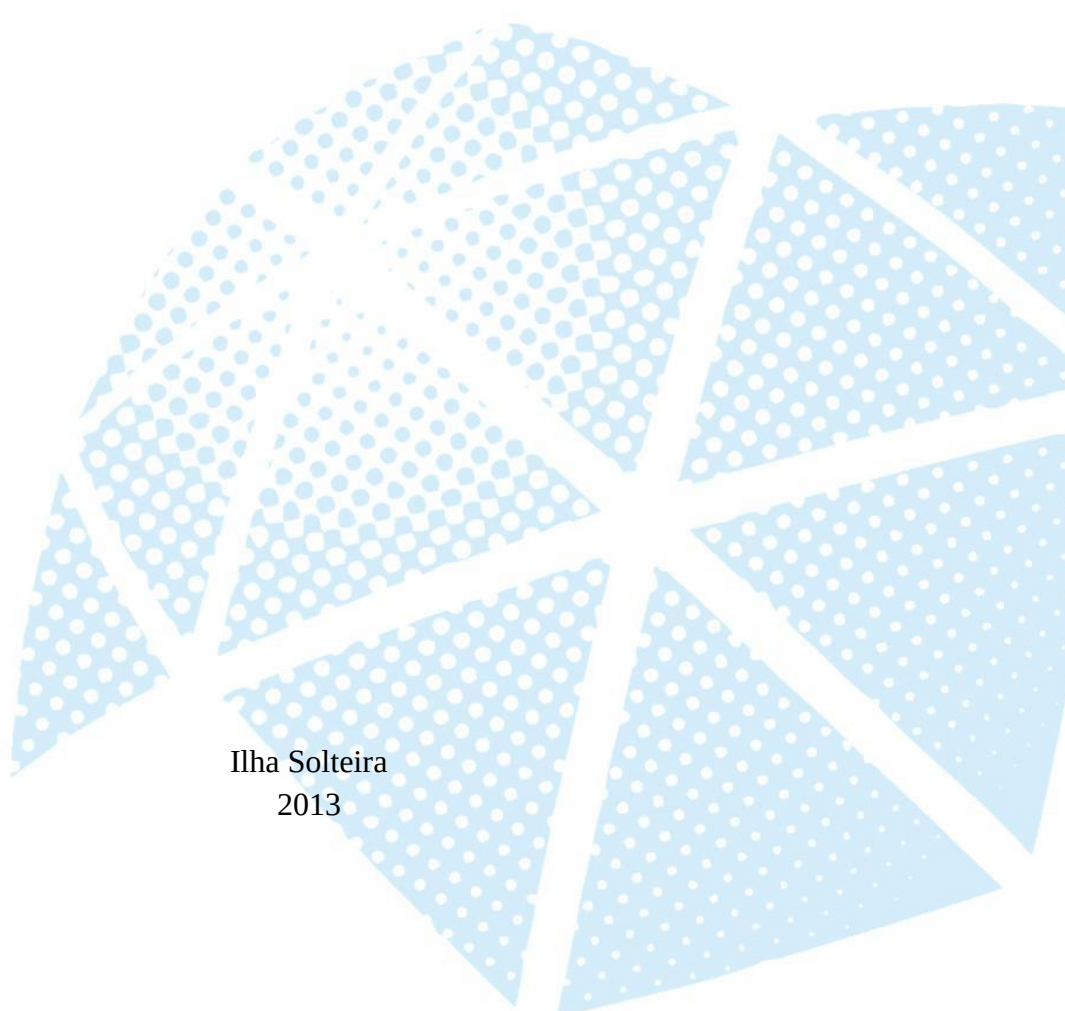


**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

VINÍCIUS BRANDANI LABIGALINI

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CONDENSADORES DO TIPO *HOT-WALL* USADOS EM
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

Ilha Solteira
2013



VINÍCIUS BRANDANI LABIGALINI

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CONDENSADORES DO TIPO *HOT-WALL* USADOS EM
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia - UNESP – Campus de Ilha
Solteira, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

Ilha Solteira

2013

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

- L118a Labigalini, Vinícius Brandani.
Análise numérica de condensadores do tipo hot-wall usados em refrigeradores domésticos / Vinícius Brandani Labigalini. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2013
154 f. : il.
- Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2013
- Orientador: André Luiz Seixlack
Inclui bibliografia
1. Condensador de parede aquecida. 2. Refrigerador doméstico. 3. Escoamento bifásico. 4. Análise de desempenho.

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Análise Numérica de Condensadores do tipo Parede-Aquecida Usados em Refrigeradores Domésticos

AUTOR: VINICIUS BRANDANI LABIGALINI

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



Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. GILMAR GUIMARÃES

UFU - Universidade Federal de Uberlândia / Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Faculdade de Engenharia Mecânica

Ilha Solteira, 06 de setembro de 2013

Dedico este trabalho à todos os orientadores e orientandos do Brasil, que mesmo enfrentando as dificuldades da falta de incentivo tanto do setor público quando do setor privado, mantém viva a chama do desenvolvimento científico. Neste contexto, faço aqui a menção especial ao professor André Luiz Seixlack, cuja motivação foi essencial para o fomento do trabalho, que culminou com meu título de Mestre, porém se iniciou no quinto semestre da graduação, com um aluno querendo conhecer o caminho pesquisa.

Agradeço primeiramente à Deus por me prover saúde e força para a conclusão desta pesquisa, e aos meus familiares e amigos pelo apoio incondicional, em especial a minha mãe Carmen Silvia e minha noiva Josiani.

RESUMO

Neste trabalho apresenta-se um modelo matemático para análise do desempenho de condensadores do tipo parede-aquecida, *hot-wall*, usados em refrigeradores domésticos. Essa análise envolve a modelagem, no regime permanente, do escoamento do fluido refrigerante no interior da tubulação do condensador e da transferência de calor por convecção natural e radiação entre a sua superfície externa e o meio externo. No interior do tubo o escoamento é considerado unidimensional e dividido em uma região monofásica de vapor superaquecido, uma região bifásica líquido-vapor e outra em que o refrigerante se encontra no estado de líquido sub-resfriado. Na região bifásica o escoamento é considerado homogêneo, ou seja, consideram-se condições de equilíbrio térmico e hidrodinâmico entre as fases. A queda de pressão no interior do tubo é considerada. Três modelagens distintas para a transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo são abordadas: uma considerando o contato direto entre fluido refrigerante e a placa-aquecida, desprezando a resistência térmica da parede do tubo; outra utilizando a modelagem de aleta com extremidade adiabática em contato com o tubo e, por fim, emprega-se uma modelagem de condução bidimensional para a placa aquecida. A solução numérica das equações governantes: equação de conservação da massa, equação da quantidade de movimento e equação de conservação de energia, é obtida usando-se o método de Volumes Finitos. O sistema de equações algébricas resultante é resolvido por substituições sucessivas. O modelo é validado comparando-se seus resultados com os dados experimentais disponíveis na literatura e/ou obtidos por outros modelos.

Palavras-chave: condensador de parede-aquecida; refrigerador doméstico; escoamento bifásico; análise de desempenho.

ABSTRACT

This work presents a mathematical model to analyze the performance of hot-wall condensers, commonly used in domestic refrigerators. Such analysis involves modeling the steady state refrigerant flow inside the condenser tube and free convection and radiation heat transfer between the outside surface of the condenser and external environment. The refrigerant flow inside the tube is considered one-dimensional and divided in a superheated vapor single-phase region, a two-phase flow region and a subcooled liquid single-phase region. The homogeneous flow model is employed for the two-phase flow, namely, hydrodynamic and thermal equilibrium between phases is taking into account. The refrigerant pressure drop inside the tube is also taking into account. Three distinct models for the heat transfer between the condenser and the external environment are addressed: one considering the direct contact between the refrigerant fluid and the hot wall, neglecting the thermal resistance of the tube wall, another using the fin with adiabatic tip model in contact with the tube, and ultimately employing the two-dimensional conduction heat transfer model on the hot wall. Finite Volume approach is used to obtain the discretization of the governing equations: mass conservation, momentum and energy conservation equations. The resulting set of algebraic equations is solved by successive iterations. The results obtained are compared with experimental data available in the literature.

Keywords: hot-wall condenser; household refrigerator; two-phase flow; performance analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Componentes de um sistema de refrigeração padrão (Suguimoto, 2011)	22
Figura 1.2 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor (Suguimoto, 2011).....	23
Figura 1.3 – Diagrama esquemático pressão-entalpia do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor (Suguimoto, 2011)	24
Figura 1.4 - Esquema de um condensador do tipo arame-sobre-tubo padrão (Ferrarezi, 2007)	26
Figura 1.5 - Esquema de um condensador do tipo <i>hot-wall</i>	28
Figura 2.1 – Esquema do condensador de parede aquecida	40
Figura 2.2 – Esquema das regiões do escoamento ao longo do condensador de parede aquecida	43
Figura 2.3 – Balanço de massa em um volume de controle elementar	45
Figura 2.4 – Balanço de quantidade de movimento linear em um volume de controle elementar	46
Figura 2.5 – Balanço de energia para um volume de controle elementar no interior do tubo do condensador	48
Figura 2.6 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na placa aquecida do condensador modelo de contato direto	5
0	

Figura 2.7 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na parede-aquecida - modelo de aleta com extremidade adiabática	53
Figura 2.8 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na parede do tubo do condensador segundo a abordagem de placa bidimensional	58
Figura 2.9 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na placa aquecida	60
Figura 2.10 – Esquema do diagrama p-h, representando os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do condensador	62
Figura 2.11 – Condição inicial condições de contorno para a placa aquecida.	64
Figura 2.12 – Condições de início e fim da região de saturação.	65
Figura 3.1 - Malha computacional ao longo do tubo do condensador.	81
Figura 3.2 - Malha computacional unidimensional na parede do condensador – modelo de contato direto.	85
Figura 3.3 - Malha computacional na placa aquecida do condensador.	89
Figura 3.4 - Volume de controle bidimensional para a placa do condensador.....	90
Figura 3.5 - Acoplamento entre as temperaturas da placa aquecida e as temperaturas do fluido refrigerante.....	92
Figura 3.6 – Algoritmo de solução para o modelo de contato direto	94
Figura 3.7 – Algoritmo de solução para o modelo de aleta com extremidade adiabática.	97
Figura 3.8 – Algoritmo de solução para o modelo de placa bidimensional.	99
Figura 4.1 – Efeito do refinamento de sobre as distribuições de Temperatura ao longo do tubo do condensador.	103
Figura 4.2 – Diagrama pressão-entalpia dos testes de refinamento de malha.....	104

Figura 4.3 – Efeito do fator de atrito monofásico nas distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador	106
Figura 4.4 – Efeito do fator de atrito monofásico nas distribuições de pressão ao longo do tubo do condensador	107
Figura 4.5 – Efeito do modelo de cálculo de Fz na região bifásica sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador	108
Figura 4.6 – Efeito do modelo de cálculo de Fz na região bifásica sobre as distribuições de pressão ao longo do tubo do condensador	109
Figura 4.7 – Efeito da correlação de $\bar{\mu}$ sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.	110
Figura 4.8 – Efeito da correlação de $\bar{\mu}$ sobre as distribuições de de pressão ao longo do tubo do condensador.	111
Figura 4.9 – Distribuições do coeficiente de transferência de calor ao longo do tubo do condensador – efeito das regiões monofásicas	113
Figura 4.10 – Efeito das correlações do coeficiente de transferência de calor monofásico sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.	113
Figura 4.11 – Distribuições do coeficiente de transferência de calor ao longo do tubo do condensador – efeito da região bifásica.....	115
Figura 4.12 – Efeito das correlações do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.....	115

Figura 4.13 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 1 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	119
Figura 4.14 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 2 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	119
Figura 4.15 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 3 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	120
Figura 4.16 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 4 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	120
Figura 4.17 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 1 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).....	121
Figura 4.18 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 2 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).....	122
Figura 4.19 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 3 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).....	122
Figura 4.20 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 4 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).....	123
Figura 4.21 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 1 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	124

