém-se

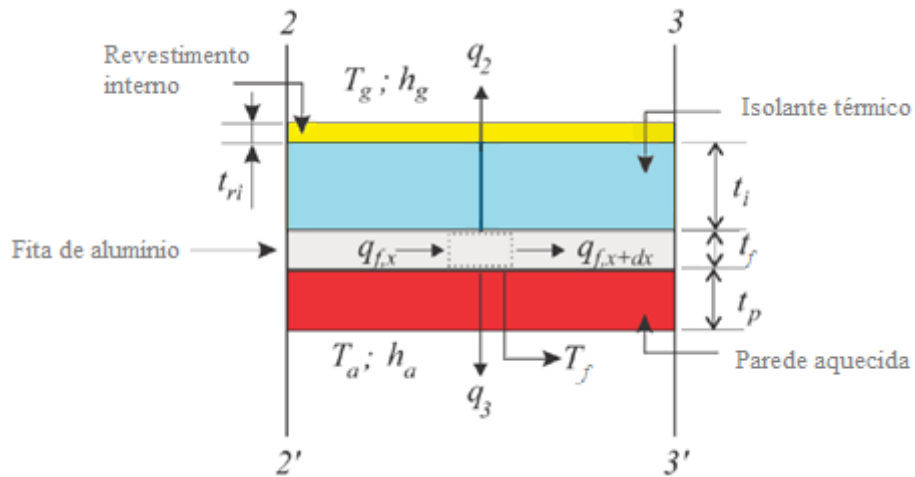
$$\frac{d^2 T_{f2}}{dx^2} - \frac{h_{ca}(T_{f2} - T_{ca})}{k_f t_f} - \frac{U_2(T_{f2} - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (15)$$

A Equação (15) é utilizada para o cálculo da temperatura ao longo do trecho 1-2 da fita de alumínio.

Realizando um balanço de conservação de energia em um volume de controle ao longo da fita de alumínio em contato com a parede aquecida, o revestimento externo, Figura 19, obtém-se

$$\frac{d^2 T_{f3}}{dx^2} - \frac{\frac{k_c}{l_c} (T_{f3} - T_p)}{k_f t_f} - \frac{U_2 (T_{f3} - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (16)$$

Figura 19 – Balanço de energia no trecho 2-3 da fita de alumínio.



Fonte: Adaptado de Lima (2017).

A Equação (16) é utilizada para o cálculo da temperatura ao longo do trecho 2-3 da fita de alumínio.

2.4 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA NA PAREDE AQUECIDA

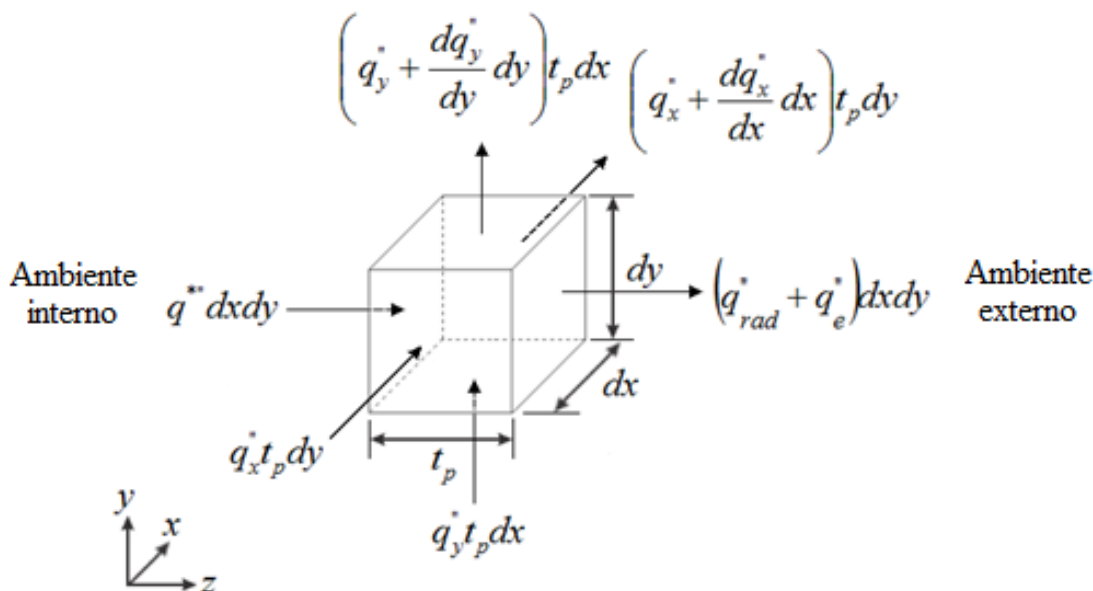
Realizando um balanço de energia em um volume de controle na parede aquecida (Figura 20) obtém-se:

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{U^* (T^* - T_p)}{k_p t_p} - \frac{(T_p - T_a)(h_{rad} + h_e)}{k_p t_p} = 0 \quad (17)$$

na qual T_p é a temperatura da parede aquecida, x e y são coordenadas, respectivamente, nas direções horizontal e vertical da parede aquecida, k_p e t_p são, respectivamente, a condutividade térmica e a espessura da parede aquecida, T_a é a temperatura do ambiente externo, h_e e h_{rad} são, respectivamente, os coeficientes de transferência de calor por convecção e por radiação entre a superfície externa da parede aquecida e o ambiente externo. As variáveis T^* e U^* dependem da posição ao longo da parede, ou seja, $T^* = T_r$ e $U^* = U_4$ se o volume em análise estiver em contato com o tubo, $T^* = T_{ca}$ e $U^* = U_{ca}$ se o volume em questão estiver em contato com a cavidade e $T^* = T_g$ e $U^* = U_2$ se o volume estiver em contato com o isolante.

A Equação (17) é utilizada para o cálculo da temperatura ao longo da parede aquecida. Observa-se que a Equação (17) é válida para todas as regiões da parede aquecida, isto é, regiões da parede em contato com o tubo, com a cavidade, com a fita e com o isolante térmico, bastando apenas alterar os termos T^* e U^* .

Figura 20– Balanço de energia em um volume de controle da parede aquecida.



Fonte: Próprio Autor.

2.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para analisar o escoamento do fluido refrigerante ao longo do condensador é necessário obter a solução das equações do escoamento na região de vapor superaquecido, na região

bifásica e na região de líquido comprimido.

A massa específica e a temperatura do refrigerante são calculadas usando-se valores de pressão e de entalpia específica do fluido refrigerante, calculados, respectivamente, pelas Equações (3) e (5), na forma:

$$\rho_r = \rho_r(p, i) \quad (18)$$

$$T_r = T_r(p, i) \quad (19)$$

As relações dadas pelas Equações (16) e (17) e as demais propriedades termofísicas do refrigerante são calculadas por meio do módulo de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLIDEN, 2007).

As equações governantes do escoamento ao longo do condensador, Equações (1), (3) e (5), são equações diferenciais parciais de primeira ordem e, portanto, para serem resolvidas necessitam de apenas uma condição de contorno. Na entrada do condensador são conhecidos o fluxo de massa, a pressão e a temperatura do refrigerante, estado 1 da Figura 7. Com a temperatura e a pressão do refrigerante no estado 1, determinam-se as demais propriedades termodinâmicas nesse ponto. Dessa forma, as condições de contorno na entrada do tubo do condensador são:

$$z = z_1 = 0 = \begin{cases} G = G_1 & p = p_1 & T_r = T_1 \\ \rho = \rho(p_1, T_1) & i = i(p_1, T_1) \end{cases} \quad (20)$$

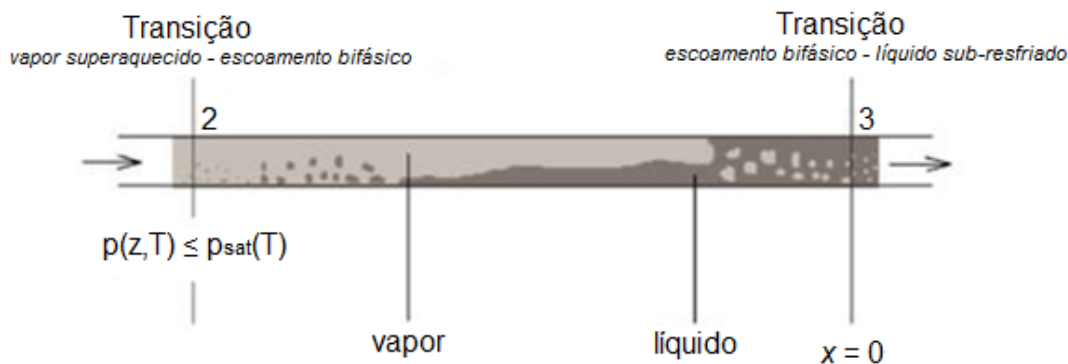
Além dessas condições, para a solução das equações do escoamento, o início da região bifásica, estado 2 mostrado na Figura 7, e da região de líquido sub-resfriado, estado 3 mostrado na Figura 7, devem ser estabelecidos.

A Figura 21 apresenta esquematicamente os pontos 2 e 3 onde se localizam, respectivamente, o início e término da região bifásica, bem como as respectivas condições que determinam esses locais. O início da região bifásica, ponto 2 mostrado na Figura 21, é identificado, comparando-se a pressão calculada com a pressão de saturação relativa à temperatura do refrigerante.

Considera-se como início da região bifásica o local ao longo do tubo no qual a pressão do escoamento torna-se menor ou igual à pressão de saturação, para a temperatura local do escoamento. O final da região bifásica, ponto 3 da Figura 21, é identificado pelo título da

mistura, isto é, o início da região de escoamento de líquido sub-resfriado correspondente ao local ao longo do tubo onde $x = 0$ e as propriedades termodinâmicas nesse local são aquelas relativas ao estado de líquido saturado.

Figura 21 – Condições de início e fim da região de saturação.



Fonte: Labigalini (2013)

Considera-se como início da região bifásica o local ao longo do tubo no qual a pressão do escoamento torna-se menor ou igual à pressão de saturação, para a temperatura local do escoamento. O final da região bifásica, ponto 3 da Figura 21, é identificado pelo título da mistura, isto é, o início da região de escoamento de líquido sub-resfriado correspondente ao local ao longo do tubo onde $x = 0$ e as propriedades termodinâmicas nesse local são aquelas relativas ao estado de líquido saturado.

Para obter a distribuição de temperatura ao longo da fita de alumínio, as Equações (13), (15) e (16) devem ser resolvidas, respectivamente, nos trechos 0-1, 1-2 e 2-3. Para isso, as condições de contorno adotadas nas posições 0, 1, 2 e 3 (Figura 22) são, respectivamente:

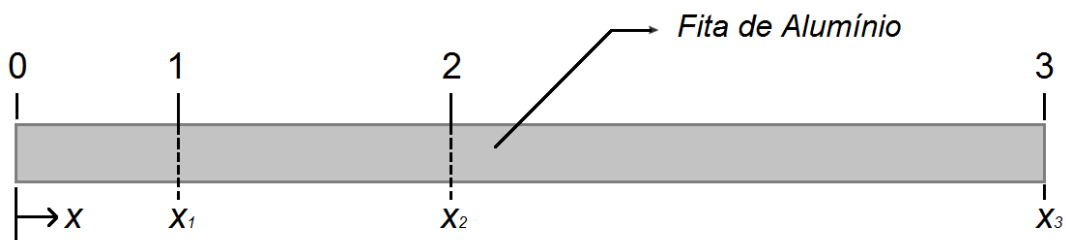
$$x = 0, \quad \frac{\partial T_{f1}(0, t)}{\partial x} = 0 \tag{21}$$

$$x = x_1, \quad x = x_1, \quad \frac{\partial T_{f1}(x_1, t)}{\partial x} = \frac{\partial T_{f2}(x_1, t)}{\partial x} \tag{22}$$

$$x = x_2, \quad x = x_1, \quad \frac{\partial T_{f2}(x_2, t)}{\partial x} = \frac{\partial T_{f3}(x_2, t)}{\partial x} \tag{23}$$

$$x = x_3, \quad \frac{\partial T_{f3}(x_3, t)}{\partial x} = 0 \tag{24}$$

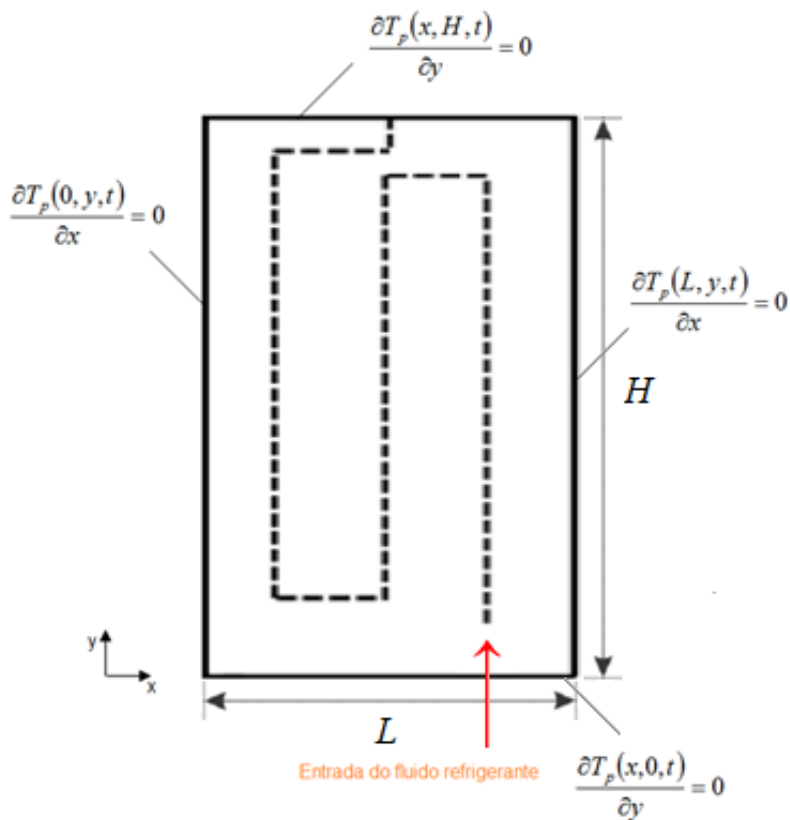
Figura 22 – Posições ao longo da fita de alumínio.



Fonte: Próprio autor.

Para resolver a Equação (17) e obter o campo de temperatura nas paredes aquecidas, $T_p(x,y)$, todas as suas fronteiras são consideradas adiabáticas, como mostrado na Figura 23.

Figura 23 – Condições de contorno adotadas nas paredes aquecidas.



Fonte: Próprio autor.

2.6 EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

Neste item, são apresentadas as equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito e dos coeficientes de transferência de calor por convecção ao longo das regiões do escoamento monofásico e bifásico e também para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção entre a parede aquecida e o ambiente externo.

2.6.1 Correlação de fator de atrito monofásico

Nas regiões de escoamento de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado, a força de atrito por unidade de volume, F_z''' , da Equação (3) é calculada por:

$$F_z''' = \left(\frac{dp}{dz} \right)_f = \frac{f \rho u^2}{2d_i} \quad (25)$$

na qual f é o fator de atrito de Darcy, que neste trabalho foi calculado utilizando-se a correlação de Pethukov (1970).

A correlação de Pethukov (1970), do ponto de vista algébrico é simples, é válida para as faixas $2300 < Re < 5.10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$ e é dada por

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (26)$$

2.6.2 Correlação para a queda de pressão no escoamento bifásico

Um grande número de modelos e/ou correlações para o cálculo da queda de pressão devido ao atrito em escoamentos bifásicos é encontrado na literatura. O modelo/correlação que foi utilizado neste trabalho foi o de Muller-Steinhagen e Heck por recomendações de Ould Didi, Kattan e Thome (2002). A queda de pressão dada por tal modelo é dada por:

$$\Delta P = - \left(Y(1-x)^{\frac{1}{3}} + bx^3 \right) \Delta z \quad (27)$$

na qual x é o título termodinâmico e Y é dado por:

$$Y = a + 2(b - a)x \quad (28)$$

na qual os coeficientes a e b representam, respectivamente, os gradientes de pressão para o escoamento somente de líquido e somente de vapor, obtidos por

$$a = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{lo} = \frac{f_l \dot{m}^2}{4\rho_l d_i} \quad (29)$$

$$b = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{vo} = \frac{f_v \dot{m}^2}{4\rho_v d_i} \quad (30)$$

Os fatores de atrito f_l e f_v são calculados pela Equação (26) utilizando, respectivamente, as propriedades do líquido e do vapor.