Figura 4.22 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 2 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	124
Figura 4.23 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 3 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	125
Figura 4.24 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 4 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL e CHIN, 2002).	125
Figura 4.25 – Capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa do refrigerante – Caso 1.....	129
Figura 4.26 – Capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa do refrigerante – Caso 2.....	130
Figura 4.27 – Queda de pressão em função do fluxo de massa do refrigerante - Caso 1.....	131
Figura 4.28 – Queda de pressão em função do fluxo de massa do refrigerante - Caso 2.....	132
Figura 4.29 – Esquema do posicionamento do condensador de parede-aquecida em um refrigerador doméstico.....	133
Figura 4.30 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 1.	134
Figura 4.31 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 1.	135
Figura 4.32 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 2.	135
Figura 4.33 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 2.	136
Figura 4.34 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 3.	136
Figura 4.35 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 3.	137
Figura 4.36 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 4.	137
Figura 4.37 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 4.	138

Figura 4.38 – Capacidades térmicas para um condensador de parede aquecida operando com diferentes fluidos refrigerantes.	140
Figura 4.39 – Queda de pressão do escoamento ao longo do tubo de um condensador de parede aquecida operando com diferentes fluidos refrigerantes.	140

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Características geométricas e propriedades do condensador analisado (BANSAL e CHIN, 2002).	102
Tabela 4.2. Condições de operação para o teste de refino de malha computacional.....	102
Tabela 4.3. Condições testadas por Bansal e Chin (2002).	118
Tabela 4.4 – Desvios percentuais entre as capacidades térmicas do condensador medidas (Bansal e Chin, 2002) e calculadas.....	126

LISTA DE SÍMBOLOS

ρ_r	massa específica [kg/m ³]
t	tempo [s]
z	coordenada ao longo do tubo [m]
G	fluxo de massa de refrigerante [kg/m ² s]
u	velocidade média do refrigerante na seção transversal do tubo [m/s]
A_i	área interna da seção transversal do tubo [m ²]
d_i	diâmetro interno do tubo [m]
α	fração de vazio
L	comprimento do tubo capilar [m]
ρ_l	massa específica do líquido saturado [kg/m ³]
ρ_v	massa específica do vapor saturado [kg/m ³]
x	título termodinâmico
P	pressão do escoamento [Pa]
P_i	perímetro interno do tubo [m]
τ_w	tensão de cisalhamento na parede [Pa]
f	fator de atrito de Darcy
f_l	fator de atrito de Darcy na região líquida
f_b	fator de atrito de Darcy na região bifásica
e	energia interna específica [J/kg]
v	volume específico [m ³ /kg]
v_l	volume específico do líquido saturado [m ³ /kg]
v_v	volume específico do vapor saturado [m ³ /kg]

i_0	entalpia específica [J/kg]
h_i	coeficiente de transferência de calor no interior do tubo [W/m²K]
i_l	entalpia específica do líquido saturado [J/kg]
i_v	entalpia específica do vapor saturado [J/kg]
ρ_p	massa específica do material da placa aquecida [kg/m³]
A_p	área da seção transversal da parede aquecida [m²]
δ	espessura da parede aquecida [m]
q_e''	fluxos de calor por convecção entre a parede externa da placa aquecida e o ar ambiente [W/m²]
q_{rad}''	fluxos de calor por radiação entre a parede externa da placa aquecida e o ar ambiente [W/m²]
T_r	temperatura do refrigerante [K]
T_p	temperatura da placa [K]
T_c	temperatura da parede do tubo do condensador [K]
P_{sat}	pressão de saturação [Pa]
Re	número de Reynolds
c	calor específico do material da placa aquecida [J/kgK]
k_p	condutividade térmica do material da placa aquecida [W/m²K]
h_e	coeficiente de transferência de calor por convecção entre o condensador e o ambiente externo [W/m²K]
T_a	temperatura ambiente [K]
ε	emissividade da superfície da placa aquecida
σ	constante de Stefan-Boltzmann [W/m²K⁴]
h_{rad}	coeficiente de transferência de calor por radiação [W/m²K]
ϕ_l^2	multiplicador bifásico
α_p	difusividade térmica do material da placa aquecida [m²/s]

A_s	área da seção transversal do volume de controle [m ²]
P_a	perímetro da aleta [m]
h_{tot}	coeficiente de transferência de calor total [W/m ² .K]
η	rendimento de aleta com extremidade adiabática
T_p	temperatura de base da aleta [K]
ρ_c	massa específica do material da parede do condensador [kg/m ³]
A_{cc}	área da coroa circular do tubo [m]
d_e	diâmetros externo do tubo [m]
P_e	perímetro externo do tubo [m]
q''_{cond}	fluxo de calor por condução para a parede aquecida [W/m ²]
c_c	calor específico do material da parede do tubo do condensador [J/kgK]
k_c	condutividade térmica do material da parede do tubo do condensador [W/m ² K]
T_c	temperatura da parede do tubo do condensador [K].
μ	viscosidade absoluta [Pa.s]
μ_l	viscosidade absoluta do líquido saturado [Pa.s]
μ_v	viscosidade absoluta do vapor saturado [Pa.s]
Re	número de Reynolds
Re _l	número de Reynolds da fase líquido
Re _v	número de Reynolds da fase vapor
Re _{eq}	número de Reynolds equivalente da região bifásica
Ra _l	número de Rayleigh
g	aceleração gravitacional [m/s ²]
β	coeficiente de expansão térmica do ar [K ⁻¹]

ν viscosidade cinemática do ar [m^2/s]

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	20
1.1 FLUIDOS REFRIGERANTES	20
1.2 TROCADORES DE CALOR: CONDENSADORES.....	22
1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	30
1.4 OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO	33
1.5 ESBOÇO DA DISSERTAÇÃO	34
CAPÍTULO 2 – MODELAGEM MATEMÁTICA.....	36
2.1 INTRODUÇÃO.....	36
2.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	40
2.2.1 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA MASSA	40
2.2.2 EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO	41
2.2.3 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA NO ESCOAMENTO.....	42
2.3 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O CONDENSADOR E O MEIO AMBIENTE	44
2.3.1 MODELO DE CONTATO DIRETO	44
2.3.2 MODELO DE ALETA COM EXTREMIDADE ADIABÁTICA	46
2.3.3 MODELO DE PLACA BIDIMENSIONAL	50
2.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	53
2.5 EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS.....	57
2.5.1 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO FATOR DE ATRITO MONOFÁSICO	57
2.5.2 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO FATOR DE ATRITO BIFÁSICO	59
2.5.3 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO ENTRE O FLUIDO REFRIGERANTE E A PAREDE DO TUBO NAS REGIÕES MONOFÁSICAS.....	64
2.5.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO ENTRE O FLUIDO REFRIGERANTE E A PAREDE DO TUBO NA REGIÃO BIFÁSICA ...	65
2.5.5 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO ENTRE A PAREDE E O AR AMBIENTE	67
CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	69
3.1 INTRODUÇÃO.....	69
3.1.1 DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA MASSA PARA O FLUIDO REFRIGERANTE.....	70

3.1.2	DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO PARA O FLUIDO REFRIGERANTE	71
3.1.3	DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA PARA O FLUIDO REFRIGERANTE.....	72
3.1.4	DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA PARA A PAREDE DO CONDENSADOR - MODELO DE CONTATO DIRETO	73
3.1.5	DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA PARA A PAREDE DO TUBO E PLACA DO CONDENSADOR – MODELO DE PLACA BIDIMENSIONAL.....	75
3.2	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO	80
3.2.1	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO PARA O MODELO DE CONTATO DIRETO	80
3.2.2	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO PARA O MODELO DE ALETA COM EXTREMIDADE ADIABÁTICA.....	81
3.2.3	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO PARA A ABORDAGEM DE PLACA BIDIMENSIONAL	83
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES		85
4.1	INTRODUÇÃO.....	85
4.2	INFLUÊNCIA MALHA COMPUTACIONAL	86
4.3	INFLUÊNCIA DAS RELAÇÕES CONSTITUTIVAS.....	88
4.3.1	COEFICIENTE DE ATRITO MONOFÁSICO	90
4.3.2	MODELO DE CÁLCULO DA FORÇA DE ATRITO, FZ, NA REGIÃO BIFÁSICA	91
4.3.3	MODELO DE CÁLCULO DA VISCOSIDADE BIFÁSICA	93
4.3.4	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MONOFÁSICO	95
4.3.5	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR BIFÁSICO	97
4.4	DEFINIÇÃO DO MODELO	99
4.5	VALIDAÇÃO DO MODELO	100
4.6	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA PLACA AQUECIDA	113
4.7	DESEMPENHO DO CONDENSADOR OPERANDO COM FLUIDOS REFRIGERANTES ALTERNATIVOS.....	119
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES		123
REFERÊNCIAS		127

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo apresenta-se a introdução do trabalho, demonstrando o problema dos refrigerantes halogenados e alternativas a sua substituição. Em seguida, apresenta-se um preâmbulo sobre os tipos e funcionamentos dos condensadores usados nos ciclos de refrigeração em refrigeradores domésticos atuais. Conclui-se este capítulo, apresentando-se uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos que analisam os condensadores do tipo parede-aquecida ou *hot-wall*, tanto experimental como numericamente, e de outros trabalhos que estudam o escoamento e a transferência de calor em condensadores no campo da refrigeração, além de detalhar os objetivos do trabalho e um breve esboço da dissertação.

1.1 FLUIDOS REFRIGERANTES

Os cientistas enfrentam desde a década de setenta os desafios de buscar fluidos refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente. Fluidos que não contribuam com a redução da camada de ozônio presente na estratosfera e nem com o aumento do efeito estufa, visando, principalmente, reduzir o processo do aquecimento global.

Na área de refrigeração, as pesquisas direcionam-se na busca de fluidos refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente e na análise do comportamento dos componentes do sistema de refrigeração, com o objetivo de melhorar sua eficiência energética e reduzir custos de fabricação.

Durante aproximadamente setenta anos os fluidos refrigerantes halogenados, os clorofluorcarbonos, também conhecidos como CFC's, foram usados nos sistemas de refrigeração. Molina e Rowland (1974) propuseram um modelo teórico estabelecendo uma ligação entre os CFC's liberados na atmosfera e a redução da camada de ozônio. Desde então, esse problema tem merecido atenção especial nos estudos científicos atmosféricos e, nesse período, uma série de evidências dessa relação tem se acumulado.

No entanto, alguns pesquisadores defendem a ideia de que o aumento do efeito estufa acontece naturalmente no planeta. Isso porque eras de glaciação e aquecimento intercalaram-se na Terra, e o papel das emissões de gases que degradam a camada de ozônio e provocam o efeito estufa apenas aceleram o processo que desencadeia esse evento.

Eerola (2003) defende que a geologia do planeta, mais precisamente o movimento das placas tectônicas, é o principal fator das mudanças do clima no planeta e o homem passa a ser apenas mais um agente geológico dentre muitos outros, porém, sendo a espécie que pela primeira vez na história da Terra, pode ter o poder de contribuir à uma mudança global. Na falta de provas suficientes, é difícil dizer se o aquecimento global é provocado pelo homem ou não.

Para Tomasoni e Tomasoni (2005) a influência dos CFC's e de outros gases poluentes sobre a redução da camada de ozônio e o aumento do efeito estufa não pode ser banalizada pela ciência como única e exclusiva causa das mudanças climáticas. Muitas vezes fatores externos como a economia acabam influenciando um parecer sobre a questão.

Em 1985, as Nações Unidas adotaram a Convenção de Viena, que teve o mérito de estimular a cooperação intergovernamental sobre pesquisa, observação sistemática da camada de ozônio, monitoramento da produção de clorofluorcarbonos e a troca de informações entre países para enfrentar os sérios problemas que a diminuição da camada de ozônio causa.

Estudos e discussões em vários países levaram à elaboração do Protocolo de Montreal em 1987, para eliminar gradualmente a produção e o consumo dos CFC's e de outras substâncias nocivas à camada de ozônio. Alguns países da América Latina aderiram de imediato ao Protocolo e outros foram se incorporando depois.

O Brasil aderiu a esse protocolo em 1990 e a produção dos CFC's no país foi interrompida em 1999. Em 2001 começaram a ser impostas metas para a redução da importação dos CFC's e a utilização desses fluidos foi proibida em novos equipamentos de refrigeração.

Pelo Protocolo de Montreal, o Brasil poderia importar CFC's até 2010, assim como outros países em desenvolvimento, mas o governo Brasileiro decidiu adiantar esse prazo permitindo a importação somente até 31 de dezembro de 2006.

A comunidade científica vem realizando nas últimas décadas um grande esforço, objetivando a substituição dos CFC's e mais recentemente, também dos HCFC's - hidroclorofluorcarbonos, em especial o HCFC-22, ou R-22. Várias alternativas têm surgido, a maioria da família dos hidrocarbonetos halogenados, tanto como substâncias puras ou como misturas binárias ou ternárias. No grupo dos halogenados, que não contêm cloro, citam-se o HFC-134a/R-134a, o R-404A, o R-402B, o R-407C e o R-417A.

A maioria das aplicações domésticas e comerciais leves adotou o HFC-134a como fluido refrigerante e o HCFC-141b/R-141b como agente na expansão de espuma. As aplicações

comerciais leves, que até então empregavam o HCFC-22 ou o R-502, passaram a usar o R-404A. O HFC-134a, embora tenha um efeito mínimo sobre a camada de ozônio, possui um alto potencial de aquecimento global – efeito estufa.

Além das alternativas anteriores, cogita-se a utilização de fluidos refrigerantes naturais, tais como: o isobutano, HC-600a, no setor de refrigeração doméstica, o propano, HC-290, e o dióxido de carbono, CO₂/R-744, no setor de refrigeração comercial leve.

A substituição dos CFC's e dos HCFC's tem motivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos na análise do comportamento dos componentes dos sistemas de refrigeração e ar condicionado em relação aos novos fluidos refrigerantes. Dentre esses componentes, os compressores, os trocadores de calor: evaporadores e condensadores e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, têm sido extensivamente analisados.

A motivação do presente trabalho é a análise de um desses componentes: os condensadores, que tem sido alvo de inúmeras pesquisas, experimentais e numéricas, em razão de sua grande influência sobre o desempenho global do sistema.

1.2 TROCADORES DE CALOR: CONDENSADORES

A refrigeração é todo processo de redução de temperatura de uma substância em um dado espaço. Em termos gerais, os princípios da refrigeração baseiam-se em três tipos de efeitos físicos observados em fenômenos naturais: a transferência de calor que provoca o resfriamento de substâncias colocadas em contato com corpos a baixas temperaturas; o aumento de temperatura provocado pela evaporação de certas substâncias; e a queda de temperatura provocada pela rápida expansão dos gases.

Os sistemas de refrigeração são utilizados principalmente para armazenar alimentos a baixas temperaturas, inibindo assim a ação de bactérias, fermentação e o aparecimento do bolor. Além disso, são usados para manter uma temperatura estável em máquinas e equipamentos, em geral para melhorar seus desempenhos.

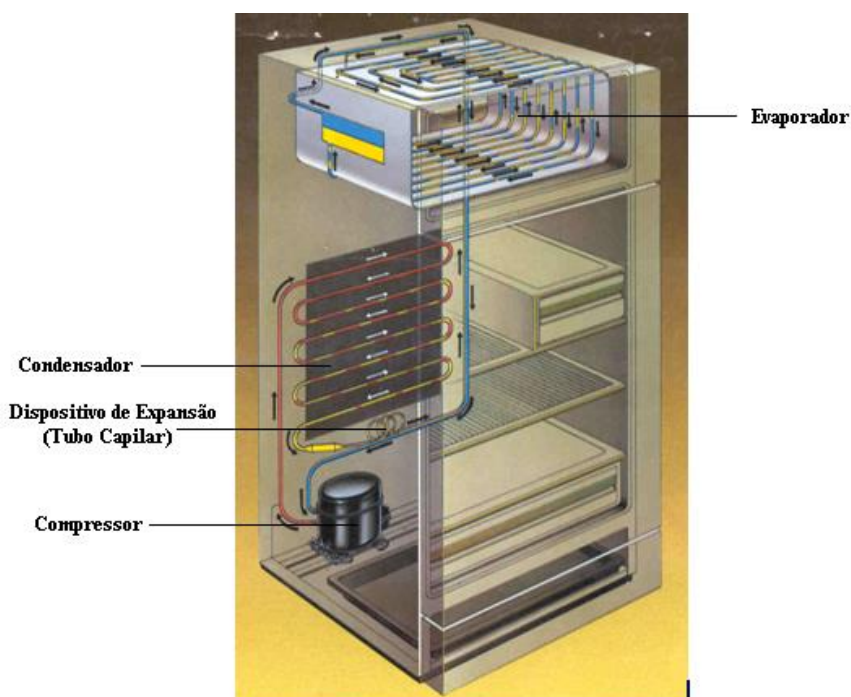
Desde o final do século XVIII os cientistas procuravam construir uma máquina que produzisse "frio", ou seja, retirasse calor. O processo histórico da refrigeração foi longo e somente no final do século XIX, as técnicas de refrigeração popularizaram o uso de

refrigeradores domésticos e sistemas de ar condicionado, que utilizavam o ciclo de compressão de vapor, usado até os dias atuais.

O ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor, empregado na maioria dos refrigeradores domésticos, compõe-se basicamente de quatro componentes: compressor, evaporador, condensador e dispositivo de expansão, como mostra a Fig. 1.1.

No ciclo de refrigeração padrão, o escoamento do fluido refrigerante alterna-se entre os estados de líquido e vapor. Na entrada do dispositivo de expansão, o fluido refrigerante encontra-se, geralmente, no estado de líquido sub-resfriado e é submetido a uma queda brusca de pressão. Na saída do dispositivo de expansão o refrigerante encontra-se no estado saturado com título, normalmente, de 25%. A partir daí o fluido que está na região bifásica segue para o evaporador, onde irá se vaporizar, absorvendo calor do ambiente a ser refrigerado. No caso dos refrigeradores domésticos, o fluido refrigerante absorve calor da parte interna do gabinete, ou seja, de alimentos e outros produtos.

Figura 1.1 - Componentes de um sistema de refrigeração padrão.



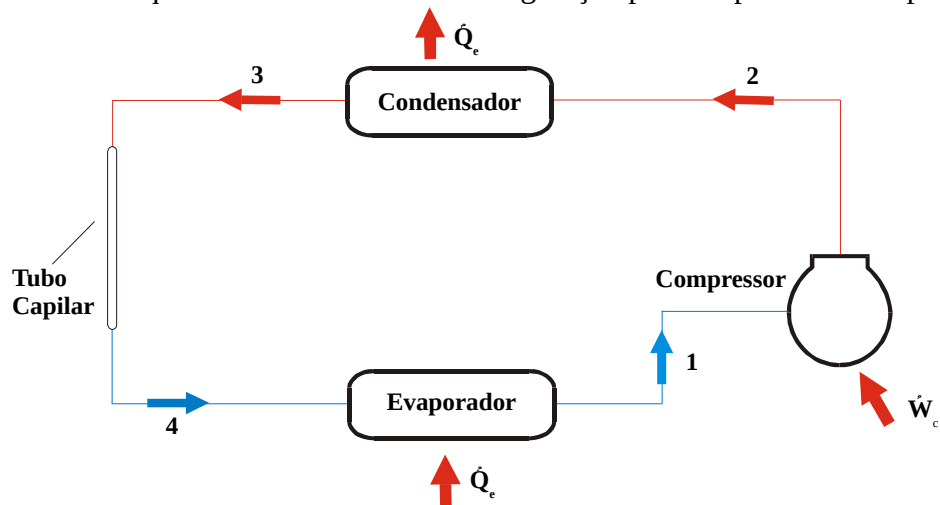
Fonte: (SUGUIMOTO, 2011).

Na saída do evaporador, o fluido refrigerante deve apresentar-se no estado de vapor superaquecido, para evitar a entrada de líquido no compressor, o que prejudicaria seu desempenho. Do compressor, o refrigerante escoar ao longo do condensador, onde irá ceder

calor ao ambiente externo, condensando-se e completando o ciclo de refrigeração até a entrada do dispositivo de expansão.

Na Figura 1.2 é mostrado esquematicamente um sistema de refrigeração padrão por compressão de vapor, no qual se observa a posição relativa dos quatro principais componentes: o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão, neste caso um tubo capilar, as trocas de calor com o meio e o trabalho fornecido pelo motor elétrico ao compressor.

Figura 1.2 - Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

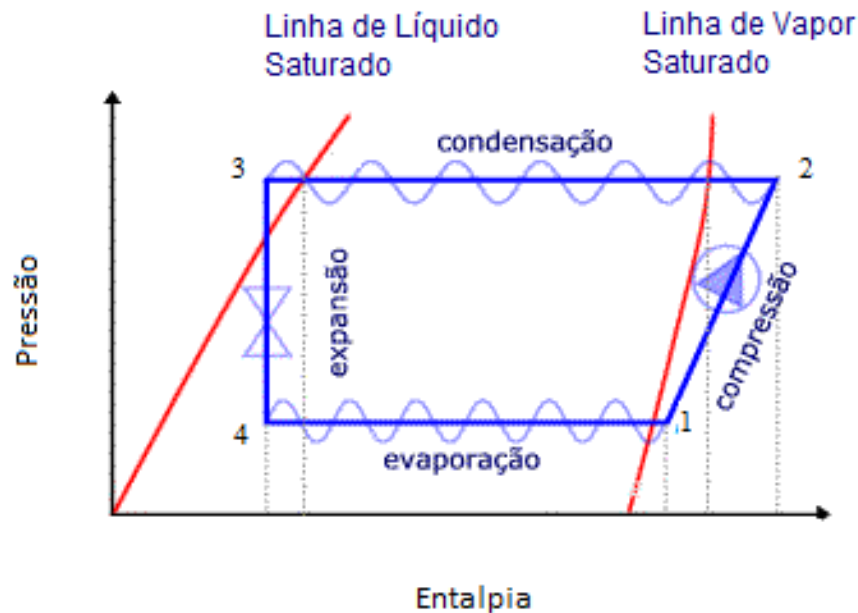


Fonte: (SUGUIMOTO, 2011).

Os processos anteriores são mostrados, esquematicamente, no diagrama pressão entalpia da Fig. 1.3. No condensador, o refrigerante cede calor para o meio ambiente, entre os estados 2-3. Em seguida, a pressão do refrigerante é reduzida ao longo do tubo capilar, entre os estados 3-4. No evaporador, o refrigerante absorve calor enquanto evapora-se entre os estados 4-1. Finalmente, no compressor o vapor é comprimido entre os estados 1-2, retornando para o condensador para reiniciar o ciclo.

Dentre os componentes de um sistema de refrigeração, os compressores, os trocadores de calor (evaporadores e condensadores) e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, usados em sistemas de pequeno porte, com capacidade até 10 kW, têm sido extensivamente analisados. O projeto adequado, considerando vários aspectos como a forma, tamanho e capacidade dos trocadores de calor, melhora não só o desempenho do sistema, como também reduz o espaço ocupado e a quantidade de material necessária na fabricação.

Figura 1.3 – Diagrama esquemático pressão-entalpia do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: (SUGUIMOTO, 2011).

Atualmente, existem duas configurações básicas para a construção dos condensadores que operam em ciclos de refrigeração padrão para os refrigeradores domésticos. A primeira delas são os condensadores externos ao gabinete, em contato direto com o meio, e a segunda são os condensadores internos, cuja troca de calor não se dá de forma direta com o meio.

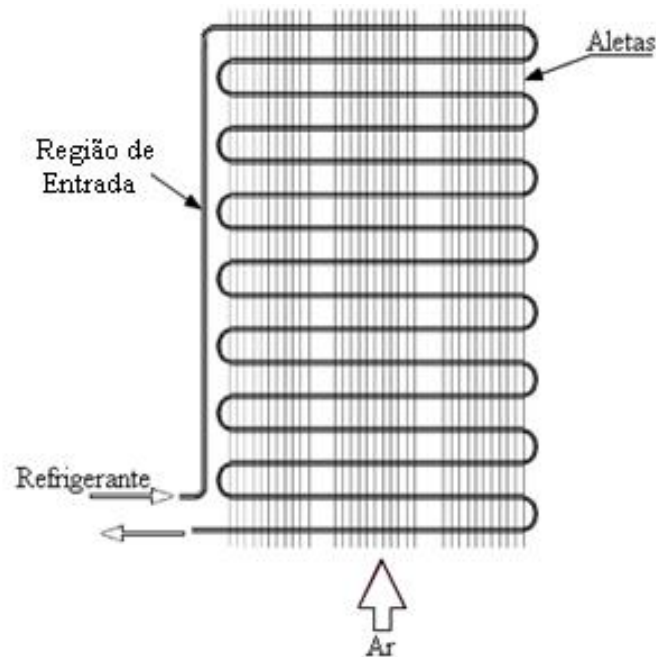
A primeira configuração está presente na maioria dos refrigeradores fabricados na Europa, América do Sul e Ásia, enquanto que a segunda configuração é a mais comum em refrigeradores produzidos na América do Norte.