2.6.3 Correlação para o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido refrigerante e a parede do tubo nas regiões monofásicas

Nas regiões monofásicas do escoamento foi utilizada a correlação de Gnielinski (1976) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede do tubo, h_r , dada por

$$h_r = \left(\frac{k_r}{d_i} \right) \left[\frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \right] \quad (31)$$

na qual $Re = Gd_i/\mu_r$ é o número de Reynolds, k_r é a condutividade térmica do refrigerante, $Pr = (\mu_r c_{p,r}/k_r)$ é o número de Prandtl do escoamento e $c_{p,r}$ é o calor específico à pressão constante do refrigerante. A Equação (29) é válida para as faixas $3000 < Re < 5.10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$.

2.6.4 Correlação para o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido refrigerante e a parede do tubo na região bifásica

Na região bifásica, a correlação utilizada é a de Park *et al.* (2008), cujo coeficiente de transferência de calor por convecção é dado por:

$$h_{r,anu} = 0,023 \frac{k_l}{d_i} \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{(p_{sat}/p_{cr})^{0,38}} \right] \quad (32)$$

$$h_{r,estr} = 0,728 \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_j} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{-\frac{3}{4}} \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'_{lv}}{\mu_l \Delta T_{sat,tub} d_i} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (33)$$

$$h_{r,trans} = (h_{r,anu}^6 + h_{r,estr}^6)^{1/6} \quad (34)$$

na qual p_{cr} é a pressão crítica do fluido refrigerante, $h_{r,anu}$ é o coeficiente de transferência de calor se o escoamento estiver no regime anular, $h_{r,estr}$ é o coeficiente de transferência de calor se o escoamento estiver no regime estratificado, $h_{r,trans}$ é o coeficiente de transferência de calor se o escoamento estiver no regime de transição entre anular e estratificado e $\Delta T_{sat,tub}$ representa a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e parede interna do tubo. O valor de $\Delta T_{sat,tub}$ no presente modelo foi assumido igual a $0,01^\circ\text{C}$. Tal valor foi sugerido por Colombo (2016), que verificou que a variação desse parâmetro não influencia de forma significativa os resultados do modelo.

Na Equação (33) h'_{lv} é a entalpia de vaporização modificada, calculada por:

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,8c_{p,l} \Delta T_{sat,tub} \quad (35)$$

No presente trabalho, foi adotado, conforme Shah e Sekulic (2003), o regime de escoamento anular nos tubos verticais e, nos tubos horizontais, foram adotados os regimes anular ou estratificado, dependendo de alguns parâmetros, abordados em seguida.

Segundo o critério de Nellis e Klein (2008), o regime de escoamento é definido pelo fluxo de massa e pelo número de Froude modificado. Para valores de fluxo de massa maiores do que $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, assume-se um escoamento em regime anular. Para valores menores do que $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o escoamento pode ser anular, estratificado ou ser considerado de transição. Se o número de Froude modificado for maior do que 20, o escoamento é anular. Se for menor do

que 6 é estratificado. Para valores entre 6 e 20, o regime de escoamento é considerado de transição. O número de Froude é dado por:

$$Fr_{\text{mod}} = \frac{0,025 \text{Re}_l^{1,59}}{Ga^{0,5}} \left(\frac{1 + 1,09 \chi_{tt}^{0,039}}{\chi_{tt}} \right)^{1,5} \quad (36)$$

$$Fr_{\text{mod}} = \frac{1,26 \text{Re}_l^{1,04}}{Ga^{0,5}} \left(\frac{1 + 1,09 \chi_{tt}^{0,039}}{\chi_{tt}} \right)^{1,5} \quad (37)$$

na qual χ_{tt} é o parâmetro de Martinelli e Ga é o número de Galileu e são dados, respectivamente, por:

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (38)$$

$$Ga = \frac{g \rho_{l,sat} (\rho_{l,sat} - \rho_{v,sat}) d_i^3}{\mu_{l,sat}^2} \quad (39)$$

2.6.5 Correlação para o coeficiente de transferência de calor entre as paredes aquecidas e o ar ambiente

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a parede aquecida e o ambiente externo, h_{rad} , é dado por:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \sigma (T_m^4 - T_a^4)}{(T_m - T_a)} \quad (40)$$

na qual ε é a emissividade da superfície, $\sigma=5,67 \times 10^8 \text{ W/m}^2\text{K}^4$, é a constante de Stefan-Boltzmann e T_m é a temperatura de película, definida pela média entre a temperatura da parede aquecida e a temperatura ambiente. No presente modelo, a emissividade utilizada foi a mesma utilizada por Colombo *et al.* (2016), $\varepsilon=0,97$.

O coeficiente externo de transferência de calor por convecção natural entre a parede aquecida e o ar ambiente é calculado pelas correlações de Rohsenow *et al.* (1998), as quais

forneem o valor médio de Nu para placas verticais e horizontais nos escoamentos laminar e turbulento. O número de Nusselt para placas verticais, Nu_{ver} , é dado por:

$$Nu_{ver} = \left(Nu_{ver,lam}^6 + Nu_{ver,turb}^6 \right)^{1/6} \quad (41)$$

O número de Nusselt laminar é dado por:

$$Nu_{ver,lam} = \frac{2}{\ln \left(1 + \frac{2}{C_{lam} Ra^{0,25}} \right)} \quad (42)$$

na qual:

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{4/9}} \quad (43)$$

O número de Nusselt turbulento é dado por:

$$Nu_{ver,turb} = \frac{C_{ver,turb} Ra^{\frac{1}{3}}}{1 + 1,4 \cdot 10^9 \frac{Pr}{Ra}} \quad (44)$$

na qual:

$$C_{ver,turb} = \frac{0,13 Pr^{0,22}}{\left(1 + 0,61 Pr^{0,81} \right)^{0,42}} \quad (45)$$

O número de Nusselt para placas horizontais, Nu_{hor} , é dado por:

$$Nu_{hor} = \left(Nu_{hor,lam}^{10} + Nu_{hor,turb}^{10} \right)^{1/10} \quad (46)$$

O número de Nusselt laminar é dado por:

$$Nu_{hor,lam} = \frac{1,4}{\ln\left(1 + \frac{1,4}{0,835C_{lam}Ra^{0,25}}\right)} \quad (47)$$

na qual C_{lam} é dado pela Equação (43).

O número de Nusselt turbulento é dado por:

$$Nu_{hor,turb} = C_{hor,turb}Ra^{1/3} \quad (48)$$

na qual:

$$C_{hor,turb} = 0,14 \frac{1 + 0,0107 Pr}{1 + 0,01 Pr} \quad (49)$$

na qual $Pr = (\mu_a c_a / k_a)$ é o número de Prandtl e k_a e c_a são respectivamente, a condutividade térmica e o calor específico do ar e Ra é o número de Rayleigh, calculado com base na altura da parede aquecida, H , é dado por:

$$Ra_H = \frac{g\beta_a(T_p - T_a)H^3}{\nu_a\alpha_a} \quad (50)$$

na qual g é a aceleração gravitacional, β_a é o coeficiente de expansão térmica do ar, ν_a é a viscosidade cinemática do ar e $\alpha_a = (k_a / \rho_a c_a)$ é a difusividade térmica do ar.

Para placa horizontal, o comprimento característico H utilizado na Equação (50) é a razão entre a área e o perímetro da placa.

O coeficiente de transferência de calor, h_e , é obtido por:

$$h_e = \frac{Nu k_a}{H} \quad (51)$$

2.6.6 Correlação para o cálculo da fração de vazio

A parcela de perda de pressão em função da ação do campo gravitacional é proporcionada pelas variações de pressão causadas por diferenças de altura. Para o escoamento monofásico, este parâmetro é calculado por:

$$F_g''' = \rho g \text{sen}(\theta_{tub}) \Delta z \quad (52)$$

No escoamento bifásico o F_g''' é dado por:

$$F_g''' = [\alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l] g \text{sen}(\theta_{tub}) \Delta z \quad (53)$$

A fração de vazio é calculada segundo a correlação (OULD DIDI, KATTAN HOME, 2002):

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0,12(1 - x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1 - x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1 - x) [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G^2 \rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (54)$$

na qual σ é tensão superficial e $G = \rho u$ é o fluxo de massa.

É importante salientar que a correlação para a fração de vazio, Equação (54), foi usada no modelo e forneceu os mesmos resultados da Equação (2).

2.7 RESUMO DO MODELO PROPOSTO

As equações do modelo obtidas nos itens anteriores, tanto para o refrigerante, quanto para a fita de alumínio e a parede aquecida, são novamente apresentadas neste item com objetivo de resumir o modelo proposto.

2.7.1 Equações do Fluido Refrigerante

As equações de conservação da massa, de quantidade de movimento e de conservação de energia para o fluido refrigerante, respectivamente, são

$$\frac{d(\rho u)}{dz} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d(\rho u^2)}{dz} = -\frac{dp}{dz} - F_f''' - F_g''' \quad (3)$$

$$\frac{d(\rho u i_o)}{dz} = -dq_i \quad (5)$$

Dessa maneira, o modelo do escoamento e da transferência de calor ao longo do refrigerante é obtido pela solução das Equações (1), (3) e (5), utilizadas, respectivamente, para o cálculo das variáveis u , p e i_o . A massa específica e demais propriedades termofísicas são obtidas utilizando o REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLIDEN, 2007).

Além dessas equações, são necessárias equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito e coeficientes de transferência de calor, que são apresentadas no Item 2.6.

Para solução da Equação (5) é necessário obter as distribuições de temperatura da fita de alumínio e da parede aquecida, respectivamente, Equações (13) e (15).

2.7.2 Equações da Conservação de Energia na Fita de Alumínio e na Parede Aquecida

As equações de conservação de energia da fita de alumínio do trecho 1, trecho 2, trecho 3 e da conservação de energia da parede aquecida, respectivamente, são

$$\frac{d^2 T_{f1}}{dx^2} + \frac{U_1 (T_r - T_{f1})}{k_f t_f} - \frac{U_2 (T_{f1} - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{d^2 T_{f2}}{dx^2} - \frac{h_{ca} (T_{f2} - T_{ca})}{k_f t_f} - \frac{U_2 (T_{f2} - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{d^2 T_{f3}}{dx^2} - \frac{\frac{k_c}{l_c} (T_{f3} - T_p)}{k_f t_f} - \frac{U_2 (T_{f3} - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{U^*(T^* - T_p)}{k_p t_p} - \frac{(T_p - T_a)(h_{rad} + h_e)}{k_p t_p} = 0 \quad (17)$$

A distribuição de temperatura ao longo da fita de alumínio é obtida pela solução das Equações (13), (15) e (16) e é calculada em conjunto com as equações do refrigerante, Equações (1), (3) e (5). Em seguida calcula-se a distribuição de temperatura da parede aquecida, Equação (17). As equações necessitam de correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, que são apresentadas no Item 2.6.

3 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Neste capítulo apresenta-se a discretização das equações relacionadas ao escoamento do fluido refrigerante e da transferência de calor ao longo do condensador. Além disso, apresenta-se a metodologia utilizada na solução das equações do modelo.

3.1 INTRODUÇÃO

O modelo utilizado para solucionar o escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e os campos de temperatura na fita de alumínio e na parede aquecida constitui-se do sistema de Equações (1), (3), (5), (13), (15), (16) e (17), apresentadas nas Seções 2.1 a 2.4. Essas equações diferenciais parciais não são homogêneas e nem lineares. Além delas, são necessárias equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito, coeficientes de transferência de calor e fração de vazio, apresentadas nos Itens 2.6.

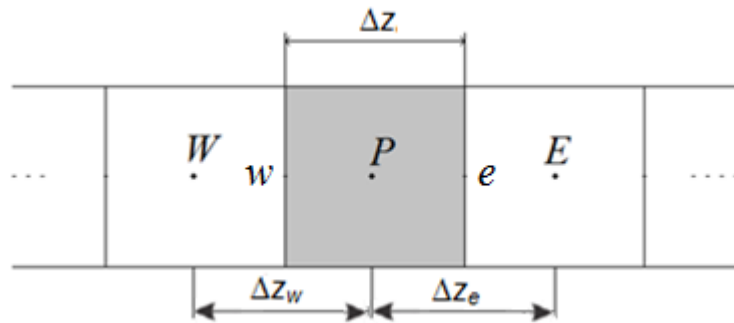
Em razão dessas complexidades, tais equações são resolvidas aqui numericamente utilizando o método de Volumes Finitos. Para isso, o tubo do condensador e a fita de alumínio são divididos em volumes de controle de comprimento Δz e as equações do modelo são integradas ao longo de cada um desses volumes, como mostrado na Figura 24. As variáveis dependentes, com exceção das velocidades, são armazenadas nos pontos centrais dos volumes de controle, denotados pelos índices W , P e E mostrados na Figura 24. As velocidades são armazenadas nas faces dos volumes de controle, denotadas pelos índices w e e mostrados na Figura 24. Uma vez que o problema é predominantemente convectivo para o caso do escoamento do refrigerante, o esquema *upwind* é usado na aproximação dos termos convectivos das equações do escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador, ou seja, $\phi_e = \phi_P$ e $\phi_w = \phi_W$ (Figura 24).

A partir da discretização das equações obtém-se um sistema de equações algébricas que é resolvido iterativamente por substituições sucessivas ponto-a-ponto ao longo do tubo do condensador no caso das equações do refrigerante, Equações (1), (3) e (5), e pelo algoritmo da Matriz Tri-diagonal, *TDMA-Tri-Diagonal Matrix Algorithm* no caso da equação da conservação de energia para a fita de alumínio, Equações (13), (15) e (16).

Para a solução da equação de conservação de energia ao longo da parede aquecida adota-se também o método de Volumes Finitos. Porém, neste caso a análise é bidimensional e a temperatura de um volume, índice P , depende das temperaturas de seus quatro vizinhos, denotados pelos índices W , E , N e S conforme ilustra a Figura 25. Com isso, a Equação (17) é

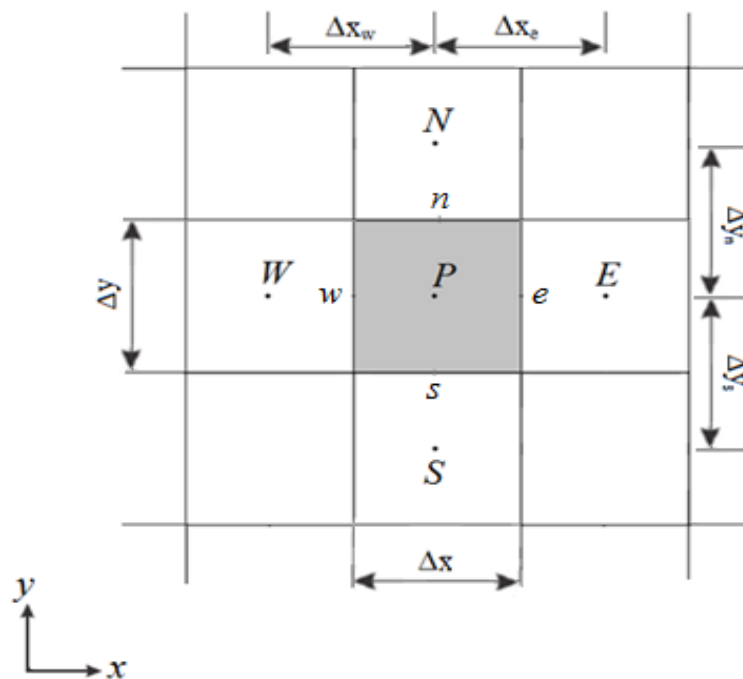
integrada nas direções x e y ao longo do volume de controle. O sistema de equações algébricas resultante também é resolvido pelo método TDMA.

Figura 24 – Volume de controle unidimensional ao longo do tubo do condensador e/ou da fita de alumínio.



Fonte: Próprio autor.

Figura 25 – Volume de controle bidimensional ao longo da parede aquecida.



Fonte: Próprio autor

Adotando as aproximações anteriores, apresenta a seguir a discretização das equações governantes.

3.2 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DO FLUIDO REFRIGERANTE

Integrando as Equações (1), (3) e (5) entre os pontos w e e do volume de controle mostrado na Figura 24, obtém-se, respectivamente, as formas discretizadas das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação de energia para o fluido refrigerante.