O modelo mais comum empregado na fabricação dos condensadores externos é o tipo arame-sobre-tubo. Tais condensadores são constituídos por um único tubo, de aço ou de cobre, disposto em forma de serpentina de passes múltiplos. Um feixe de arames cilíndricos, que servem como aletas, é soldado simetricamente na superfície externa de ambos os lados na direção normal do tubo, em razão da maior resistência térmica do ar em relação ao refrigerante.

O fluido refrigerante escoa no interior do tubo à medida que muda de fase e o ar escoa externamente, trocando calor por radiação e por convecção natural com a superfície externa do tubo e com o feixe de aletas. Na Figura 1.4 observa-se que o refrigerante, antes de entrar no condensador, escoa ao longo de uma região do tubo não aletada, conhecida como região de entrada do condensador. Nessa região, o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor

superaquecido e transfere calor para o ar. Ao longo do condensador, o refrigerante atinge o estado de saturação e, a partir daí o processo de condensação convectiva ocorre, até que o refrigerante saia do condensador, no estado saturado ou de líquido sub-resfriado.

Figura 1.4 - Esquema de um condensador do tipo arame-sobre-tubo padrão.



Fonte: (FERRAREZI, 2007).

Uma vez que o calor é transferido da parede externa do tubo e das aletas para o ar, por radiação e por convecção natural, o principal parâmetro de interesse prático é o coeficiente de transferência de calor combinado. As condições de operação do condensador são definidas pela diferença média entre as temperaturas da parede e do ar ambiente.

Os condensadores arame-sobre-tubo têm sido utilizados em sistemas de refrigeração e amplamente estudados desde a década de 50 do século XX. Uma das grandes dificuldades encontradas no estudo desse tipo de condensador é a obtenção de resultados satisfatórios referentes à transferência de calor entre a sua superfície externa, tubo e arames, e o ar ambiente, que pode ocorrer por convecção natural, na maioria dos casos, ou por convecção forçada do ar.

O fato de se posicionar o refrigerador em lugares onde o escoamento fica confinado, muitas vezes próximo à parede, faz com que sua eficiência termodinâmica diminua, tanto para refrigeradores com condensadores internos, como para aqueles com condensadores externos.

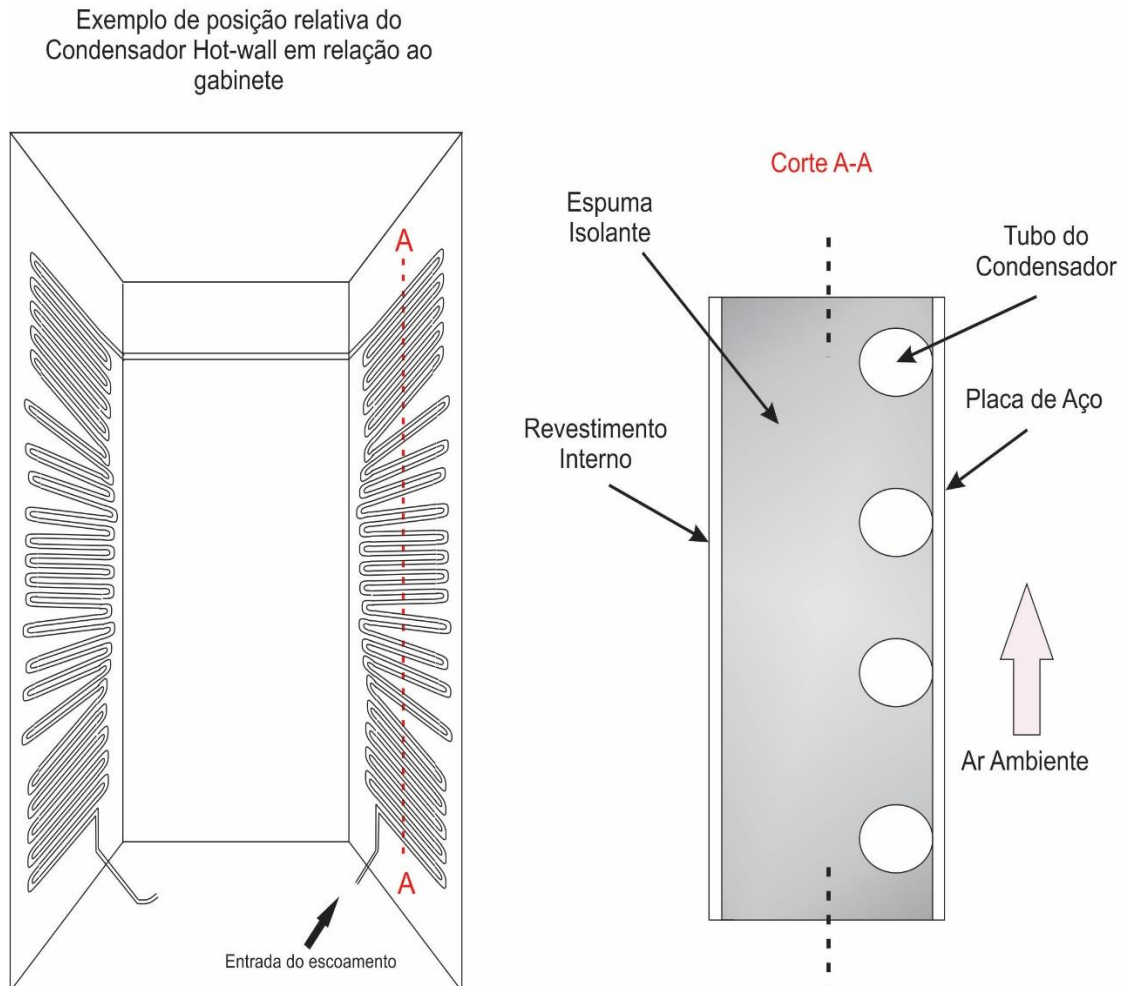
A tendência atual da indústria é produzir refrigeradores cada vez mais compactos, a fim de ocupar o menor espaço possível nos ambientes e tentar aliar essa tendência com a manutenção ou melhoria da eficiência dos aparelhos.

Uma das soluções construtivas encontradas foi adotar o acoplamento tanto dos tubos do condensador como também do evaporador a uma superfície de contato uniforme com o ambiente, por exemplo, uma placa, ampliando a área de troca de calor e ainda reduzindo o espaço físico.

A partir daí, desenvolveu-se o modelo mais comum empregado na fabricação dos condensadores internos, que é o tipo parede aquecida ou do inglês *hot-wall*. Os condensadores *hot-wall* são constituídos, da mesma forma que os do tipo arame-sobre-tubo, por um único tubo, de aço ou de cobre, disposto em forma de serpentina de passes múltiplos. A serpentina, presa nas laterais do gabinete é então soldada na placa de aço responsável por fazer a troca de calor com o ambiente, fazendo com que o condensador fique situado internamente ao gabinete entre a espuma do isolante e a placa de aço (Fig. 1.5).

Gupta e Gopal (2008) mencionaram que os condensadores de parede-aquecida, além de apresentarem uma estética melhor 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. Por isso, muitos fabricantes têm optado atualmente pelo uso desse tipo de condensador.

Figura 1.5 - Esquema de um condensador do tipo *hot-wall*.



Diferentemente do condensador externo, o fluido refrigerante escoar no interior do tubo à medida que muda de fase e troca calor com a placa de aço, que por sua vez, transfere calor por radiação e por convecção natural para o ar que escoar externamente. Na Figura 1.5 observa-se uma das configurações possíveis para o refrigerador *hot-wall*, na qual o refrigerante, antes de entrar no condensador, escoar ao longo de uma região do tubo que não está em contato direto com as placas laterais. Em seguida o fluido refrigerante atinge as laterais do refrigerador e transfere calor para o meio através das placas, condensando-se ao longo do comprimento do condensador. Ao longo do condensador, o refrigerante atinge o estado de saturação e, a partir daí o processo de condensação convectiva ocorre até que o refrigerante saia do condensador, no estado saturado ou de líquido sub-resfriado.

O processo de condensação convectiva no interior do tubo é bastante complexo, pois uma variedade de padrões de escoamento pode existir. O regime de escoamento bifásico líquido–vapor que se estabelece ao longo do tubo, depende da velocidade média e das propriedades de cada fase. Embora tais propriedades, geralmente, variem pouco durante a condensação convectiva, a mudança de fase causa uma variação apreciável na velocidade relativa entre as duas fases e o padrão do escoamento pode se alterar drasticamente ao longo do tubo (CAREY, 1992). Frequentemente, os padrões de escoamento observados na condensação convectiva são: anular, ondulado, pistonado (*slug*) e em bolhas.

Mais uma vez, da mesma forma que nos condensadores externos, o calor é transferido da parede externa do tubo para a placa de aço, que por sua vez transfere o calor por radiação e por convecção natural para o ambiente ao redor, fazendo com que o principal parâmetro de interesse prático seja o coeficiente de transferência de calor combinado.

As curvas de retorno ao longo do tubo exercem uma influência considerável sobre os padrões de escoamento. Segundo Collier e Thome (1999), o efeito de uma curva de retorno sobre o padrão do escoamento pode ser notado ao longo de uma distância acima de 50 vezes o diâmetro do tubo, a jusante da curva.

Portanto, uma importante questão para os condensadores internos é a disposição com que os tubos do condensador se localizam sobre a placa de aço. Isso implica diretamente nas propriedades do escoamento e também na capacidade de troca de calor do fluido. Não existe especificamente um padrão para tal disposição, variando de fabricante para fabricante. Tal questão não é abordada neste trabalho.

Além disso, durante a operação do sistema de refrigeração doméstico, grandes períodos transientes podem surgir como consequência, por exemplo, do início do funcionamento do sistema, dos ciclos de acionamento e parada do compressor ou da variação das condições de operação do sistema. Durante tais transientes, as regiões de vapor superaquecido, bifásica e de líquido sub-resfriado podem se alternar, dificultando ainda mais a modelagem do escoamento.

Tal complexidade pode ser notada na descrição qualitativa do comportamento transiente de um refrigerador doméstico apresentada por Hermes (2000). No período de parada do compressor, por exemplo, o condensador encontra-se preenchido apenas com refrigerante no estado de vapor superaquecido. A temperatura do condensador está próxima à do ambiente e a

pressão, que é a mesma em todos os componentes do sistema, está próxima da pressão de saturação relativa à temperatura do evaporador.

Nos instantes iniciais em que o compressor é acionado, o comportamento transiente do sistema é intenso e o primeiro componente a sofrer os efeitos desse acionamento é o condensador. A pressão no condensador cresce rapidamente em razão do fluxo de massa elevado deslocado pelo compressor, até atingir a pressão de saturação relativa à temperatura do refrigerante. Nesse instante, a condensação inicia-se e a pressão passa a aumentar lentamente. Nessa etapa, o fluxo de massa deslocado pelo compressor é muito maior do que aquele que escoar ao longo do tubo capilar. Com isso, ocorrerá um acúmulo de massa no condensador, que ficará preenchido em quase toda sua extensão por refrigerante na fase líquida. Decorrido um determinado período de tempo, os fluxos de massa ao longo do compressor e do tubo capilar tendem a se igualar e as condições do escoamento no condensador não se alteram significativamente.

Com o desligamento do compressor, o fluxo de massa ao longo do compressor é interrompido imediatamente, mas o fluxo de massa ao longo do tubo capilar ainda permanece enquanto houver diferença entre as pressões do condensador e do evaporador. Dessa forma, o refrigerante na fase líquida é drenado do condensador. Parte desse líquido se evapora em razão da rápida redução da pressão de condensação.

O fato dos condensadores estarem diretamente conectados à saída do compressor, em sistemas de refrigeração, torna-os extremamente sensíveis às instabilidades provocadas pelas variações abruptas do fluxo de massa, tanto no acionamento quanto no desligamento do compressor. Dessa forma, observa-se que a análise de condensadores é uma tarefa complexa, principalmente considerando-se o funcionamento do sistema de refrigeração em regime transiente.