(a) Equação da conservação da massa

Integrando a equação da conservação de massa, Equação (1), ao longo do volume de controle mostrado na Figura 14, obtém-se:

$$\int_w^e \frac{d(\rho u)}{dz} dz = 0 \quad (55)$$

Realizando a integração da Equação (55) e usando o esquema *upwind*, obtém-se a equação discretizada para o cálculo da velocidade do refrigerante no interior do tubo do condensador, dada por

$$u_p = \frac{\rho_w u_w}{\rho_p} \quad (56)$$

(b) Equação da quantidade de movimento

Integrando a equação da conservação de movimento, Equação (3), ao longo do volume de controle mostrado na Figura 15, obtém-se:

$$\int_w^e \frac{d(\rho u^2)}{dz} dz = - \int_w^e \frac{dp}{dz} dz - \int_w^e F_z''' dz - \int_w^e F_g''' dz \quad (57)$$

Realizando a integração da Equação (57) e usando o esquema *upwind*, obtém-se a equação discretizada para o cálculo da pressão do refrigerante no interior do tubo do condensador, dada por:

$$p_p = p_w + \rho_w u_w^2 - \rho_p u_p^2 - F_z'' \Delta z - F_g'' \quad (58)$$

(c) Equação da conservação da energia

Integrando a equação da conservação de energia, Equação (5), ao longo do volume de controle mostrado na Figura 16, obtém-se:

$$\int_w^e \frac{d(\rho u i_o)}{dz} dz = - \int_w^e \frac{dq_i''}{dz} dz \quad (59)$$

Realizando a integração da Equação (59) e usando o esquema upwind, obtém-se a equação discretizada para o cálculo da entalpia de estagnação do refrigerante no interior do tubo do condensador, dada por:

$$i_{o,P} = \frac{\rho_w u_w}{\rho_p u_p} i_{o,W} - q_i'' \Delta z \quad (60)$$

3.3 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA DA FITA DE ALUMÍNIO E DA PAREDE AQUECIDA

Integrando a equação de conservação de energia da fita de alumínio referente ao trecho 0-1, Equação (13), entre os pontos w e e do volume de controle mostrado na Figura 17, obtém-se

$$\int_w^e \frac{d^2 T_{f1}}{dx^2} dx dy + \int_w^e \frac{U_1 (T_r - T_{f1})}{k_f t_f} dx dy - \int_w^e \frac{U_2 (T_{f1} - T_g)}{k_f t_f} dx dy = 0 \quad (61)$$

Realizando a integração da Equação (61) e aproximando as derivadas das temperaturas nas faces w e e do volume de controle por diferenças centrais obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da fita de alumínio ao longo do trecho 0-1, dada por:

$$a_P T_{f,P} = a_W T_{f,W} + a_E T_{f,E} + b \quad (62)$$

na qual:

$$a_P = a_W + a_E + \frac{(U_1 + U_2)}{k_f t_f} \Delta x \Delta z \quad a_W = \frac{\Delta x}{\Delta x_W} \quad a_E = \frac{\Delta x}{\Delta x_E} \quad (63)$$

$$b = \frac{(U_1 T_r + U_2 T_g)}{k_f t_f} \Delta x \Delta z \quad (64)$$

Integrando a equação de conservação de energia da fita de alumínio referente ao trecho 1-2, Equação (15), entre os pontos w e e do volume de controle mostrado na Figura 18, obtém-se

$$\int_w^e \frac{d^2 T_{f2}}{dx^2} - \int_w^e \frac{h_{ca}(T_f - T_{ca})}{k_f t_f} - \int_w^e \frac{U_2(T_f - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (65)$$

Realizando a integração da Equação (65) e aproximando as derivadas das temperaturas nas faces w e e do volume de controle por diferenças centrais obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da fita de alumínio ao longo do trecho 1-2, dada por:

$$a_p T_{f,p} = a_w T_{f,w} + a_e T_{f,e} + b \quad (66)$$

..

na qual

$$a_p = a_w + a_e + \frac{(h_{ca} + U_2)}{k_f t_f} \Delta x \Delta z \quad a_w = \frac{\Delta x}{\Delta x_w} \quad a_e = \frac{\Delta x}{\Delta x_e} \quad (67)$$

..

$$b = \frac{(h_{ca} T_{ca} + U_2 T_g)}{k_f t_f} \Delta x \Delta z \quad ..(68)$$

Integrando a equação de conservação de energia da fita de alumínio referente ao trecho 2-3, Equação (16), entre os pontos w e e do volume de controle mostrado na Figura 19, obtém-se

$$\int_w^e \frac{d^2 T_{f3}}{dx^2} - \int_w^e \frac{\frac{k_c}{l_c}(T_{f3} - T_p)}{k_f t_f} - \int_w^e \frac{U_2(T_{f3} - T_g)}{k_f t_f} = 0 \quad (69)$$

Realizando a integração da Equação (69) e aproximando as derivadas das temperaturas nas faces w e e do volume de controle por diferenças centrais obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da fita de alumínio ao longo do trecho 2-3, dada por:

$$a_p T_{f,p} = a_w T_{f,w} + a_e T_{f,e} + b \tag{70}$$

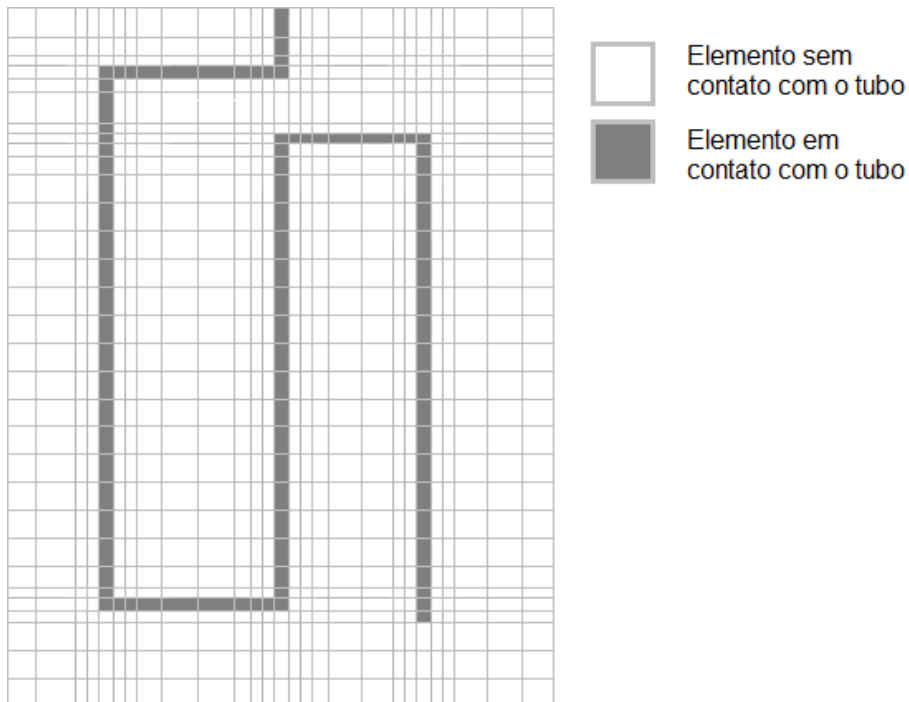
na qual

$$a_p = a_w + a_e + \frac{\left(\frac{k_c}{l_c} + U_2\right)}{k_f t_f} \Delta x \Delta z \qquad a_w = \frac{\Delta x}{\Delta x_w} \qquad a_e = \frac{\Delta x}{\Delta x_e} \tag{71}$$

$$b = \frac{\left(\frac{k_c}{l_c} T_p + U_2 T_g\right)}{k_f t_f} \Delta x \Delta z \tag{72}$$

A Figura 26 apresenta o esquema da malha computacional usada para a solução numérica da transferência de calor na parede aquecida (parede esquerda do refrigerador). Observa-se na Figura 26 que a malha é refinada nas proximidades da região do tubo na qual os gradientes de temperatura são maiores.

Figura 26 – Esquema da malha computacional da parede aquecida (parede esquerda do refrigerador).



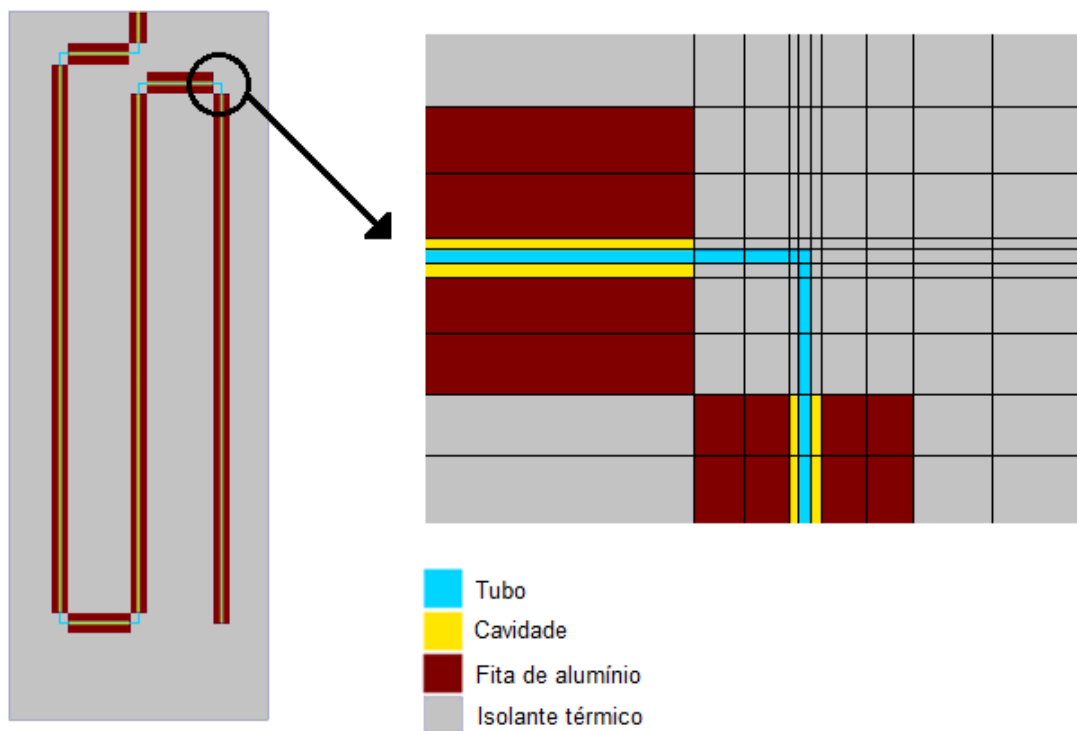
Fonte: Próprio autor.

As malhas das paredes do refrigerador foram construídas utilizando 4 tipos de volumes definidos de acordo com a região da parede: em contato com o tubo, em contato com a cavidade, em contato com a fita de alumínio e em contato direto com o isolante térmico. A disposição desses volumes é mostrada na Figura 27.

Integrando a equação de conservação da energia para a parede aquecida, Equação (17), entre os pontos w e e , direção x , e entre os pontos s e n , direção y , do volume de controle mostrado na Figura 20, obtém-se:

$$\int_w^e \int_s^n \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} dx dy + \int_w^e \int_s^n \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} dx dy + \int_w^e \int_s^n \frac{U^*(T^* - T_p)}{k_p t_p} - \int_w^e \int_s^n \frac{(h_{rad} + h_e)(T_p - T_a)}{k_p t_p} = 0 \quad (73)$$

Figura 27 – Tipos de volumes presentes na malha (parede esquerda).



Fonte: Próprio autor.

Realizando a integração da Equação (73) e aproximando as derivadas das temperaturas nas faces e e w do volume de controle por diferenças centrais obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da parede aquecida, dada por:

$$a_p T_{p,p} = a_w T_{p,w} + a_s T_{p,s} + a_E T_{p,E} + a_N T_{p,N} + b \quad (74)$$

na qual:

$$a_p = a_w + a_s + a_E + a_N + [(h_{rad} + h_e) + U^*] \Delta x \Delta y \quad (75)$$

$$a_w = \frac{k_p \Delta y t_p}{\Delta x_w} \quad a_s = \frac{k_p \Delta x t_p}{\Delta y_s} \quad a_E = \frac{k_p \Delta y t_p}{\Delta x_E} \quad (76)$$

$$a_N = \frac{k_p \Delta x t_p}{\Delta y_N} \quad b = [(h_{rad} + h_e) T_a + U T^*] \Delta x \Delta y \quad a^* = U^* \Delta x \Delta y \quad (77)$$

3.4 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

A solução do sistema de equações discretizadas da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação de energia do fluido refrigerante, respectivamente, Equações (56), (58) e (60), e das equações da conservação de energia da fita de alumínio e da parede aquecida, respectivamente, Equações (62), (66), (70) e Equação (74), permite obter os estados termodinâmicos ao longo do tubo do condensador e as distribuições de temperatura na fita de alumínio e na parede aquecida, por meio do algoritmo esquematizado na Figura 28.

A convergência das propriedades u , p , i_o do fluido refrigerante e T_f da fita de alumínio no processo iterativo é obtida quando a maior diferença absoluta entre as propriedades em duas iterações sucessivas for inferior do que 10^{-6} , para as três primeiras propriedades e 10^{-3} para a temperatura da fita. A convergência do campo de temperatura da parede aquecida é obtida quando a maior diferença absoluta entre as temperaturas, de um mesmo ponto, de duas iterações sucessivas for inferior a 10^{-3} . Tais tolerâncias foram adotadas, pois para tolerâncias maiores, as distribuições de temperatura referentes ao contato do tubo e da parede aquecida ficavam com alterações significativas nos trechos de curva do tubo.

No método TDMA utilizado para a solução das equações da fita de alumínio e da parede aquecida, as equações discretizadas são escritas como:

$$T_i = A_i T_{i+1} + B_i \quad (78)$$

na qual os coeficientes A_i e B_i são, respectivamente, fornecidos por:

$$A_i = \frac{a_e}{a_p - a_w A_{i-1}} \quad (79)$$

$$B_i = \frac{b + a_p^o T_p^o + a_w B_{i-1}}{a_p - a_w A_{i-1}} \quad (80)$$

nas quais o índice inferior i indica a posição ao longo da malha.

As relações de recorrência, Equações (77) e (78), fornecem os coeficientes A_i e B_i em função dos coeficientes anteriores, A_{i-1} e B_{i-1} . Dessa forma as equações são resolvidas para i variando de 2 a $m-1$, pois para $i=1$ e $i=m$ as temperaturas são calculadas aplicando as condições de contorno, Equações (81) a (83) para a fita de alumínio e condição de fronteiras adiabáticas para o revestimento externo (Figura 23). Tais condições fornecem os coeficientes

$$A_1 = 1 \quad (81)$$

$$B_1 = 0 \quad (82)$$

$$A_m = 0 \quad (83)$$

$$B_m = \frac{B_{m-1}}{1 - A_{m-1}} \quad (84)$$

Como o método TDMA é um método de solução direta para um vetor, as equações da conservação de energia da fita, Equações (62), (66) e (70), são resolvidas diretamente. Porém como os valores referentes ao refrigerante, como por exemplo a temperatura, foram inicialmente estimados, é necessário realizar um processo iterativo para esta equação juntamente com as demais.

Para a equação da conservação da parede aquecida, no entanto, é necessário um processo iterativo no próprio TDMA, pois se trata de um domínio bidimensional. Então, é realizado um processo iterativo coluna a coluna e depois linha a linha até que as temperaturas ao longo da placa convirjam de acordo com uma determinada tolerância. No caso do TDMA

coluna a coluna, os termos referentes ao leste e ao oeste, a_e e a_w , são inseridos no termo fonte, B . No TDMA linha a linha, os termos referentes ao norte e ao sul, a_n e a_s , são inseridos no termo fonte.