A análise do escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos de um condensador é feita utilizando as mesmas equações e correlações utilizadas em trocadores de calor tradicionais de tubos com pequenos diâmetros. Entretanto, a construção de um modelo mais completo depende significativamente da precisão da modelagem da transferência de calor por convecção, natural ou forçada, e por radiação com o ambiente externo.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vários estudos teóricos sobre trocadores de calor, apresentando modelos computacionais com diferentes graus de complexidade, são também encontrados na literatura. Em alguns desses trabalhos, tais como aqueles de Bansal e Chin (2002), Judge e Radermacher (1997) e Pettit et al. (1998), os modelos basearam-se no escoamento do refrigerante no interior do tubo e na transferência de calor por convecção forçada do ar ambiente em escoamento cruzado ou em contracorrente.

No caso específico de trocadores de calor *hot-wall*, por ser uma tecnologia recente em sistemas de refrigeração, encontram-se poucos trabalhos tratando sobre a análise do escoamento e transferência de calor nesses equipamentos.

Alguns pesquisadores como: Zhang et al. (2010), Gupta e Gopal (2008) e Rebora e Tagliafico (1997), desenvolveram modelos computacionais para análise dos condensadores *hot-wall* com abordagens distintas para a solução da transferência de calor, bem como do escoamento interno e demais correlações constitutivas.

No trabalho de Zhang et al. (2010), a taxa de transferência de calor é modelada, considerando-se que a placa em contato com o tubo do condensador seja uma aleta de comprimento igual ao espaçamento relativo entre os tubos.

A solução das equações governantes é realizada alternadamente, ou seja, resolve-se primeiro o escoamento interno ao longo do condensador, com uma taxa de transferência de calor estimada. Em seguida, atualizam-se os valores dos parâmetros relacionados à transferência de calor e, então, resolve-se a transferência de calor na placa. Dessa forma, o processo torna-se iterativo.

Zhang et al. (2010) apresentam resultados comparando-se diferentes configurações para a disposição dos tubos do condensador sobre a placa de aço, mostrando as variações das propriedades termodinâmicas ao longo do escoamento, bem como a capacidade de transferir calor de cada configuração.

No trabalho de Gupta e Gopal (2008) o escoamento do fluido refrigerante e a transferência de calor ao longo do condensador são resolvidos simultaneamente para cada elemento do condensador.

Todas as superfícies que participam da transferência de calor, inclusive o tubo e a solda entre o tubo e a placa, são considerados como aletas sobrepostas. Nesse caso a circunferência

do tubo é trabalhada como se fosse uma placa plana, com suas respectivas regiões de contato com o isolante térmico, placa de aço e solda, considerando a transferência de calor unidimensional para cada elemento da simulação.

Na análise de seus resultados, Gupta e Gopal (2008) identificaram uma maior queda de pressão na região bifásica do escoamento e os maiores valores do coeficiente de transferência de calor em relação às outras regiões do escoamento.

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. Rebora e Tagliafico (1997) apresentaram também um modelo numérico do condensador para analisar o comportamento da transferência de calor, comparando-se com os dados experimentais obtidos.

De acordo com o Rebora e Tagliafico (1997), o regime transiente demanda de 3 a 5% da capacidade térmica utilizada durante todo o período de utilização do refrigerador operando regime permanente. Portanto, pela complexidade das equações transientes e o custo computacional, a solução das equações governantes do sistema apenas para o regime permanente é mais vantajosa e representativa do problema de transferência de calor como um todo.

O estudo de Rebora e Tagliafico (1997) mostra ainda que os parâmetros espessura da placa de aço, espessura do tubo do condensador e a resistência térmica de contato entre o tubo do condensador e a placa de aço, são fatores de grande influência nos valores do coeficiente de transferência de calor externo.

Outra abordagem para a modelagem numérica do condensador *hot-wall* foi desenvolvida por Bansal e Chin (2002), na qual o escoamento bifásico do fluido refrigerante no interior do tubo foi analisado segundo o modelo homogêneo e a placa de aço, responsável pela troca de calor com o meio ambiente foi considerada como sendo uma aleta unidimensional.

No modelo de Bansal e Chin (2002), a solução das equações governantes do escoamento interno e da transferência de calor externa é feita iterativamente, resolvendo-se o escoamento interno 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.

Bansal e Chin (2002), também desenvolveram uma modelagem para o condensador do tipo arame-sobre-tubo, validando ambos os códigos desenvolvidos com resultados experimentais obtidos em refrigeradores domésticos comuns equipados com as duas configurações de condensadores. Além disso, Bansal e Chin (2002) apresentaram um fator de otimização para a construção dos condensadores, levando em conta a razão entre peso e capacidade térmica.

Nota-se que, embora sejam encontrados na literatura alguns estudos, tanto experimentais quanto computacionais sobre condensadores de parede-aquecida, vários parâmetros e efeitos ainda precisam ser adequadamente analisados, para melhorar o entendimento e a modelagem dos fenômenos complexos envolvidos nesse tipo de problema.

1.4 OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho visa à análise do escoamento e da transferência de calor em condensadores do tipo *hot-wall*, por meio de um modelo computacional para a solução das equações governantes do escoamento no interior do tubo do condensador, e da transferência de calor que ocorre entre a placa e o meio ambiente.

O condensador a ser estudado é do tipo esquematizado na Fig. 1.5. Uma vez que o refrigerante na entrada do condensador encontra-se no estado de vapor superaquecido e pode deixá-lo como líquido sub-resfriado, o escoamento ao longo do tubo, incluindo o trecho da região de entrada do condensador, será dividido em três regiões: monofásica de vapor superaquecido, bifásica líquido-vapor e monofásica de líquido sub-resfriado. Na região bifásica o escoamento é considerado homogêneo, isto é, as fases líquida e de vapor possuem as mesmas velocidades e mesmas temperaturas.

Analisa-se a condição de regime permanente para o escoamento e a transferência de calor no condensador. Para tanto, três modelagens distintas para a transferência de calor são abordadas: uma considerando o contato direto fluido placa-aquecida, isto é, desprezando-se a resistência térmica da parede do tubo; outra utilizando a modelagem de aleta adiabática em contato com o tubo, modelagem essa empregada por Bansal e Chin (2002); por fim, emprega-se uma modelagem de condução bidimensional para a placa aquecida.

Considera-se a queda de pressão ao longo do tubo e a transferência de calor por convecção natural e radiação entre a parede externa do tubo e o ar no exterior.

Os objetivos do presente trabalho são:

- Elaborar um modelo numérico para simular o escoamento de fluidos refrigerantes no interior do tubo de condensadores do tipo parede-aquecida, usados no sistema de refrigeração doméstico, considerando a interação com o ar ambiente;
- Analisar o desempenho desse tipo de condensador;
- Comparar os resultados obtidos com as diferentes abordagens de análise da transferência de calor e com as diferentes relações constitutivas usadas no modelo;
- Contribuir na elaboração de um modelo mais amplo para simular o comportamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor doméstico completo, a partir da combinação dos modelos individuais de cada componente do sistema.

1.5 ESBOÇO DA DISSERTAÇÃO

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO. Este capítulo apresenta a introdução do trabalho, demonstrando o problema dos refrigerantes halogenados e alternativas a sua substituição. Em seguida, apresenta-se um preâmbulo sobre os tipos e funcionamentos dos condensadores usados nos ciclos de refrigeração em refrigeradores domésticos atuais. Conclui-se este capítulo, apresentando-se uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos que analisam os condensadores do tipo parede-aquecida ou *hot-wall*, tanto experimental como numericamente, e de outros trabalhos que estudam o escoamento e a transferência de calor em condensadores no campo da refrigeração, além de detalhar os objetivos do trabalho e um breve esboço da dissertação.

CAPÍTULO 2. MODELAGEM MATEMÁTICA. Neste capítulo apresentam-se os modelos propostos para o escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e para a transferência de calor na placa, incluindo: hipóteses consideradas, equações governantes e as condições inicial e de contorno. Apresentam-se, também, as equações constitutivas para o cálculo do termo de queda de pressão devido ao atrito e dos coeficientes de transferência de calor necessários para a solução de sistemas de equações governantes.

CAPÍTULO 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO. Apresenta-se neste capítulo a discretização das equações governantes pelo método de Volumes Finitos, e os algoritmos de solução do sistema de equações algébricas para cada modelo proposto.

CAPÍTULO 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO. Os resultados obtidos na simulação do escoamento e da transferência de calor neste capítulo. Inicialmente, apresenta-se uma análise de sensibilidade do modelo para ao longo de condensadores do tipo parede-aquecida são apresentados e discutidos avaliar as influências do refinamento da malha computacional e das diferentes equações constitutivas para o cálculo do fator de atrito e dos coeficientes de transferência de calor. Posteriormente é realizada a validação do modelo comparando-se os resultados obtidos, segundo as diferentes modelagens da transferência de calor, com dados experimentais selecionados da literatura. As comparações são realizadas em termos da carga térmica do condensador e a da queda de pressão ao longo do tubo do condensador. Em seguida apresenta-se uma breve análise sobre o desempenho do condensador de parede-aquecida operando com fluidos refrigerantes alternativos, procurando destacar uma das potencialidades do modelo.

CAPÍTULO 5. CONCLUSÕES. Neste capítulo, são apresentadas as conclusões sobre o trabalho e algumas sugestões e aprimoramentos a serem feitos para trabalhos futuros.

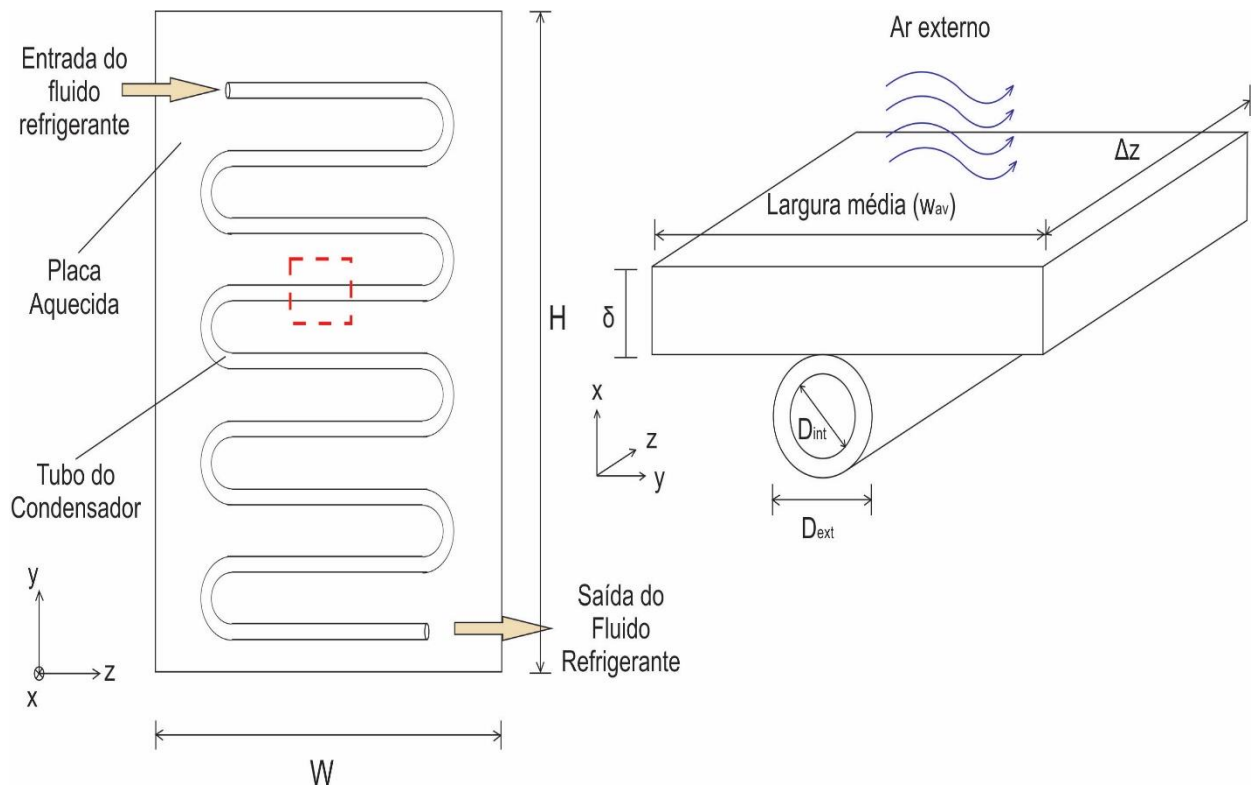
CAPÍTULO 2 – MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo apresentam-se os modelos propostos para o escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo do condensador e para a transferência de calor na placa, incluindo: hipóteses consideradas, equações governantes e as condições inicial e de contorno. Apresentam-se, também, as equações constitutivas para o cálculo do termo de queda de pressão devido ao atrito e dos coeficientes de transferência de calor necessários para a solução de sistemas de equações governantes.

2.1 INTRODUÇÃO

O modelo proposto para o escoamento e transferência de calor do fluido refrigerante é desenvolvido com base nas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação da energia para o regime transiente. Considera-se a variação das propriedades apenas na direção axial, o que torna necessária a utilização de relações constitutivas para o cálculo do termo de queda de pressão devido ao atrito e para os coeficientes de transferência de calor por convecção. O condensador analisado neste trabalho está esquematizado na Fig. 2.1.

Figura 2.1 – Esquema do condensador de parede aquecida.



A análise do escoamento bifásico, região de saturação, é feita de maneira análoga à dos escoamentos monofásicos, partindo-se dos princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação da energia expressos em cada ponto do domínio espacial e em cada instante de tempo. As equações governantes são, então, obtidas e solucionadas, usando-se as hipóteses consideradas e as equações constitutivas que levam em conta a topologia do escoamento.

Entretanto, a adição de termos responsáveis pelos fenômenos que ocorrem nas interfaces entre as fases, as quais mudam de forma continuamente e de maneira instável dependendo do regime de escoamento, torna a solução dessas equações uma tarefa extremamente complexa e trabalhosa.

A maneira usual de se resolver problemas envolvendo escoamentos bifásicos é por meio de modelos que simplificam o comportamento do escoamento tanto no espaço como no tempo, em detrimento de maior precisão nos resultados. Nesses modelos as fases podem ser tratadas como um todo, quando se deseja obter uma média do comportamento da mistura, ou separadas para obter-se informações a respeito do comportamento médio de cada fase.

Nesse trabalho, o escoamento bifásico é analisado segundo o modelo homogêneo. Esse é o modelo mais simples de análise, na qual o escoamento bifásico é tratado como um pseudo-escoamento monofásico, cujas propriedades são obtidas a partir das fases individuais. Dessa forma, as fases são consideradas em equilíbrio, com as mesmas pressões, velocidades e temperaturas e o método de análise padrão da mecânica dos fluidos e de transferência de calor pode, então, ser aplicado.

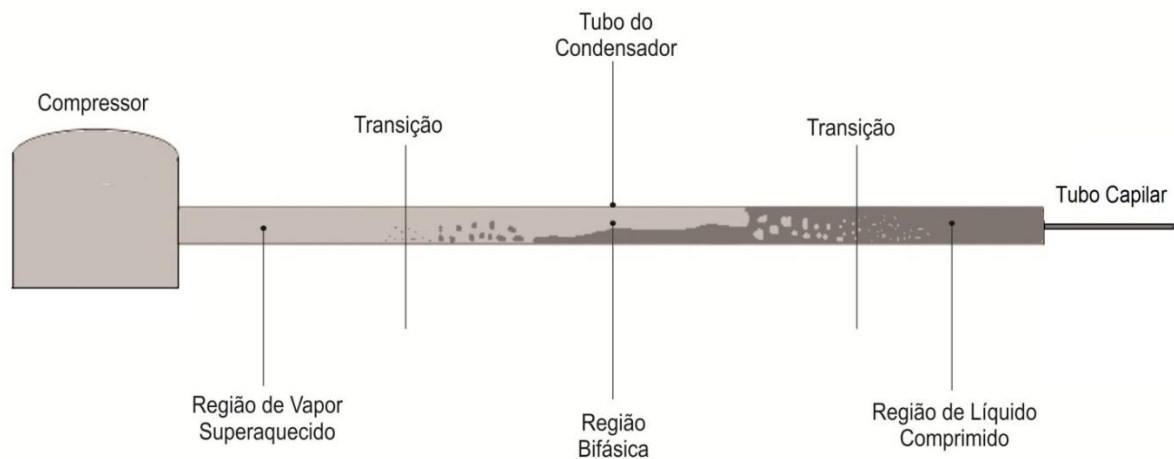
No modelo homogêneo, algumas características importantes de um escoamento bifásico são desprezadas, tais como a interação e o deslizamento entre as fases. O aspecto mais importante do modelo homogêneo é o número reduzido de equações de campo e relações constitutivas necessárias na formulação do problema em comparação com modelos mais sofisticados.

Whalley (1987) demonstra que os resultados obtidos com a modelagem homogênea representam uma boa estimativa dos resultados experimentais para o gradiente de pressão ao longo do tubo. Entretanto, Whalley (1987) salienta que se $(\rho_l/\rho_v) > 10$ ou se $G < 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o modelo homogêneo pode subestimar o valor da massa específica da mistura em 5 a 10%.

Em relação à transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo, três modelagens são apresentadas e analisadas neste trabalho. Tais modelagens caracterizam-se por considerar o contato direto fluido-parede aquecida, por modelar a transferência de calor como sendo uma aleta adiabática na extremidade e, por fim, uma modelagem que resolve a transferência de calor bidimensional na parede-aquecida.

Uma vez que o refrigerante na entrada do condensador encontra-se no estado de vapor superaquecido e pode deixá-lo como líquido sub-resfriado, deve-se dividi-lo em três regiões distintas: aquela de escoamento monofásico, onde o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido, denominada de região de vapor, aquela de escoamento bifásico líquido-vapor, denominada de região bifásica, e aquela de escoamento monofásico, onde o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado, denominada região líquida, como apresenta o esquema da Fig. 2.2.

Figura 2.2 – Esquema das regiões do escoamento ao longo do condensador de parede aquecida.



As hipóteses utilizadas na modelagem do condensador são:

- O condensador é tratado como um tubo reto horizontal de diâmetro constante, ou seja, os efeitos de curvatura da serpentina são desprezados;
- Os espaçamentos da serpentina são considerados uniformes;
- O escoamento e a transferência de calor do fluido refrigerante são considerados unidimensionais;
- O fluido refrigerante é considerado como fluido Newtoniano e livre de óleo;
- O equilíbrio mecânico é também assumido, ou seja, a pressão é uniforme em qualquer seção transversal do tubo e os efeitos de tensão superficial são desconsiderados;
- São desprezados: a difusão de calor axial no fluido, a dissipação viscosa de energia, a variação de energia potencial no escoamento ao longo do condensador e a pulsação do escoamento, característica de refrigeradores que operam com máquinas de deslocamento positivo;
- A equação para a taxa de transferência de calor por radiação entre a placa aquecida e o ambiente externo é linearizada;
- As propriedades termofísicas do material da parede do tubo e da placa aquecida são consideradas constantes;
- O escoamento bifásico ao longo do condensador é considerado homogêneo, ou seja, o escoamento é matematicamente tratado como um pseudo escoamento monofásico, cujas propriedades são obtidas considerando o título e as propriedades de cada fase individual.

Consequentemente, ambas as fases têm as mesmas velocidades, pressões e temperaturas em qualquer seção transversal ao longo do tubo.

2.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Considerando as hipóteses anteriores, as equações governantes do escoamento para o fluido refrigerante no interior do tubo do condensador são:

2.2.1 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA MASSA

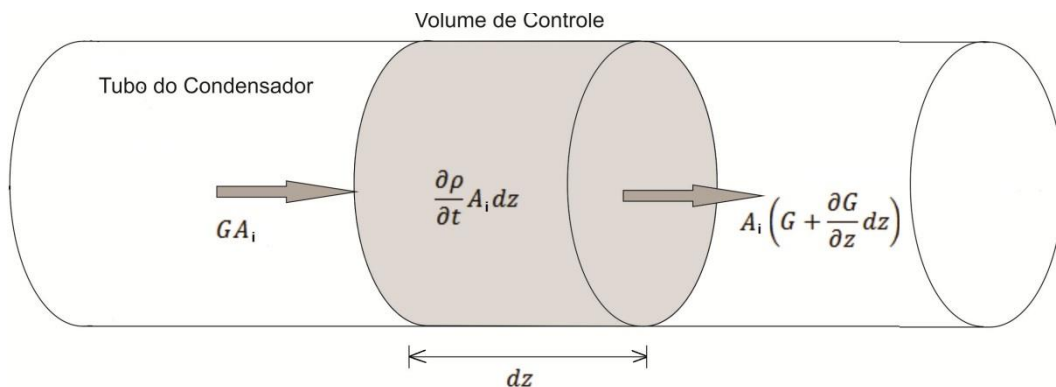
O balanço de massa no refrigerante que escoa através do volume de controle mostrado na Fig. 2.3 fornece:

$$\frac{\partial \rho_r}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

na qual ρ_r é a massa específica do refrigerante [kg/m^3], t é o tempo [s], z é a distância ao longo do tubo [m], $G = (\rho u)$ é o fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg/m}^2\text{s}$] e u a velocidade média do refrigerante em uma dada seção transversal do tubo [m/s]. Na Figura 2.3, $A_i = \pi d_i^2/4$ é a área da seção transversal interna do tubo [m^2] e d_i é o diâmetro interno do tubo [m].

A Equação (2.1) é usada para o cálculo da velocidade do refrigerante ao longo do condensador em cada instante de tempo.

Figura 2.3 – Balanço de massa em um volume de controle elementar.



O cálculo da massa específica do refrigerante, ρ_r , deve ser realizado de acordo com a fase em que o refrigerante se encontra no processo de condensação. Na região bifásica, ρ_r é calculada por

$$\rho_r = \rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l) \quad (2.2)$$

ou,

$$\rho_r = \frac{\rho_v \rho_l}{x \rho_l + (1-x) \rho_v} \quad (2.3)$$

na qual α é a fração de vazio (razão entre a área da seção transversal do tubo ocupada pelo vapor e a área da seção transversal total do tubo), x é o título da mistura e os índices inferiores l e v indicam, respectivamente, as fases líquida e vapor.

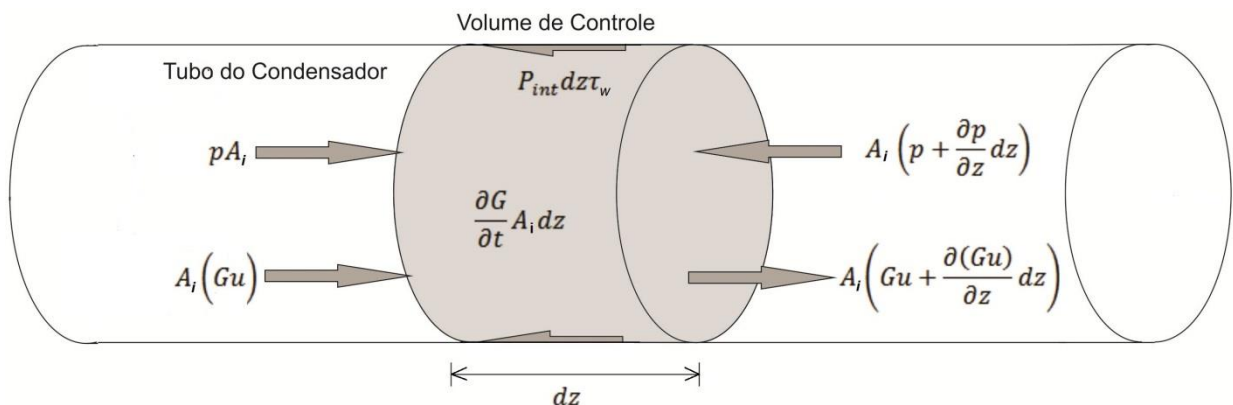
2.2.2 EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Um balanço de quantidade de movimento linear no volume de controle mostrado na Fig. 2.4 resulta em:

$$\frac{\partial G}{\partial t} A_i dz + A_i \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz = -A_i \frac{\partial p}{\partial z} dz - \tau_w P_i dz \quad (2.4)$$

na qual p é a pressão absoluta do escoamento [Pa], $P_i = \pi d_i$ o perímetro interno do tubo [m] e τ_w a tensão de cisalhamento na parede do tubo [Pa].

Figura 2.4 – Balanço de quantidade de movimento linear em um volume de controle elementar.