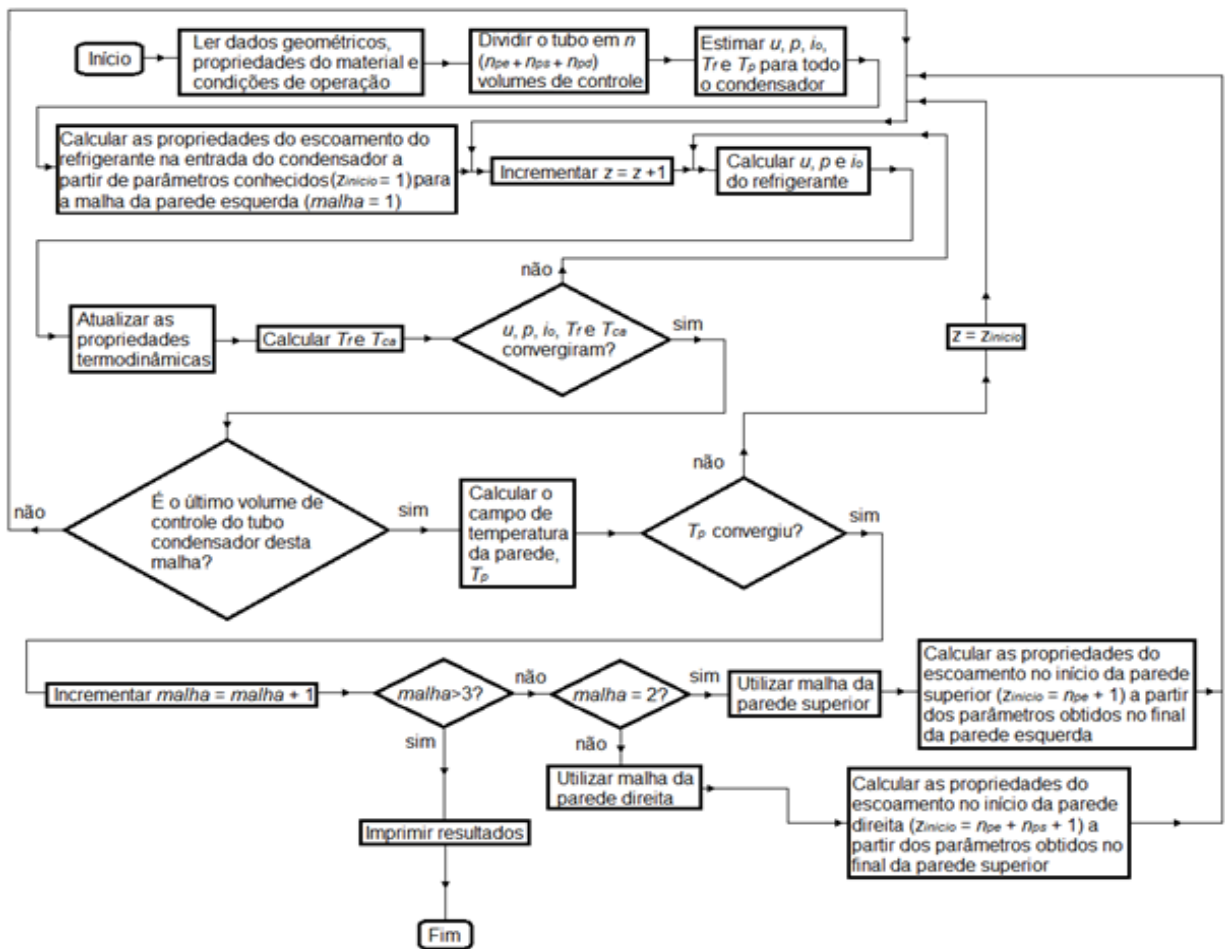
O algoritmo de solução do presente modelo é:

1. Ler dados geométricos, propriedades do material e condições de operação;
2. Dividir o tubo em $n = n_{pe} + n_{ps} + n_{pd}$ (somatório dos volumes das malhas da parede esquerda, superior e direita) volumes de controle;
3. Estimar a velocidade u , a pressão absoluta, p , a entalpia de estagnação, i_o , a distribuição de temperatura da fita, T_f , e a distribuição de temperatura da parede aquecida, T_p , para todo o condensador;
4. Calcular as propriedades do escoamento do refrigerante na entrada do condensador ($z_{início} = 1$) a partir de parâmetros conhecidos para a malha da parede esquerda do refrigerador;
5. Incrementar $z = z + 1$;
6. Calcular a velocidade média do escoamento, u , a pressão absoluta, p , e a entalpia de estagnação do refrigerante, i_o , respectivamente, pelas Equações (56), (58) e (60);
7. Atualizar as propriedades termofísicas;
8. Calcular a temperatura da fita de alumínio, T_f , usando as Equações (62), (66) e (70), e a temperatura da cavidade, T_{ca} , usando a Equação (7) ;
9. Retornar ao passo 6 até a convergência das variáveis u , p e i_o ;
10. Retornar ao passo 5 até o último volume da malha da parede em questão (parede esquerda, superior ou direita);
11. Calcular o campo de temperatura da parede, T_p ;
12. Retornar ao passo 5, até a convergência da temperatura da parede, T_p , atribuindo a variável z o valor de $z_{início}$;
13. Incrementar $malha = malha + 1$;
14. Caso o valor da variável $malha$ for maior do que 3, imprima os resultados e finalize o algoritmo, se não, vá para o passo 15;
15. Caso a variável $malha$ seja igual a 2 utilizar a malha da parede superior e calcular as propriedades do escoamento no seu início ($z_{início} = n_{pe} + 1$) a partir de parâmetros obtidos no final da parede esquerda e retorne ao passo 5, se não, vá para o passo 16;

16. Utilizar a malha da parede direita e calcular as propriedades do escoamento no seu início ($z_{início} = n_{pe} + n_{ps} + 1$) a partir de parâmetros obtidos no final da parede superior;
17. Retornar ao passo 5.

Neste trabalho, a malha foi gerada utilizando o software (*OpenFoam*). As informações sobre a geometria foram armazenadas e editadas no arquivo *blockMeshDict* e o comando *blockMesh* foi utilizado para gerar arquivos a partir do arquivo *blockMeshDict*, criando os dados da malha em pontos, faces e volumes. O programa computacional é escrito em linguagem *Fortran* e o pós-processamento é realizado em linguagem *Python*.

Figura 28 – Fluxograma do algoritmo numérico para o proposto modelo.



Fonte: Próprio autor.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos pelo modelo proposto. Inicialmente, apresenta-se brevemente o trabalho experimental encontrado na literatura, cujos dados foram usados para a validação do presente modelo.

Em seguida, realiza-se uma análise da influência da malha computacional sobre os resultados obtidos. Definindo o tamanho mais adequado da malha computacional, os resultados calculados são comparados com os dados experimentais em termos de capacidade térmica do condensador e da parcela da carga térmica do refrigerador devido ao calor transferido do condensador para os gabinetes do refrigerador.

Posteriormente, apresenta-se uma análise de sensibilidade do modelo em relação a alguns de seus parâmetros: resistência de contato entre o tubo e a parede aquecida.

Finalmente, apresenta-se uma análise do desempenho do condensador em relação às temperaturas do ar externo e do ar no interior dos compartimentos refrigerados, procurando destacar uma das potencialidades do modelo.

4.1 DADOS EXPERIMENTAIS

O condensador analisado neste trabalho é o mesmo considerado por Colombo *et al.* (2016) em um refrigerador *frost-free* do tipo *bottom-mount* que possui a configuração mostrada nas Figuras 12 (a) e (b).

Colombo *et al.* (2016) realizaram 16 ensaios experimentais, alterando variáveis tais como a temperatura do ambiente externo, temperatura do compartimento refrigerado e temperatura do congelador. As Tabelas 2 e 3 apresentam, respectivamente, as incertezas de medição de algumas variáveis e as faixas das variáveis utilizadas nos experimentos.

As características geométricas do condensador analisado por Colombo *et al.* (2016) estão apresentadas nas Tabelas 4 e 5 e os materiais do condensador e suas respectivas condutividades térmicas são apresentados na Tabela 6.

Tabela 2 – Incertezas de medição de algumas variáveis.

Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Vazão em massa (kg/h)
±0,3	±0,05	±0,09

Fonte: Colombo *et al.* (2016).

Tabela 3– Faixas de medição das variáveis nos experimentos de Colombo *et al.* (2016).

Parâmetro	Faixa de medição	
Temperatura do refrigerante na entrada do condensador (°C)	45,5	64,3
Pressão de condensação (bar)	5,26	7,07
Temperatura do ambiente externo (°C)	25	32
Temperatura do compartimento refrigerado (°C)	4,5	10
Temperatura do congelador (°C)	-20	-15
Vazão em massa (kg/h)	1,24	1,62

Fonte: Colombo *et al.* (2016).

Tabela 4 – Parâmetros geométricos do condensador de parede-aquecida analisado.

Tubo	
Diâmetro externo	4 mm
Diâmetro interno	2,7 mm
Revestimento externo	
Espessura	0,5 mm
Fita de alumínio	
Largura	50 mm
Espessura	0,05 mm
Isolamento Interno	
Espessura no gabinete	50 mm
Espessura no congelador	60 mm
Revestimento interno	
Espessura	1 mm

Fonte: Colombo *et al.* (2016).

Tabela 5 – Comprimentos e áreas do condensador de parede-aquecida analisado.

	L_{tub} [m]	Área externa [m²]
Parede esquerda	5,03	1,44
Parede superior	0,67	0,54
Parede direita	5,03	1,44
Total	10,73	3,42

Fonte: Colombo *et al.* (2016).

Tabela 6 – Materiais e condutividades térmicas do condensador analisado

	Material	Condutividade térmica [W/mK]
Tubo	cobre	385
Fita	alumínio	170
Revestimento interno	resina ABS	1,5
Revestimento externo	aço	50
Isolante térmico	poliuretano	0,0214

Fonte: Colombo *et al.* (2016).

4.2 INFLUÊNCIA DA MALHA COMPUTACIONAL

Para verificar a influência da malha computacional sobre os resultados obtidos pelo código computacional utilizou-se o *Grid Convergence Index*, GCI (ROACHE,1994), que é um índice para avaliar a convergência de malha. O cálculo desse índice baseia-se na extrapolação de Richardson (RICHARSON e GAUNT, 1927). A convergência de malha e o quão próximo a solução está de seu valor assintótico é definido pelo valor do índice GCI, dado por

$$GCI = \frac{F_s E}{(r^b - 1)} \quad (85)$$

na qual F_s é o fator de segurança, E é o erro relativo, r é a razão entre o número de elementos de duas malhas consecutivas e b é a ordem de convergência. O fator de segurança é de 1,25 para a comparação entre mais de duas malhas e de 3,0 para a comparação entre apenas duas malhas.

O erro relativo, E , e a ordem de convergência, b , são calculados, respectivamente, por

$$E = \left| \frac{f_1 - f_2}{f_1} \right| 100 \quad (86)$$

$$b = \frac{\ln\left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1}\right)}{\ln(r)} \quad (87)$$

na qual f é a variável escolhida como o objetivo principal do estudo de simulação, no presente estudo a variável escolhida foi a capacidade do condensador, f_1 , f_2 e f_3 são os valores dessa variável obtidos, respectivamente, com as malhas mais refinada, intermediária e a menos refinada.

Para a análise em questão foram utilizadas 3 malhas, que foram compiladas em um processador i7-3610QM de 2.30 GHz e com 8,00 Gb de memória RAM. O índice GCI considera uma variável global para calcular o desvio relativo. Neste trabalho, optou-se por avaliar a capacidade térmica do condensador, uma vez que é uma das variáveis mais importantes do estudo. Os resultados obtidos referentes às malhas avaliadas estão apresentados na Tabela 7. O número de células apresentado na Tabela 7 representa apenas o número de células da parede do condensador.

Tabela 7 – Influência da malha computacional sobre o calor rejeitado pelo condensador e o tempo de processamento.

Malha	Número de células	Capacidade de Condensação (W)	Tempo Computacional (h)
Malha 1	13055	120,21	0,19
Malha 2	27846	122,77	0,97
Malha 3	71118	123,59	2,50

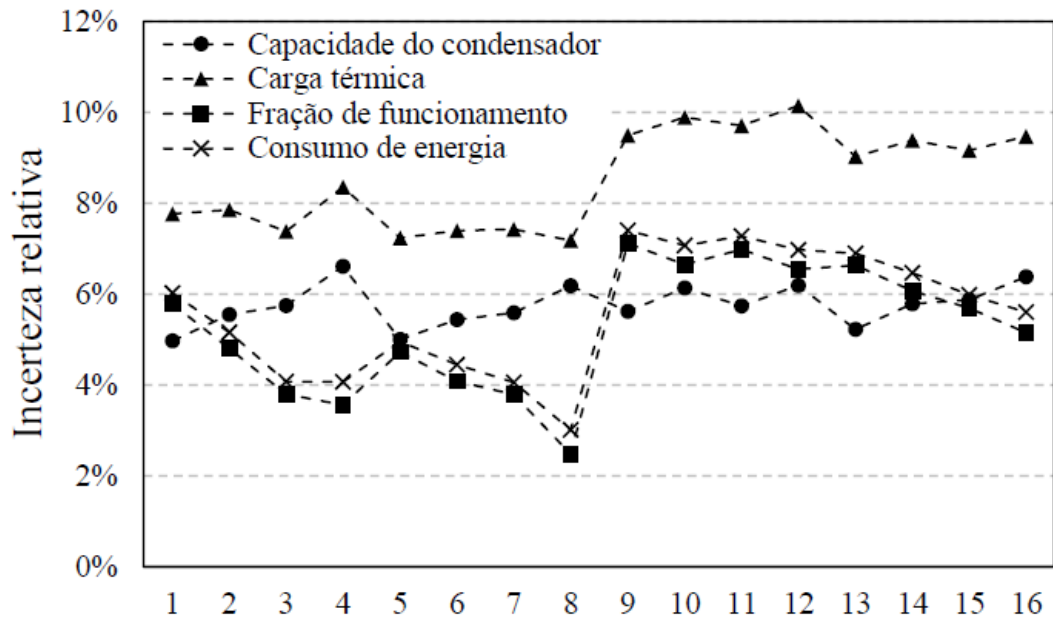
Fonte: próprio autor.

As condições de operação empregadas nessa análise são as mesmas do caso padrão de Colombo *et al.* (2016), com temperatura do refrigerante na entrada de 54,1 °C, pressão do refrigerante na entrada de 6,29 bar, vazão em massa do refrigerante de 1,38 kg/h e temperatura ambiente de 25 °C.

Com as informações da Tabela 7 calcula-se o índice GCI entre as malhas mais refinadas usando a Equação (85), resultou em 0,23%. Tal valor é satisfatório, pois a incerteza relativa da capacidade de condensação obtida por Colombo *et al.* (2016) foi em média de 5% para os 16 testes realizados, como mostra na Figura 29.

Desta maneira, como o valor do índice GCI obtido foi inferior à incerteza relativa da variável em questão, a malha 2 da Tabela 7 foi selecionada para ser utilizada na validação e nos demais testes.

Figura 29 – Incertezas relativas para variáveis medidas indiretamente.



Fonte: Colombo *et al.* (2016)

4.3 COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Definida a malha computacional a ser usada, os resultados numéricos foram comparados com os dados experimentais obtidos por Colombo *et al.* (2016). A Figura 30 apresenta a comparação entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo proposto neste trabalho e os dados experimentais de Colombo *et al.* (2016). Nessa figura também são apresentados os resultados da capacidade do condensador calculados segundo o modelo de Colombo *et al.* (2016).

Para obter uma avaliação qualitativa entre os resultados calculados no presente modelo e os dados experimentais, utilizamos o desvio absoluto médio, D_a , e o desvio relativo médio, D_r , dados, respectivamente, por

$$D_a = \frac{\sum_1^n |\phi_{exp} - \phi_{calc}|}{n} \tag{88}$$

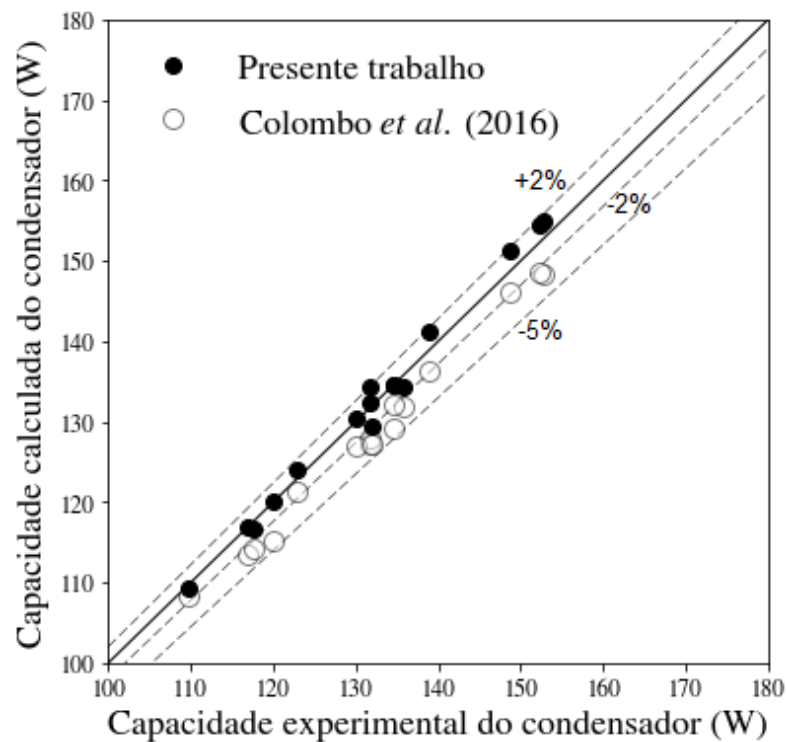
$$D_r = \frac{\sum_1^n \left(\frac{|\phi_{exp} - \phi_{calc}|}{\phi_{exp}} 100 \right)}{n} \tag{89}$$

nas quais ϕ_{calc} é a variável calculada pelo modelo, ϕ_{exp} é a variável obtida experimentalmente e n é o número de testes realizados.

Observa-se na Figura 30 que as capacidades de condensação calculadas pelo presente modelo encontram-se na faixa de $\pm 2\%$ em relação aos dados experimentais, com desvio relativo médio entre os dados experimentais de capacidade do condensador foi de 0,9%. Nota-se também que o modelo de Colombo *et al.* (2016) subestima o calor trocado no condensador em relação aos dados experimentais, com desvios dentro da faixa de 0 a -5%. Os autores atribuíram essa tendência, em parte, devido ao cálculo da queda de pressão do refrigerante ao longo do tubo do condensador, que é superestimada no modelo e que resulta em uma temperatura média de condensação menor.

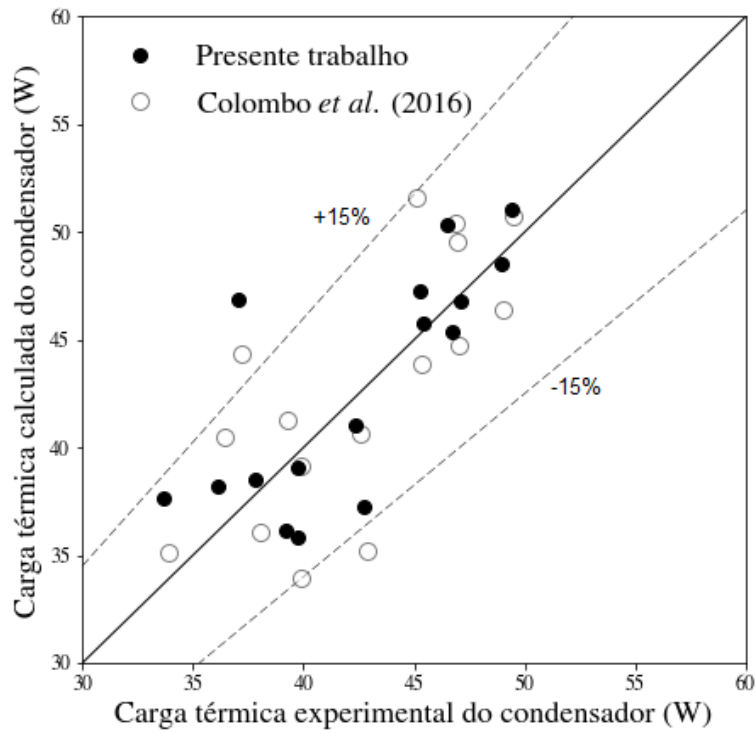
Além da capacidade de condensação, a carga térmica imposta pelo condensador, ou seja, a parcela de calor que é transferida do condensador para os compartimentos refrigerados, também foi comparada com os dados experimentais e com o modelo computacional de Colombo *et al.* (2016) (Figura 31).

Figura 30 – Comparação entre as capacidades do condensador calculadas e medidas por Colombo *et al.* (2016).



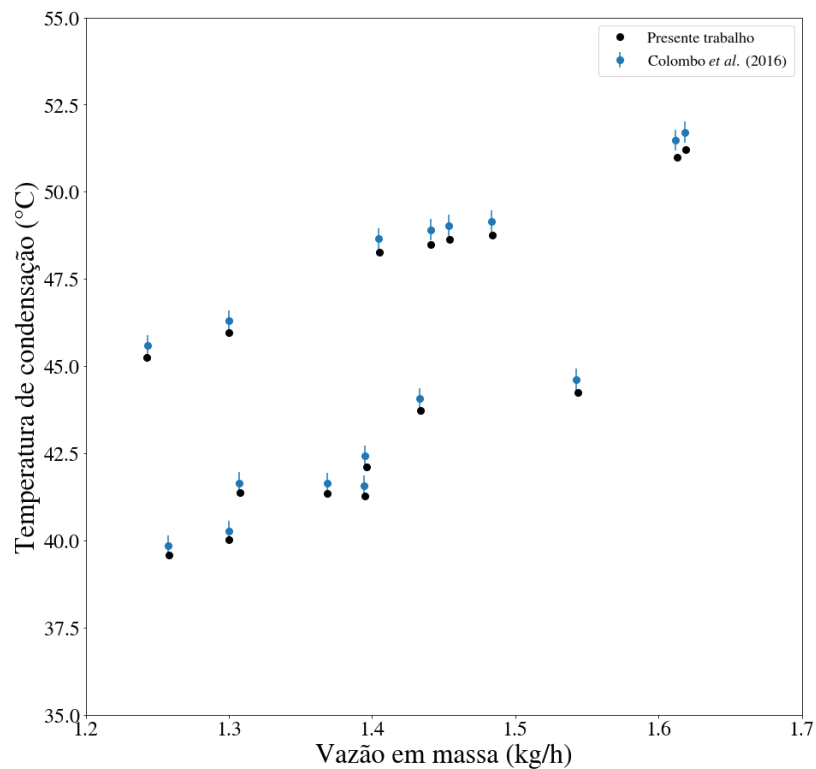
Fonte: Próprio autor.

Figura 31 – Comparação entre as cargas térmicas calculadas e as de Colombo *et al.* (2016).



Fonte: Próprio autor.

Figura 32 – Comparação entre as temperaturas de condensação calculadas e as medidas por Colombo *et al.* (2016).



Fonte: Próprio autor.

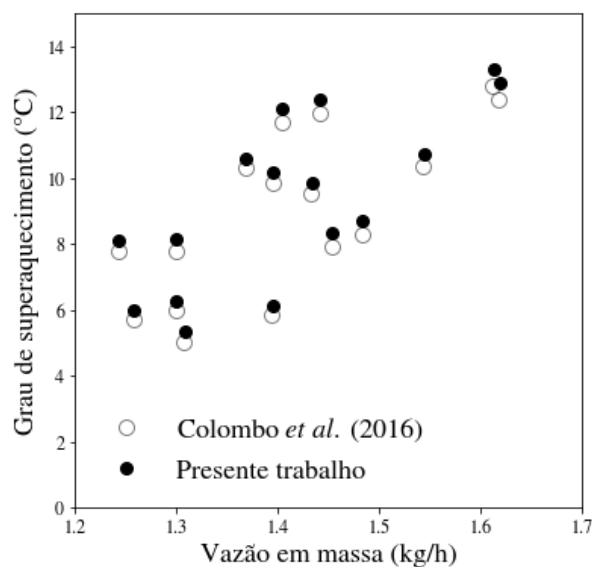
Na Figura 31 observa-se que aproximadamente 94% dos resultados calculados pelo presente modelo encontram-se na faixa de $\pm 15\%$ em relação aos dados experimentais. Nota-se, também na Figura 31, que 87,5% dos resultados do modelo de Colombo *et al.* (2016) para a carga térmica do condensador estão dentro da faixa de $\pm 15\%$.

A Figura 32 apresenta a comparação entre as temperaturas de condensação calculadas e as medidas por Colombo *et al.* (2016). Observa-se que as temperaturas calculadas subestimam os valores medidos. Uma das razões disso, pode ser atribuída ao fato de que o presente modelo superestima a queda de pressão do escoamento ao longo do tubo, resultando em pressões de saturação menores, o que, conseqüentemente, reduz as temperaturas de condensação.

As Figuras 33 e 34 apresentam, respectivamente, a comparação entre os graus de superaquecimento e sub-resfriamento calculados e os medidos por Colombo *et al.* (2016).

Observa-se que os graus de superaquecimento obtidos pelo presente modelo, Figura 33, apresentam um desvio absoluto médio de $0,4^{\circ}\text{C}$ em relação aos valores medidos. Entretanto, os graus de sub-resfriamento calculados pelo presente modelo, Figura 34, apresentam um desvio absoluto médio de $3,4^{\circ}\text{C}$ em relação aos valores medidos. Essa diferença pode estar relacionada ao fato de que no trabalho experimental de Colombo *et al.* (2016) é utilizada uma válvula micrométrica para garantir o escoamento monofásico na saída do condensador, enquanto no presente modelo esta válvula não foi considerada na análise.

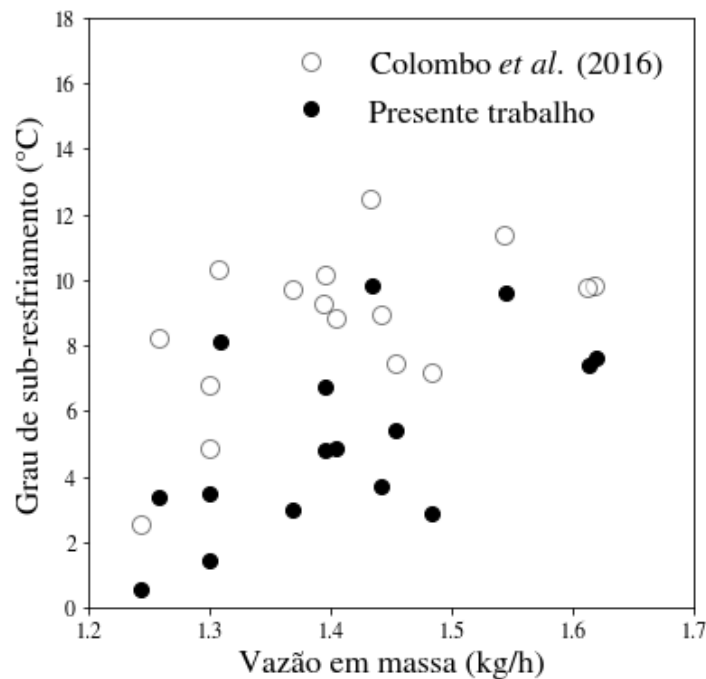
Figura 33 – Comparação entre os graus de superaquecimento calculados e os medidos por Colombo *et al.* (2016).



Fonte: Próprio autor.

Considerando todas as comparações feitas, observa-se que o desvio relativo médio entre os resultados calculados e os dados experimentais de capacidade do condensador foi de 0,9% e os resultados calculados ficaram na faixa de $\pm 2\%$ em relação aos dados experimentais. Em relação à carga térmica, 94% dos resultados calculados ficaram na faixa de $\pm 15\%$ em relação aos dados experimentais. Os graus de superaquecimento e sub-resfriamento apresentaram um desvio absoluto médio de, respectivamente, $0,4^{\circ}\text{C}$ e $3,4^{\circ}\text{C}$.

Figura 34 – Comparação entre os graus de sub-resfriamento calculados e os medidos por Colombo *et al.* (2016).



Fonte: Próprio autor.

4.4 RESULTADOS COMPUTACIONAIS

Concluída a etapa de validação, o modelo pode ser usado para obter diferentes informações sobre o escoamento e transferência de calor ao longo de condensadores de parede-aquecida. Uma dessas informações é o desempenho dos condensadores para diferentes fluidos refrigerantes. Esse é um campo que tem despertado muita atenção de pesquisadores da área de refrigeração, pois grandes esforços têm sido realizados para a substituição dos CFC's por fluidos refrigerantes menos agressivos à camada de ozônio.

Além disso, também é de grande interesse tecnológico utilizar o modelo para verificar a influência de diferentes parâmetros sobre o desempenho do condensador tais como: queda de pressão ao longo do tubo, temperatura de condensação, temperatura ambiente, temperaturas dos ambientes refrigerados, ângulo de contato entre a fita e a parede do tubo, espessura do isolante térmico, configuração do tubo sobre a parede aquecida e outros.

Neste item são apresentados alguns resultados computacionais, procurando destacar as potencialidades do modelo proposto. Dentre essas potencialidades estão o cálculo do campo de temperaturas ao longo da parede aquecida e o cálculo das velocidades e temperaturas do escoamento do refrigerante ao longo do tubo do condensador.

Para isso, utilizamos condições típicas de operação de refrigeradores (COLOMBO *et al.*, 2016), ou seja, temperatura de 54,1 °C e pressão de 6,29 bar na entrada do condensador, vazão em massa do refrigerante de 1,38 kg/h, temperatura do compartimento refrigerado e do congelador, respectivamente, de 10°C e -20°C e temperatura do ambiente de 32 °C. Além disso, é necessário definir: o comprimento de contato entre o tubo e a parede aquecida, ou seja, o comprimento do setor circular da parede do tubo em contato com a parede aquecida, a resistência de contrato entre o tubo e a parede do condensador e o ângulo de contato da fita com o tubo do condensador, iguais, respectivamente, a 1 mm, 0,001 m²K/W e 180°. Posteriormente será feita a análise da influência de alguns desses parâmetros. O coeficiente de transferência de calor por convecção na cavidade foi admitido constante, $h_{ca} = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$. Segundo como Colombo *et. al.* (2016), este valor não afeta de forma significativa os valores da capacidade de condensação, pois mesmo coeficientes de 100 W/m²K, geram menos de 1% de desvio relativo médio no calor trocado pelo condensador.

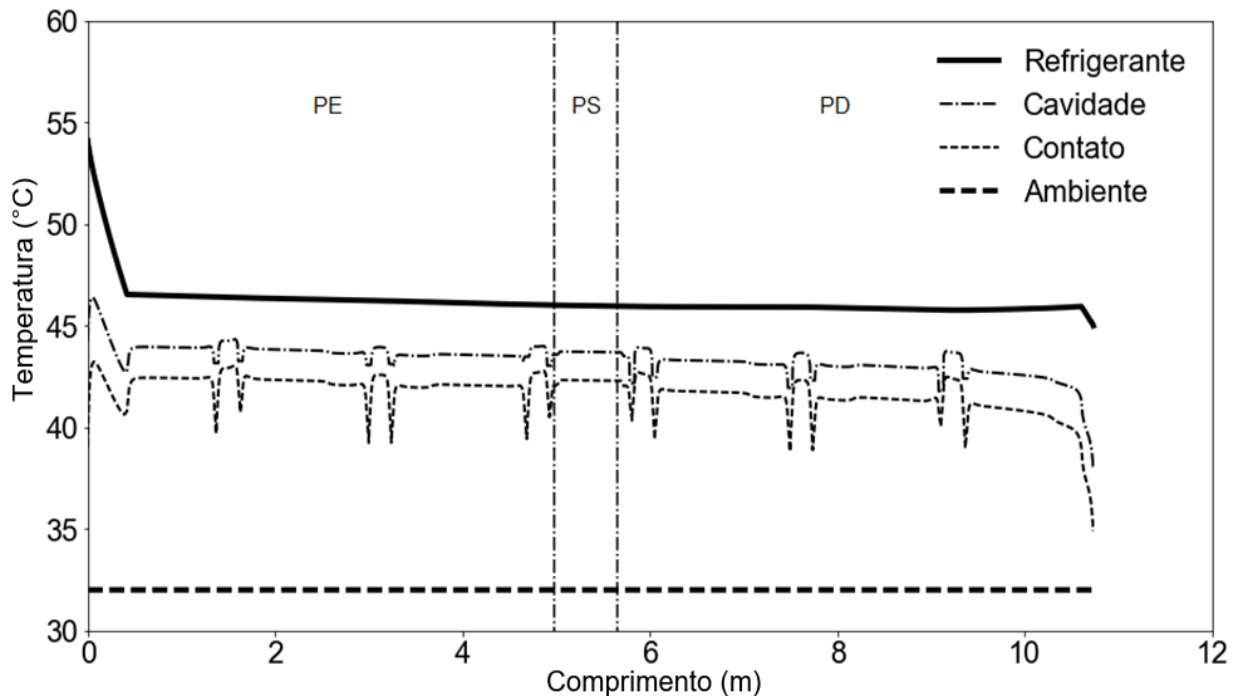
Para essas condições, a capacidade do condensador foi de 123 W, sendo que 63,6% desse calor foi transferido para o ambiente externo, enquanto que 36,4% foi transferido para os compartimentos refrigerados. Da parcela de calor transferido para o ambiente externo, 43% ocorreram por convecção natural e 57 % por radiação. Além disso, 75,1% desse calor foi transferido através da fita, 24,6% através do contato entre o tubo e a parede aquecida e apenas 0,2% foi transferido pelo contato entre o tubo e o ar da cavidade. O calor transferido entre o fluido refrigerante e o isolante térmico nas regiões onde existem as curvas do tubo, assim como o calor transferido para a cavidade, é desprezível, representando apenas 0,1% do calor total transferido pelo refrigerante.