Dividindo ambos os lados da Eq. (2.4) por $A_i dz$, e fazendo $F_z = (\tau_w P_i)/A_i$, obtém-se

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (2.5)$$

na qual F_z é a força, por unidade de volume, em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do tubo. Frequentemente esse termo é representado por $F_z = (dp/dz)_f$, pois representa a parcela da queda de pressão total do fluido ao longo do tubo, que é causada pelo atrito entre o fluido e a parede do tubo. Dessa forma, $F_z = (f\rho_r u^2/2d_i)$, em que f é o fator de atrito de Darcy.

A Equação (2.5) é usada para o cálculo da pressão do refrigerante ao longo do condensador em cada instante de tempo.

2.2.3 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA NO ESCOAMENTO

O balanço de energia no volume de controle elementar mostrado na Fig. 2.5 fornece

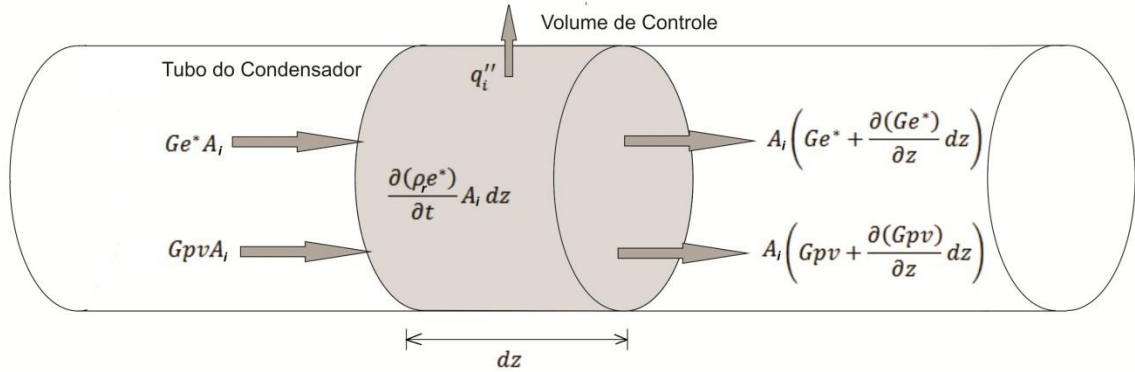
$$\frac{\partial(\rho_r e^*)}{\partial t} A_i dz = -A_i \frac{\partial(Ge^*)}{\partial z} dz - A_i \frac{\partial(Gpv_r)}{\partial z} dz - q_i'' P_i dz \quad (2.6)$$

na qual $e^* = (e + u^2/2)$, e é a energia interna específica [J/kg], v_r é o volume específico do refrigerante [m³/kg] e q_i'' é o fluxo de calor entre o refrigerante e a parede interna do tubo que, dependendo da formulação adotada para a transferência de calor, é calculado pela Lei de Newton do resfriamento, dada por

$$q_i'' = h_i (T_r - T_c) \quad (2.7)$$

na qual h_i é o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo [W/m²K], T_r a temperatura do refrigerante [K] e T_c é a temperatura da parede do tubo do condensador [K].

Figura 2.5 – Balanço de energia para um volume de controle elementar no interior do tubo do condensador.



Substituindo a Eq. (2.7) e a expressão de e^* na Eq. (2.6), obtém-se,

$$\frac{\partial[\rho_r(e + u^2/2)]}{\partial t} = -\frac{\partial[G(e + u^2/2)]}{\partial z} - \frac{\partial(Gpv_r)}{\partial z} - \frac{h_i(T_r - T_c)P_i}{A_i} \quad (2.8)$$

Substituindo $e = (i - pv)$, em que i é a entalpia específica [J/kg], na Eq. (2.8), obtém-se

$$\frac{\partial[\rho_r(i + u^2/2)]}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{\partial[G(i + u^2/2)]}{\partial z} - \frac{h_i(T_r - T_c)P_i}{A_i} \quad (2.9)$$

Substituindo a entalpia total específica, ou entalpia de estagnação, $i_o = (i + u^2/2)$, na Eq. (2.9) obtém-se

$$\frac{\partial(\rho_r i_o)}{\partial t} + \frac{\partial(G i_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{h_i(T_r - T_c)P_i}{A_i} \quad (2.10)$$

A Equação (2.10) é usada 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, já que envolve os termos de energia interna, energia cinética e trabalho de fluxo.

2.3 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O CONDENSADOR E O MEIO AMBIENTE

Neste item apresentam-se os modelos, considerados neste trabalho, para análise da transferência de calor entre o condensador e o meio ambiente.

2.3.1 MODELO DE CONTATO DIRETO

Neste caso, considera-se que o calor é transferido do fluido refrigerante diretamente para a seção da placa aquecida com largura média w , referente ao volume de controle em questão, ou seja, desconsidera-se a resistência térmica da parede do tubo, como se o fluido estivesse em contato direto com a placa aquecida.

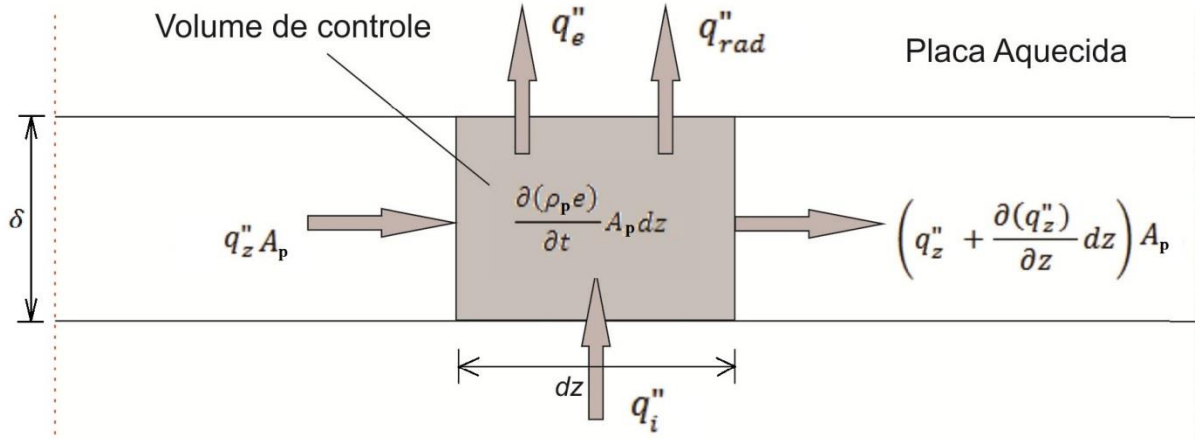
A condução de calor no conjunto tubo/placa aquecida é analisada de forma distribuída na direção axial e de forma global na direção radial.

O balanço de energia no volume de controle diferencial na placa aquecida, mostrado na Fig. 2.6, resulta em,

$$\rho_p \frac{\partial e}{\partial t} A_p dz = -A_p \frac{\partial q_z''}{\partial z} dz - q_{rad}'' w dz + q_i'' P_i dz - q_e'' w dz \quad (2.11)$$

na qual ρ_p a massa específica do material da placa aquecida [kg/m^3], $A_p = w\delta$, a área da seção transversal da parede aquecida [m^2], δ é a espessura da parede aquecida [m] e q_e'' e q_{rad}'' são, respectivamente, os fluxos de calor por convecção e por radiação entre a parede externa da placa aquecida e o ar ambiente [W/m^2].

Figura 2.6 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na placa aquecida do condensador modelo de contato direto.



Dividindo ambos os lados da Eq. (2.11) por $A_p dz$ e substituindo $de = (cdT)$ e q''_z , dado pela Lei de Fourier, $[q''_z = -k_p(dT/dz)]$, obtém-se

$$\rho_p c \frac{\partial T_p}{\partial t} = k_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + \frac{P_i q''_i}{A_p} - \frac{w q''_{rad}}{A_p} - \frac{w q''_e}{A_p} \quad (2.12)$$

na qual c e k_p são, respectivamente, o calor específico [J/kgK] e a condutividade térmica [W/m²K] do material da placa aquecida.

O fluxo de calor por convecção entre o condensador e o ambiente externo é calculado segundo a Lei de Newton do resfriamento, como

$$q''_e = h_e (T_p - T_a) \quad (2.13)$$

na qual h_e é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o condensador e o ambiente externo [W/m²K], cuja temperatura é T_a [K]. A transferência líquida de calor por radiação entre o condensador e o ambiente externo, assumindo a hipótese de radiação difusa e meio não participante, é dada por

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_p^4 - T_a^4) \quad (2.14)$$

na qual ε é a emissividade da superfície da placa aquecida e $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$ [W/m²K⁴] é a constante de Stefan-Boltzmann. Por conveniência, a transferência líquida de calor por radiação é expressa em forma linear, como:

$$q''_{rad} = h_{rad}(T_p - T_a) \quad (2.15)$$

na qual h_{rad} é o coeficiente de transferência de calor por radiação [W/m²K], dado por,

$$h_{rad} = \varepsilon \sigma (T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2) \quad (2.16)$$

Substituindo as Equações (2.7), (2.13) e (2.15) na Eq. (2.12), tem-se,

$$\frac{1}{\alpha_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + \frac{P_i}{k_p A_p} h_i (T_r - T_p) - \frac{w}{k_p A_p} (T_p - T_a) [h_{rad} + h_e] \quad (2.17)$$

na qual $\alpha_p = k_p / \rho_p c_p$ é a difusividade térmica do material da placa aquecida [m²/s].

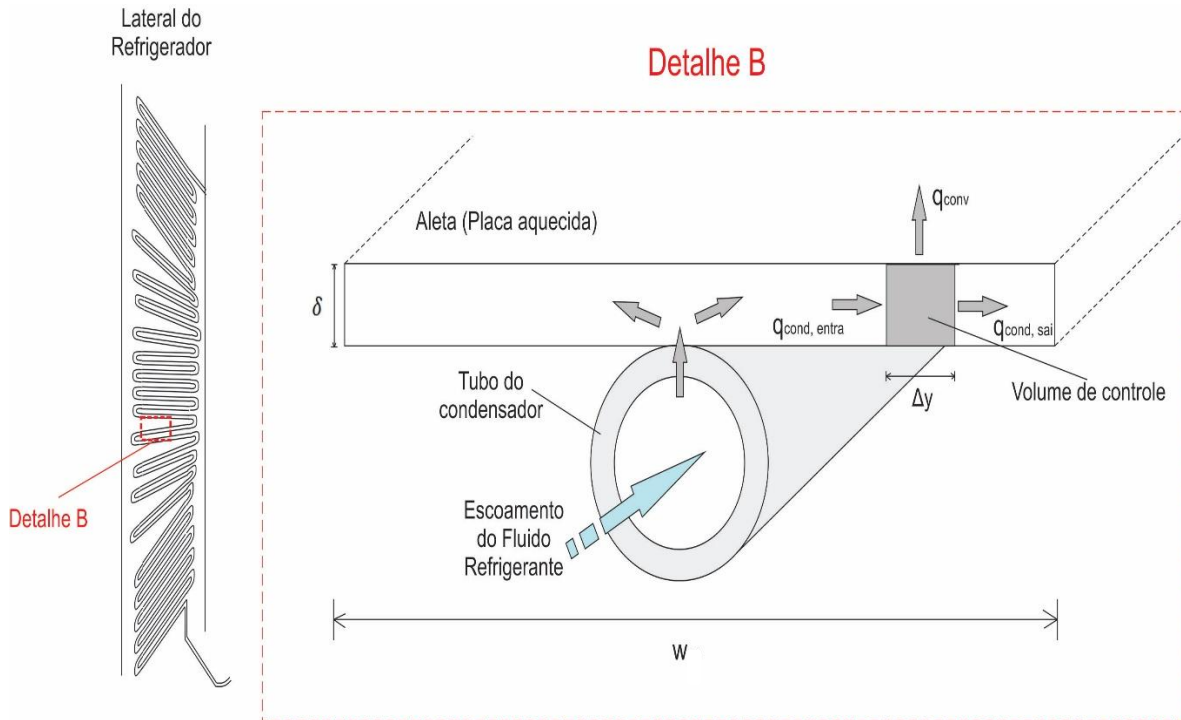
A Equação (2.17) é usada para o cálculo da distribuição da temperatura na placa aquecida em cada instante de tempo.

Dessa forma, o modelo de contato direto consiste das Eqs. (2.1), (2.5), (2.10) e (2.17), as quais devem ser resolvidas, respectivamente, para o cálculo das distribuições de velocidade média do escoamento, u , pressão, p , entalpia de estagnação, i_0 e da temperatura da placa aquecida, T_p , em cada instante de tempo.