A Figura 35 apresenta as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo do condensador, da temperatura da cavidade ao longo do tubo do condensador, da temperatura da

parede aquecida no contato com o tubo e a temperatura ambiente. Nessa figura, as siglas PE, PS e PD indicam, respectivamente, as paredes esquerda, superior e direita do refrigerador.

Nota-se na Figura 35 que o refrigerante entra no condensador no estado de vapor superaquecido e é rapidamente resfriado até atingir a temperatura de saturação, de aproximadamente 46,5°C. A partir daí inicia-se a mudança de fase e a temperatura sofre uma leve queda em razão da queda de pressão. Na saída do condensador, o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado. Nesta região, a temperatura volta a cair de forma mais acentuada.

Figura 35 – Distribuição de temperaturas ao longo do condensador.



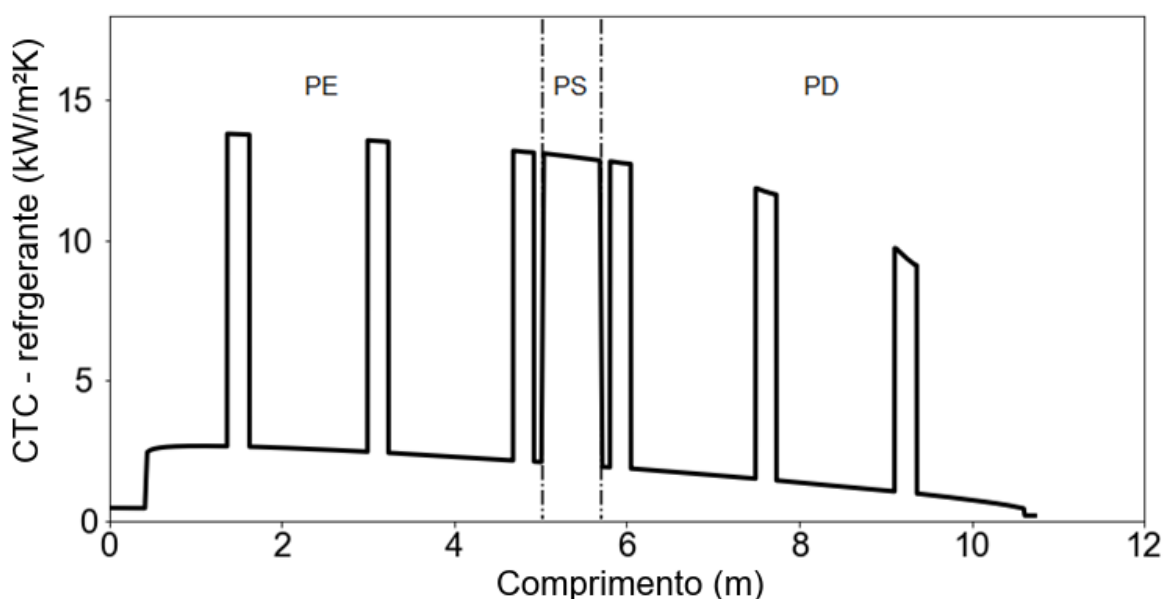
Fonte: próprio autor.

Observa-se também na Figura 35 que em alguns locais ao longo do tubo a temperatura no contato do tubo com parede aquecida é reduzida bruscamente, Essa redução está provavelmente relacionada ao fato de que no presente modelo não se considera a presença de fita de alumínio nas curvas do tubo, Figura 27. Esse comportamento precisa ser melhor analisado em futuros trabalhos. Em seguida há também um brusco aumento de temperatura. Esse aumento está relacionado com a mudança do escoamento vertical para horizontal, o que provoca uma mudança no regime do escoamento bifásico, mudando o padrão de escoamento

de anular para estratificado. Esta mudança gera um salto no coeficiente de transferência de calor por convecção, CTC, do fluido refrigerante, o qual pode ser observado na Figura 36.

Na saída do tubo, Figura 35, nota-se também outra redução nas temperaturas da cavidade e de contato. Nesta região, o refrigerante encontra-se na região de líquido sub-resfriado e o coeficiente de transferência de calor é drasticamente reduzido, Figura 36.

Figura 36 – Coeficiente de transferência de calor por convecção do refrigerante ao longo do condensador.



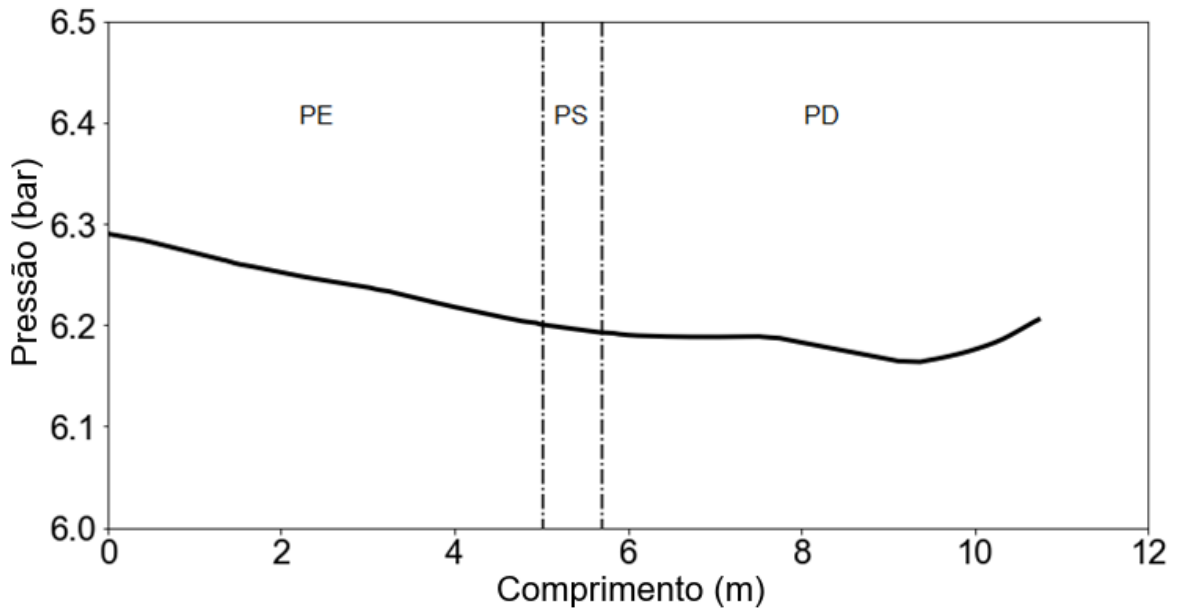
Fonte: próprio autor.

A distribuição de pressão do refrigerante ao longo do condensador é apresentada na Figura 37. Para o caso analisado, a queda de pressão ao longo do condensador foi de 0,093 bar. Observa-se na Figura 37 que há uma recuperação parcial da pressão no trecho final do condensador. Isso ocorre pois neste trecho o escoamento encontra-se na região líquida e sua direção é descendente. Com isso, a queda de pressão total é dominada pelo termo gravitacional.

A Figura 38 mostra os perfis de temperatura para três seções transversais da parede aquecida: uma localizada na parede esquerda, outra na parede superior e outra na parede direita. Observa-se que os pontos de maiores temperaturas correspondem aos locais onde os tubos estão localizados na parede superior as regiões mais afastadas do tubo apresentam temperaturas menores do que o ambiente. Dessa maneira, o calor é transferido do ambiente para a parede e da parede para os compartimentos internos nesses locais. Outra observação é

que a temperatura da parede direita no intervalo de 0,6 a 0,8 m é inferior à temperatura da parede esquerda, uma vez que nessa região o refrigerante encontra-se na região de líquido sub-resfriado, na qual o coeficiente de transferência de calor por convecção é menor, Figura 36.

Figura 37 – Distribuição da pressão ao longo do condensador.



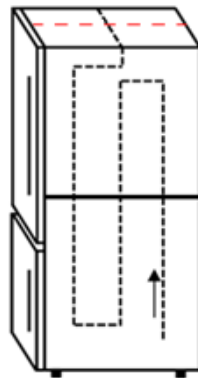
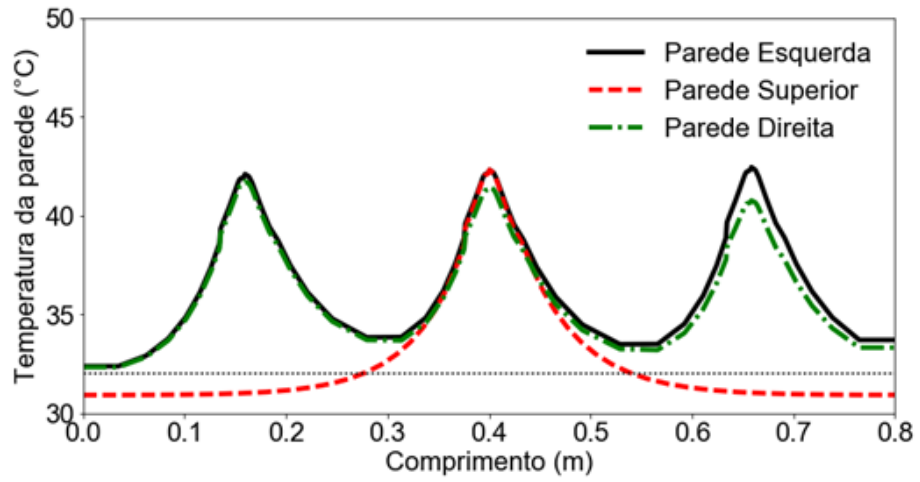
Fonte: Próprio autor.

A Figura 39 mostra os perfis de temperatura ao longo da fita de alumínio para três secções do tubo, na parede esquerda, na parede superior e na parede direita. Tais distribuições de temperatura são praticamente simétricas em relação à temperatura máxima do tubo.

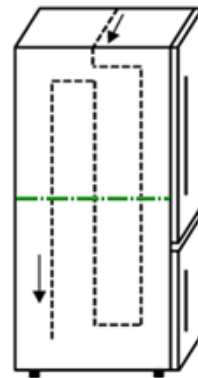
Na Figura 40(a) apresenta-se a imagem termográfica da parede esquerda do refrigerador obtida por Colombo *et al.* (2016) e na Figura 40(b) apresenta-se a distribuição de temperatura na mesma parede obtida pelo presente modelo. Nota-se, de forma qualitativa, que o campo de temperatura da parede aquecida no presente modelo é similar ao de Colombo *et al.* (2016), com exceção de uma pequena região na parte central esquerda que apresenta temperaturas menores na imagem termográfica em relação às temperaturas do modelo. Essa diferença pode estar relacionada ao fato dessa região estar localizada próxima da porta do refrigerador, onde ocorrem baixas temperaturas em razão do vazamento de ar nas gaxetas, o qual não foi considerado no presente modelo.

As Figuras referentes às distribuições de temperatura das paredes superior e direita encontram-se no Apêndice C.

Figura 38 – Perfis de temperatura da parede aquecida do condensador.



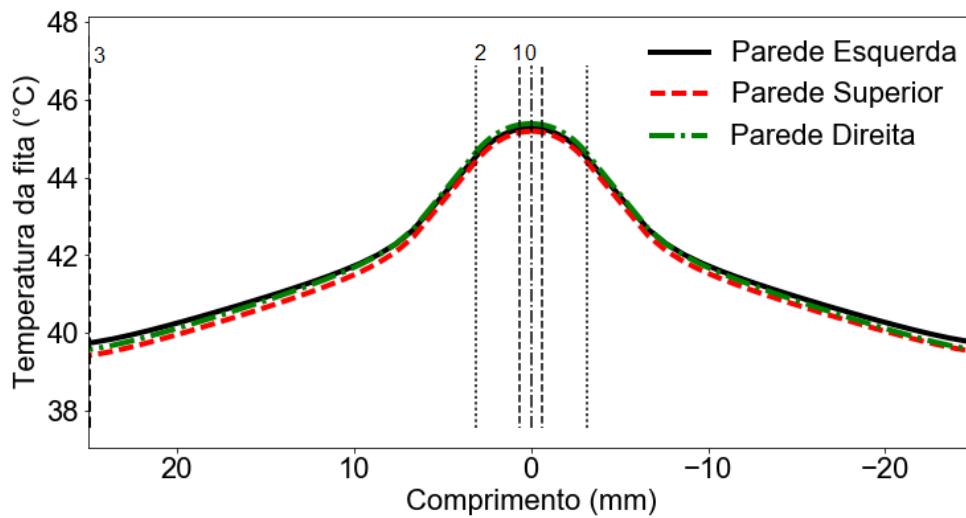
Parede Esquerda



Parede Direita

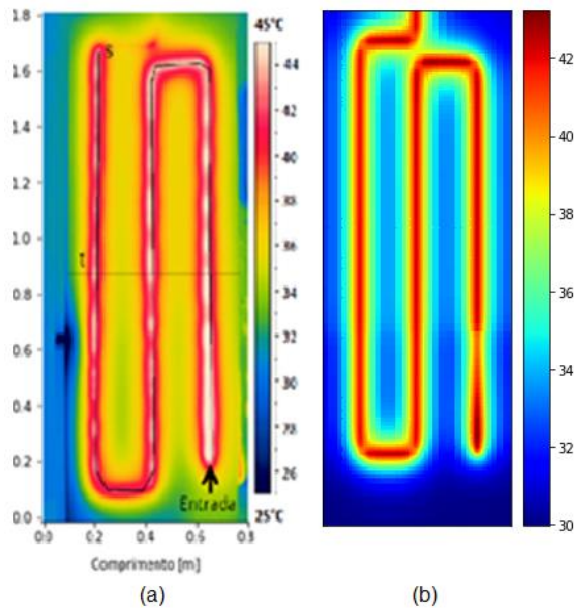
Fonte: Próprio autor.

Figura 39 – Perfil de temperatura da fita de alumínio.



Fonte: Próprio autor.

Figura 40 – Distribuições de temperatura da parede esquerda do condensador: (a) imagem termográfica (COLOMBO *et al.*, 2016); (b) presente modelo.



Fonte: Próprio autor.

4.5 EFEITOS DOS PARÂMETROS E CONDIÇÕES DE OPERAÇÕES

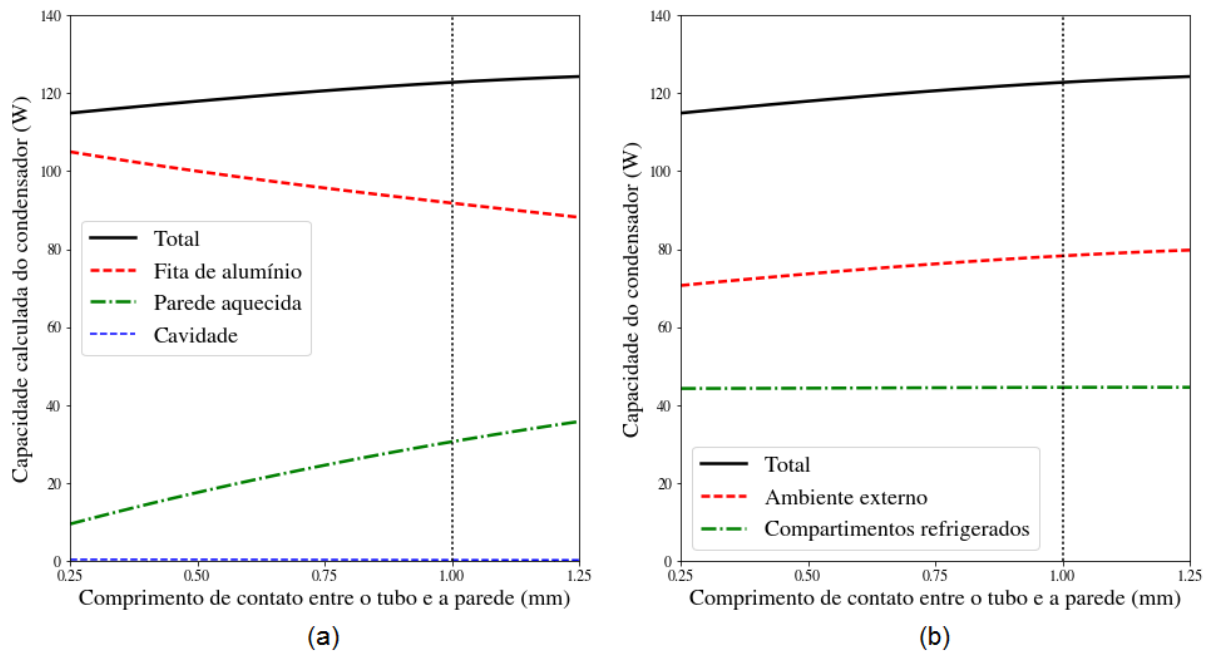
Neste item são avaliados os efeitos sobre a capacidade de condensação dos seguintes parâmetros construtivos do condensador: comprimento de contato do tubo com a parede aquecida, resistência de contato entre o tubo e a parede aquecida e espessura da parede aquecida. As influências da temperatura do ambiente externo e das temperaturas do compartimento refrigerado e do congelador sobre a capacidade de condensação também são analisadas. As condições de operação usadas nessas análises são as mesmas do Item 4.4, ou seja, $T_{r,ent} = 54,1^{\circ}\text{C}$, $p_{ent} = 6,29$ bar, $\dot{m}_r = 1,38$ kg/h, $T_g = 10^{\circ}\text{C}$, $T_c = -15^{\circ}\text{C}$ e $T_a = 32^{\circ}\text{C}$.

As Figuras 39(a) e 39(b) apresentam o comportamento da capacidade de condensação em função do comprimento de contato entre o tubo e a parede aquecida.

Na Figura 39(a) são apresentadas as parcelas de calor transferido através da fita de alumínio, da cavidade e da parede aquecida. Na Figura 39(b) são apresentadas as parcelas de calor transferido para o ambiente externo e para os compartimentos refrigerados. Nessas figuras, a linha vertical pontilhada indica o comprimento de contato entre o tubo e a parede aquecida usado no Item 4.4.

Nas Figuras 41(a) e 42(b), nota-se que o comprimento de contato entre o tubo e a parede aquecida tem um efeito significativo sobre a capacidade total do condensador. Um aumento de apenas 1 mm (0,25 mm a 1,25mm) no comprimento de contato resulta em um aumento de aproximadamente 8,2% na capacidade do condensador. Essa constatação sugere que um perfil elíptico de tubo, que apresenta maior comprimento de contato com a parede aquecida, pode melhorar o desempenho do condensador.

Figura 41 – Efeito do comprimento de contato entre o tubo e a parede aquecida: (a) parcelas da fita, cavidade e parede aquecida; (b) parcelas do ambiente externo, do compartimento refrigerado e congelador.



Fonte: Próprio autor.

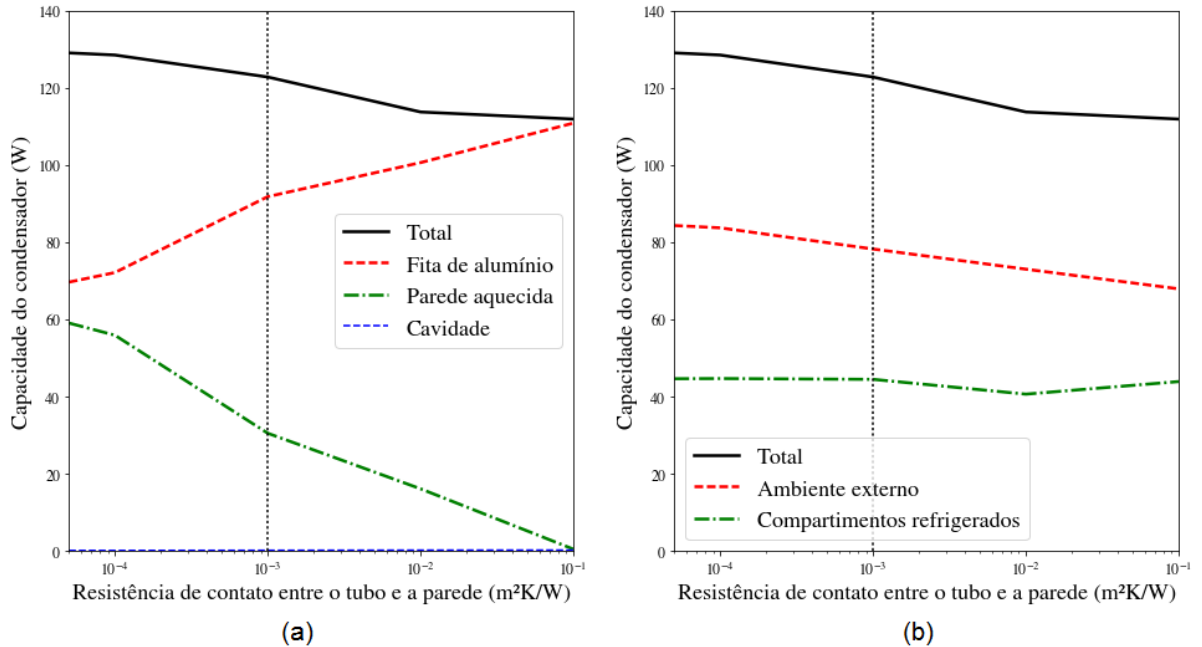
Na Figura 41(b), observa-se também, que o calor que infiltra para os compartimentos internos do refrigerador mantém-se constante com o aumento do comprimento de contato do tubo. Essa parcela representa aproximadamente 37% da capacidade total do condensador.

As Figuras 42(a) e 42(b) apresenta-se o comportamento da capacidade de condensação em função da resistência térmica de contato entre o tubo e a parede aquecida.

Assim como Colombo *et al.* (2016), constatou-se na Figura 42(a) que a resistência de contato tem um efeito importante sobre a capacidade total do condensador. Nota-se, que desconsiderando a resistência de contato, a capacidade do condensador aumenta 5,1% em

relação ao caso analisado no Item 4.4, $R_{t,c}''=10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$, enquanto que, para uma resistência de $10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$, a capacidade do condensador diminuiu 8,9%.

Figura 42 – Efeito da resistência térmica de contato entre o tubo e a parede aquecida.



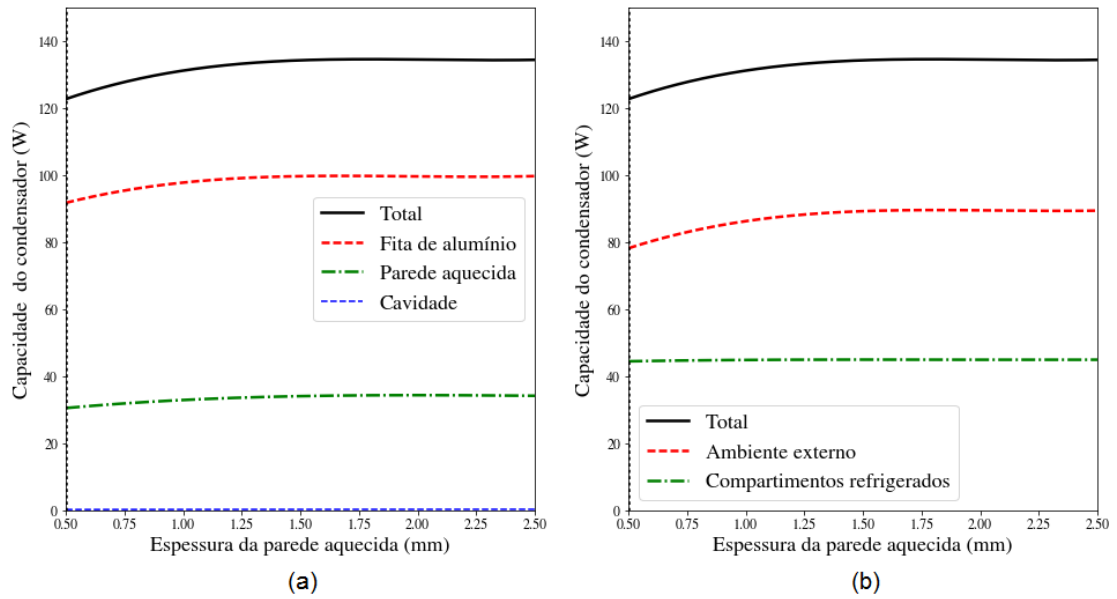
Fonte: Próprio autor.

Observa-se também na Figura 42(a) que, conforme a resistência de contato aumenta, a influência da transferência de calor através da fita aumenta e a do contato direto entre o tubo e a parede aquecida diminui. Desse modo, para uma resistência de $0,1 \text{ m}^2\text{K/W}$ a transferência de calor no contato direto entre o tubo e a parede aquecida é desprezível.

O comportamento da capacidade do condensador em função da espessura da placa aquecida é apresentado nas Figuras 43(a) e 43(b). Conforme se observa nas Figuras 43(a) e 43(b), o aumento da espessura da parede aquecida de 0,5 mm para 2,5 mm aumenta a capacidade de condensação, respectivamente, de 123 W para 134,5 W, ou seja, um aumento de 9,5%. Observa-se, também, na Figuras 43(b), que a parcela de energia transferida do refrigerante para os compartimentos internos não se altera e o aumento da capacidade total de condensação deve-se apenas ao aumento do calor transferido para o meio ambiente.

Embora o aumento da espessura da parede aquecida diminua o coeficiente global de transferência de calor entre o refrigerante e a parede aquecida, Equação (10), a temperatura média ao longo da parede aumenta. A Figura 44 apresenta os perfis de temperatura para uma seção transversal da parede esquerda, obtidos para diferentes espessuras da parede: 0,5 mm; 1,0 mm e 2,5 mm.

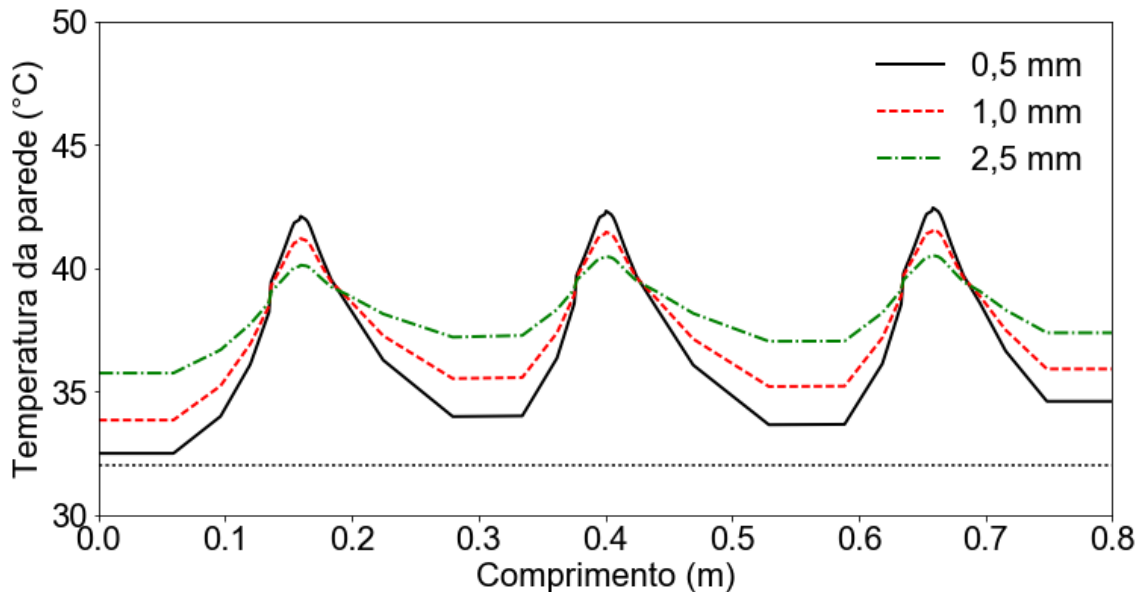
Figura 43 – Influência da espessura da parede aquecida.



Fonte: Próprio autor.

Na figura 44 nota-se que a temperatura na seção transversal da parede aquecida aumenta para maiores espessuras da parede, aumentando, com isso, a capacidade de condensação, Figuras 43(a) e 43(b). Segundo Colombo *et al.* (2016), esse aumento da espessura da parede aquecida possibilita um aumento da difusão do calor. Isso resulta em uma distribuição mais uniforme da temperatura, Figura 44, o que aumenta a temperatura média da parede aquecida e consequentemente a taxa de calor cedida para o ambiente externo.

Figura 44 – Perfis de temperatura na parede esquerda do refrigerador.



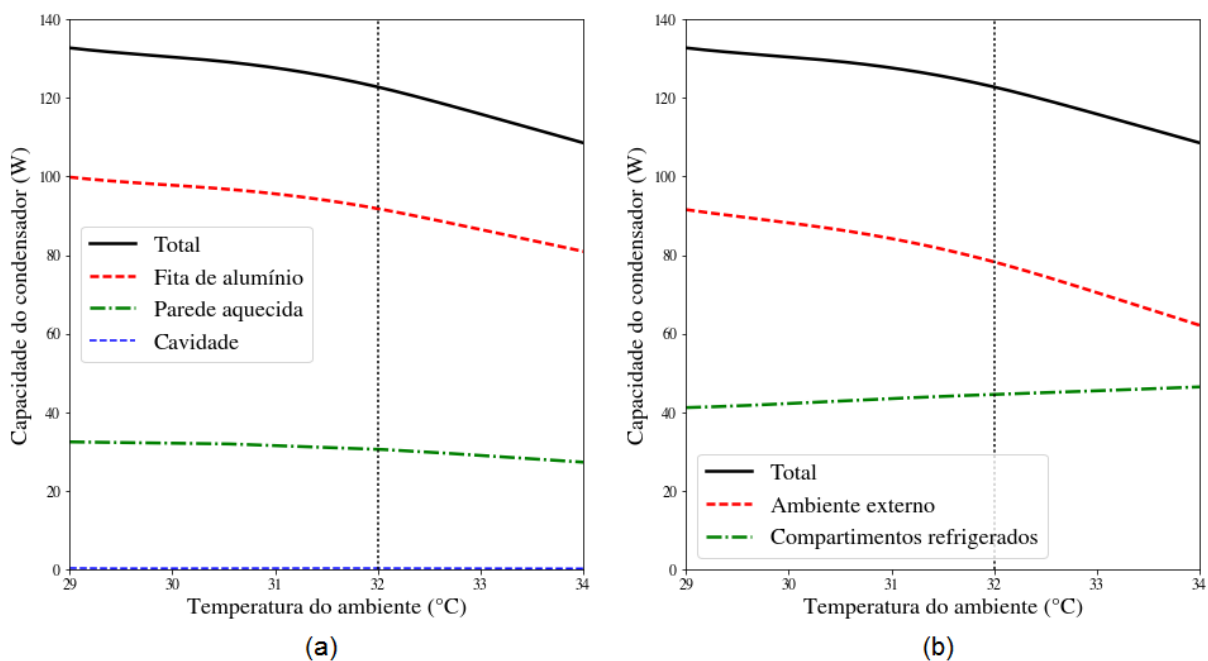
Fonte: Próprio autor.

As Figuras 45(a) e 45(b) mostram a influência da temperatura do ambiente externo sobre a capacidade de condensação. Observa-se que a temperatura do ambiente é um dos parâmetros que influenciam a capacidade de condensação. Um aumento de 2 °C na temperatura ambiente em relação à condição típica de 32 °C provoca uma redução de 11,6% na capacidade de condensação do refrigerador, enquanto que uma redução de 2 °C na temperatura ambiente provoca um aumento de 6,2%. Nota-se também na Figura 45(b) que, com o aumento da temperatura ambiente, a carga térmica relativa ao condensador (verde) aumenta e o calor rejeitado para o ambiente diminui (vermelho).

Nas Figuras 46 e 47 apresentam-se, respectivamente, as relações entre a temperatura do compartimento refrigerado e a capacidade de condensação e a temperatura do congelador e a capacidade de condensação. Observa-se que a influência de tais condições de operação não é significativa no valor da capacidade total de condensação, porém têm grande influência sobre a taxa de calor que é infiltrada para o interior do refrigerador.

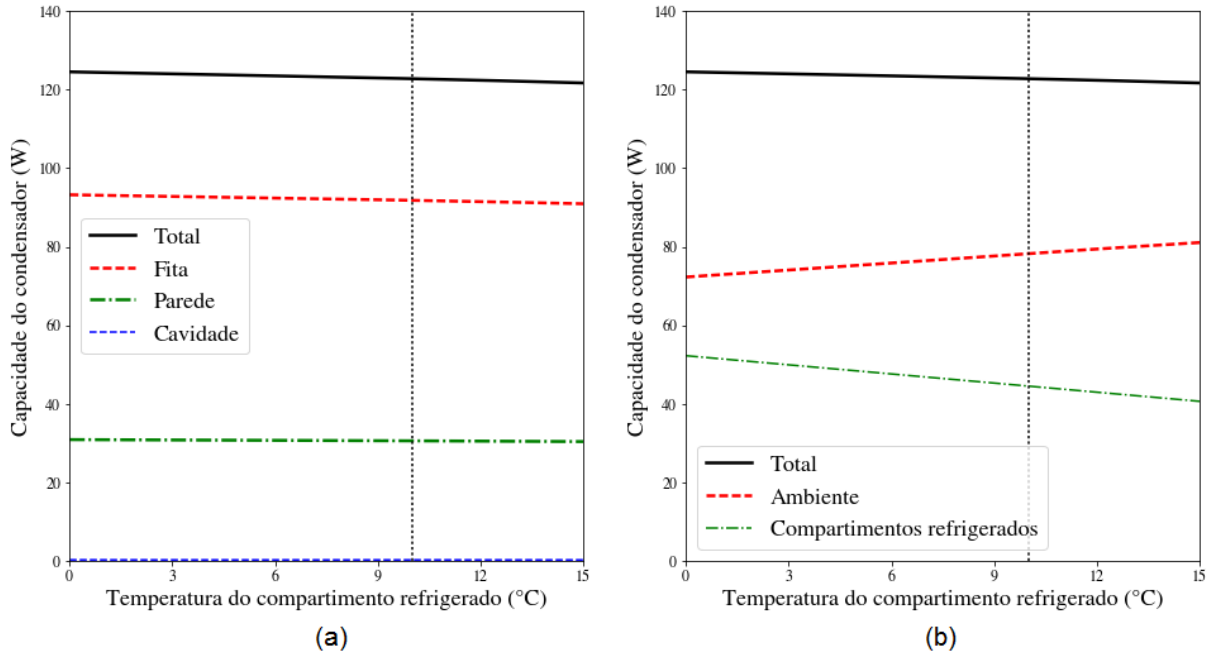
Na Figura 46(b), uma redução de 10 °C na temperatura do compartimento refrigerado provoca um aumento de 7,7% na carga térmica devida ao condensador, e na Figura 47(b), uma redução de 10 °C na temperatura do congelador provoca um aumento de 3,9% na carga térmica devida ao condensador, enquanto que um aumento de 10 °C provoca uma redução de 4,0%.

Figura 45 – Influência da temperatura do ambiente externo.



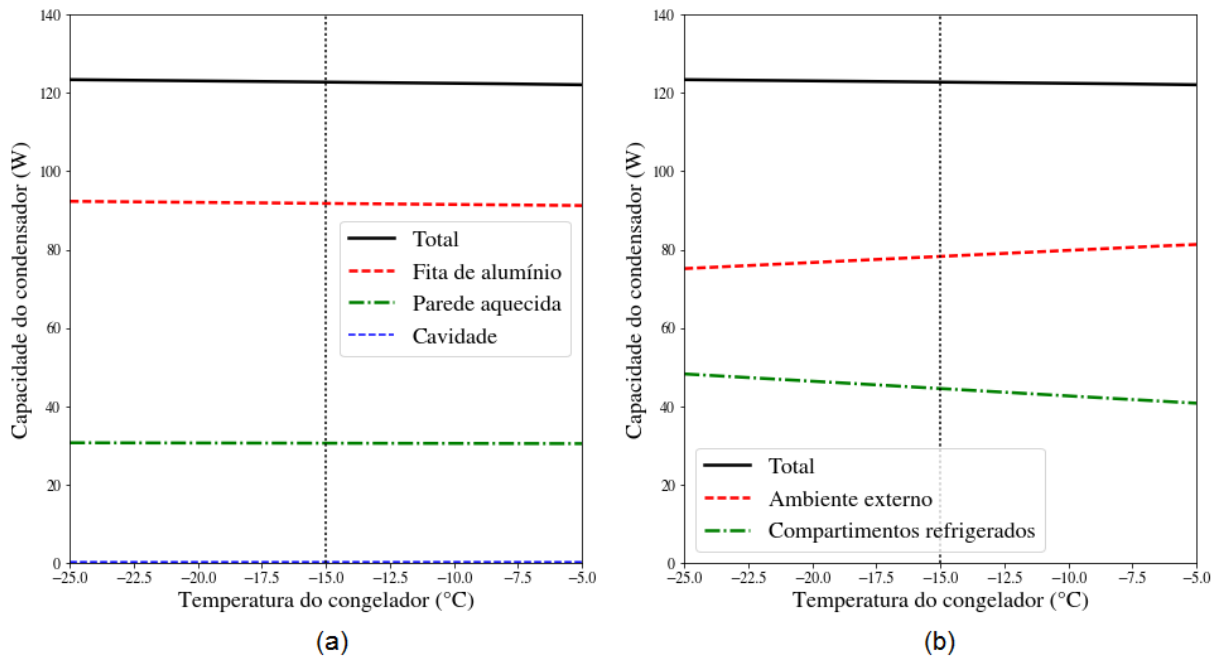
Fonte: Próprio autor.

Figura 46 – Influência da temperatura do compartimento refrigerado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 47 – Influência da temperatura do congelador.



Fonte: Próprio autor.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico para analisar condensadores do tipo *hot-wall* usados em refrigeradores domésticos. Resultados foram apresentados para um refrigerador *frost-free* do tipo *bottom-mount*.

O modelo considera o escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e a transferência de calor entre o fluido refrigerante, a fita de alumínio, a parede aquecida, os compartimentos do refrigerador e o ambiente externo.

A solução numérica do sistema de equações diferenciais foi obtida pelo método de Volumes Finitos, no qual o tubo do condensador e a fita de alumínio foram discretizados em elementos unidimensionais e a parede aquecida foi discretizada em elementos bidimensionais. O sistema de equações algébricas resultante foi resolvido por substituições sucessivas, no caso das equações do refrigerante, e usando o método TDMA, no caso das equações de conservação de energia da parede e da fita de alumínio. O programa computacional elaborado permite o cálculo dos parâmetros que definem o desempenho do condensador, conhecidas sua geometria e as condições de operação.

Os resultados obtidos foram comparados com os dados experimentais obtidos por Colombo *et al.* (2016). As capacidades do condensador calculadas pelo modelo ficaram na faixa de $\pm 2\%$ em relação aos dados experimentais. O desvio absoluto médio obtido nesse caso foi de 0,9%, considerando todos os testes realizados.

Em relação à parcela da carga térmica devida ao condensador, aproximadamente 94% dos resultados calculados ficaram na faixa de $\pm 15\%$ em relação aos dados experimentais. Nesse caso, o desvio absoluto médio obtido foi de 6,4%.

Os resultados calculados de capacidade do condensador mostraram que, aproximadamente, 67% do calor total é transferido para o ambiente externo e 33% é transferido para os compartimentos do refrigerador. Da parcela de calor transferido para o ambiente externo, 43% ocorreram por convecção natural e 57 % por radiação.

Após a validação do modelo, alguns resultados computacionais foram apresentados para destacar as potencialidades do modelo. Nessa análise foram obtidas as distribuições de temperatura ao longo do condensador, referente ao fluido refrigerante, o contato da parede aquecida com o tubo do condensador e a cavidade. Observou-se a existência de algumas quedas bruscas ao longo dos perfis de temperatura no contato entre o tubo e a parede aquecida. Esta queda ocorre pois no modelo não se considera a fita de alumínio nos trechos de

curvas do tubo, o que reduz a transferência de calor nesses locais, o que por sua vez, provoca uma queda na temperatura da parede aquecida.

O campo de temperatura obtido ao longo da parede aquecida foi comparado com o campo de temperatura experimental obtido por meio de uma imagem termográfica. Visualmente foi possível observar que os valores de temperatura na parede aquecida na região do tubo apresentaram boa concordância, com exceção de um pequeno trecho situado próximo a porta do refrigerador, que apresenta uma temperatura bem abaixo da temperatura ambiente. Como explicado por Colombo *et al.* (2016), isso ocorre em razão do vazamento de ar pelas gaxetas, o qual foi desconsiderado no presente modelo.

Em seguida, verificou-se a influência de alguns parâmetros e condições de operação sobre a capacidade de condensação do refrigerador, avaliando o calor transferido do refrigerante para a fita de alumínio, para a parede aquecida através do contato direto com o tubo e para a cavidade. Além disso, foi avaliado o calor rejeitado para o ambiente externo e para os compartimentos refrigerados.

Observou-se que a resistência do contato entre o tubo e a parede aquecida, o comprimento de contato entre o tubo e a parede aquecida, a espessura da parede aquecida e a temperatura do ambiente externo são parâmetros que influenciam de forma significativa a capacidade do condensador. Notou-se que um aumento de 2 °C na temperatura externa provoca uma redução de 11,6% na capacidade do condensador, enquanto uma redução de 3 °C provoca um aumento de 8,1% na capacidade de condensação.

De maneira geral, os resultados obtidos demonstram que o presente modelo pode ser utilizado para analisar o desempenho de condensadores de parede aquecida. Porém, existem alguns aspectos que podem deixar o modelo mais completo e mais próximo da situação real. Dessa maneira, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Implementar e testar outras geometrias do condensador, variando a configuração do tubo ao longo das paredes do refrigerador, procurando configurações que apresentem maiores capacidades de condensação e menores cargas térmicas;
- Comparar os desempenhos dos condensadores de parede-aquecida e de arame-sobre-tubo, nas condições de operação;
- Testar o desempenho do condensador de parede-aquecida, usando outros fluidos refrigerantes;

- Testar a influência de outras correlações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito e coeficientes de transferências de calor.

REFERÊNCIAS

- BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Design and modeling of hot-wall condensers in domestic refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 22. p. 1601 – 1617, 2002.
- CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase change phenomena**. Berkeley: Taylor & Francis, 1992. 645 p.
- CHUBACHI, S. Preliminary result of ozone observations at Syowa station from February 1982 to January 1983. **Memoirs of National Institute of Polar Research Special Issue**, Tokyo, n. 34, p. 13-19, 1984.
- COLOMBO, E. G.; ESPÍNDOLA, R. S.; KNABBEN, F. T. e MELO, C. A numerical and experimental study on skin condensers applied to household refrigerators. *In*: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, 2016, Purdue. **Conference** [...]. Purdue: University Purdue, 2016. Paper 1583. Disponível em: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1583/>. Acesso em: 13 mar. 2020.
- CONTI, J. B. Considerações sobre as mudanças climáticas globais. **Revista do Departamento de Geografia**, 2005, n. 16, p. 70-75. Disponível em: <https://www.revistas.usp.br/rdg/article/view/47286/51022>. Acessado em: 09 jan, 2019.
- ESPÍNDOLA, R. S. *et al.* Thermal performance of skin-type, hot-wall condensers, Part I: Component-level modeling and experimental evaluation. **International Journal of Refrigeration**, v. 110, p. 231-238, fev. 2020.
- FERRAREZI, R. B. **Modelagem do escoamento de fluidos refrigerantes ao longo de condensadores do tipo arame-sobre-tubo**. Ilha Solteira: Universidade Estadual Paulista. Relatório de Pesquisa de Iniciação Científica, FAPESP, 2007.
- GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, New York, v. 16, p. 359-368, 1976.
- GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1982. 666 p.
- GUPTA, J. K.; GOPAL, M. R. Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 31, n. 6, p. 979 – 988, 2008.
- LABIGALINI, V. B. **Análise numérica de condensadores do tipo Hot-Wall usados em refrigeradores domésticos**. 2013. 149 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.
- LEMMON, E. W.; HUBER, M. L.; McLINDEN, M. O. **NIST reference fluid thermodynamic and transport properties – REFPROP 8.0**. Boulder: National Institute of Standards and Technology, 2007.
- LIMA, R. S. **Análise do desempenho de condensadores de parede-aquecida usados em refrigeradores domésticos**. 2017. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2017. Disponível em:

https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/151611/lima_rs_me_ilha.pdf?sequence=3&isAllowed=y. Acesso em: 12 mar. 2020.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat transfer**. Cambridge: Cambridge University Press, 2008.

OULD DIDI, M. B.; KATTAN N.; THOME, J. R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 25, p. 935-947, 2002.

PARK, K. J.; JUNG, D.; SEO, T. Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube. **International Journal of Multiphase Flow**, Oxford, v. 34, p. 628-635, 2008.

PETUKOV, B.S. Single- and Two-phase Flows in Microchannels. In: IRVINE, T. F.; HARTNETT, J. P. **Advances in heat transfer**. New York: Academic, 1970. v. 6. p. 298-338.

PROCEL INFO. **Resultados PROCEL 2015, ano base 2014**. Disponível em: http://www.procelinfo.com.br/resultadosprocel2015/docs/rel_procel2015_web.pdf?1. Acesso em: 11 dez. 2019.

REBORA, A.; TAGLIAFICO, L. A. Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances, **International Journal of Refrigeration**, London, v. 21, n. 6, p. 490–502, 1997.

REFRIMAQ. **Uma breve história da refrigeração no mundo**. 2017. Disponível em: <https://refrimaq.org/historia-da-refrigeracao/>. Acesso em: 09 jan. 2019.

SHAH, R. K. ; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchangers**. New York: John Wiley, 2003.

SÓGELO – Produtos alimentares congelados. **A história do gelo**, 2019. Disponível em: https://sogelo.com/?page_id=7138. Acesso em: 09 jan. 2019.

RICHARDSON, L. F.; GAUNT, J. A. The deferred approach to the limit. Part I. Single lattice. Part II. Interpenetrating lattices. **Transactions of the Royal Society of London**, London, v. 226, p. 299–361, 1927.

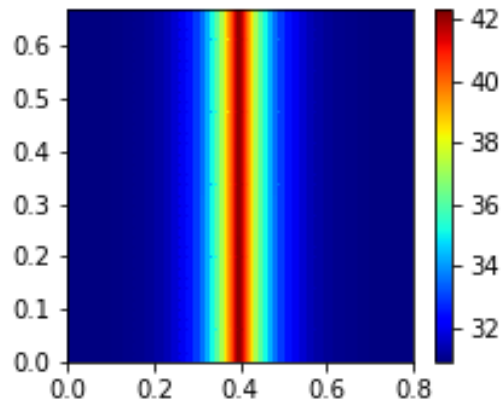
ROHSENOW, W.; HARNETT, J.; CHO, Y. **Handbook of heat transfer**. 3. ed. Madson: McGraw Hill, 1998.

ROACHE, P. J. Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies. **Journal of Fluids Engineering**, New York, v. 116, n. 3, p. 405-413, 1994.

APÊNDICE

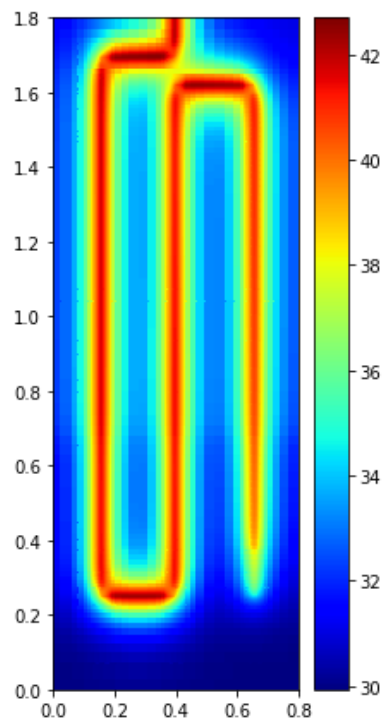
As Figuras A.1 e A.2 ilustram, respectivamente, as distribuições de temperatura na parede superior e direita do refrigerador, utilizando o presente modelo.

Figura A.1 – Distribuição de temperatura da parede superior do refrigerador.



Fonte: Próprio autor.

Figura A.2 – Distribuição de temperatura da parede direita do refrigerador.



Fonte: Próprio autor.