2.3.2 MODELO DE ALETA COM EXTREMIDADE ADIABÁTICA

Nesta abordagem, considera-se que a placa aquecida comporta-se como um conjunto de aletas, com temperatura prescrita na base, T_0 , e extremidade adiabática, para as quais o calor é transferido a partir do fluido refrigerante, através da parede do tubo do condensador (Fig 2.7).

Figura 2.7 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na parede-aquecida
- modelo de aleta com extremidade adiabática.



Neste caso, ao invés de resolver a equação da conservação da energia na parede aquecida, resolve-se a transferência de calor na aleta com extremidade adiabática com as dimensões de dz e w . Essa abordagem foi primeiramente apresentada por Bansal e Chin (2002), e seu uso foi defendido por seus autores em função do comportamento fortemente homogêneo da distribuição da temperatura no regime permanente ao longo de toda a placa aquecida.

A condução de calor na placa aquecida é analisada de forma distribuída na direção axial considerando uma aleta de extremidade adiabática e temperatura prescrita na base.

O balanço de energia no volume de controle diferencial na parede aquecida, mostrada na Fig. 2.8, resulta em

$$\frac{d^2 T_p}{dz^2} - \frac{h_{tot} P_a}{k_p A_{sa}} (T_p - T_a) = 0 \quad (2.18)$$

sendo $A_s = \delta dz$, a área da seção transversal do volume de controle [m^2], $P_a = 2(dz + \delta)$ o perímetro da aleta [m], e $h_{tot} = h_e + h_{rad}$ é o coeficiente de transferência de calor total [$W/m^2.K$].

As condições de contorno são:

$$z = 0, T(0) = T_o \quad ; \quad z = L = \frac{w}{2}, \left. \frac{dT}{dx} \right|_{z=w/2} = 0 \quad (2.19)$$

Dessa forma, considerando somente a área da placa aquecida do lado direito do tubo, a taxa de transferência de calor na aleta, q_a , de acordo com Incropera e DeWitt (2003) é dada por:

$$q_a = \sqrt{h_{tot} P_a k_p A_{sa}} (T_p - T_a) \tanh(mw/2) \quad (2.20)$$

Na qual o parâmetro m é definido como:

$$m = \sqrt{\frac{h_{tot} P_a}{k_p A_{sa}}} \quad (2.21)$$

Durante o procedimento de solução, o valor para o coeficiente de transferência de calor h_{tot} é estimado inicialmente. Para encontrar os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação de acordo com as equações constitutivas disponíveis na literatura, é necessário que toda a superfície em contato com o meio esteja na mesma temperatura. Para tanto, Bansal e Chin (2002) sugerem o uso do conceito da temperatura média da aleta definido por:

$$\bar{T} = \eta(T_o - T_a) + T_a \quad (2.22)$$

na qual η é o rendimento de aleta com extremidade adiabática, definido como:

$$\eta = \frac{\left[\tanh\left(\frac{mw}{2}\right) \right]}{\left(\frac{mw}{2}\right)} \quad (2.23)$$

O acoplamento entre a transferência de calor do escoamento e da aleta com extremidade adiabática é realizado pela resistência térmica de condução da parede do tubo e da aleta. Usando

a Equação (2.21) e considerando os dois lados da placa aquecida, a resistência térmica da aleta é dada por Incropera e DeWitt (2003):

$$R_{aleta} = \frac{2\sqrt{h_{tot}P_a k_p A_{as}} \tanh(mw/2)}{h_{tot}P_a k_p A_{as} [\tanh(mw/2)]^2} \quad (2.24)$$

Em razão desse acoplamento, o processo iterativo para o modelo da aleta com extremidade adiabática possui dois laços de convergência, um para o coeficiente total de transferência de calor, h_{tot} , e outro para a temperatura de base da aleta, T_0 , que serão detalhados posteriormente no Capítulo 3.

Com o valor da resistência térmica da aleta, para o volume de controle em questão, determina-se a taxa de transferência de calor para o meio em função das temperaturas do fluido refrigerante e do ambiente:

$$q_a = \frac{(T_r - T_a)}{(R + R_i)} \quad (2.25)$$

na qual $R_i = 1/h_i A_i$ é a resistência térmica convectiva no interior do tubo.

Com a taxa de transferência de calor calculada, atualiza-se o valor da temperatura da base da aleta, como

$$T_0 = T_{ref} - q_a R_i \quad (2.26)$$

Esse processo iterativo é realizado até que se alcance a convergência dos valores de T_0 , das propriedades do fluido refrigerante ao longo do escoamento e, conseqüentemente, do valor de h_{tot} no volume de controle em questão. Em seguida, parte-se para o volume de controle subsequente e reinicia-se o processo.

Dessa forma, o modelo da transferência de calor de aleta com extremidade adiabática consiste das Eqs. (2.1), (2.5) e (2.10), as quais devem ser resolvidas, respectivamente, para o cálculo das distribuições de velocidade média do escoamento, u , pressão, p , entalpia de

estagnação, i_0 e da Eq.(2.26) para o cálculo da temperatura na base da aleta, T_0 , em cada instante de tempo.

2.3.3 MODELO DE PLACA BIDIMENSIONAL

Nesta abordagem, considera-se que o calor é transferido do fluido refrigerante para a parede do tubo do condensador e em seguida para a parede aquecida na direção axial.

A condução de calor na parede do tubo é analisada de forma distribuída na direção axial e global na direção radial. Na placa aquecida, a condução de calor é analisada de forma bidimensional na direção axial e global na direção radial, referente ao tubo do condensador.

Para isso realizam-se balanços de energia na parede do tubo do condensador e na parede aquecida, o que faz com que a modelagem se aproxime mais da realidade do fenômeno físico da condução de calor na placa.

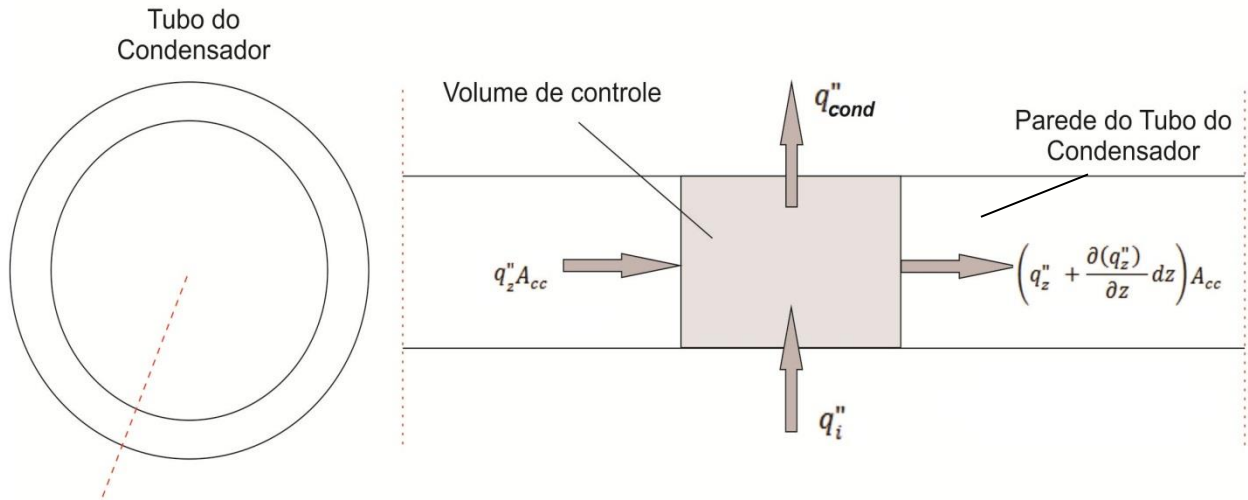
O acoplamento entre essas duas equações é feito pela transferência de calor entre os dois domínios, ou seja, o balanço de energia na parede do condensador considera a transferência de calor por condução para a parede aquecida.

O balanço de energia no volume de controle diferencial na parede do tubo do condensador mostrado na Fig. 2.8, resulta em

$$\rho_c \frac{\partial e}{\partial t} A_{cc} dz = -A_{cc} \frac{\partial q_z''}{\partial z} dz - q_{cond}'' P_e dz + q_i'' P_i dz \quad (2.27)$$

na qual ρ_c é a massa específica do material da parede do condensador [kg/m^3], $A_{cc} = [\pi(d_e^2 - d_i^2)/4]$, é a área da coroa circular do tubo [m], d_e e d_i são, respectivamente, os diâmetros externo e interno do tubo [m], P_e o perímetro externo do tubo [m] e q_{cond}'' é o fluxo de calor por condução para a parede aquecida [W/m^2].

Figura 2.8 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na parede do tubo do condensador segundo a abordagem de placa bidimensional.



Dividindo ambos os lados da Eq. (2.27) por $A_{cc}dz$ e substituindo $de = (c_c dT_c)$ e q''_z , dado pela Lei de Fourier [$q''_z = -k_c(dT_c/dz)$], obtém-se

$$\rho_c c_c \frac{dT_c}{dt} = k_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} + \frac{P_i q''_i}{A_{cc}} - \frac{P_e q''_{cond}}{A_{cc}} \quad (2.28)$$

na qual c_c e k_c são, respectivamente, o calor específico [J/kgK] e a condutividade térmica [W/m²K] do material da parede do tubo do condensador e T_c é a temperatura da parede do tubo do condensador [K].

O fluxo de calor por condução entre a parede do tubo do condensador e a placa aquecida é calculado pela Lei de Fourier, dada por,

$$q''_{cond} = \frac{k_c (T_c - T_p)}{dy} \quad (2.29)$$

na qual T_p é a temperatura da placa aquecida [K].

Substituindo as Eqs. (2.7) e (2.29) na Eq. (2.28), tem-se que,

$$\frac{1}{\alpha_c} \frac{dT_c}{dt} = \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} + \frac{P_i h_i (T_r - T_c)}{k_c A_{cc}} - \frac{P_e k_c (T_c - T_p)}{k_c A_{cc} dy} \quad (2.30)$$

na qual $\alpha_c = k_c / \rho_c c_c$ é a difusividade térmica para o material do tubo do condensador [m²/s]. Na solução do problema, quando se resolve essa equação com o valor da temperatura da placa estimado, então se calcula o campo de temperatura na placa bidimensional e atualiza-se o valor da temperatura da placa, esse processo se dá até a convergência tanto da temperatura da placa como para a temperatura da parede do tubo do condensador.

O balanço de energia no volume de controle diferencial na placa aquecida mostrado na Fig. 2.9, resulta em,

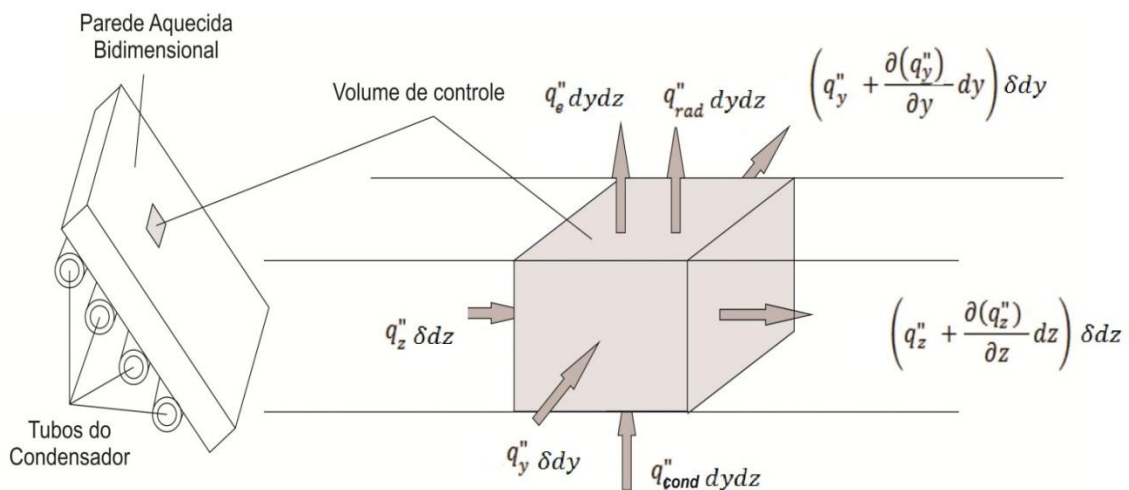
$$\rho_p c \frac{\partial e}{\partial t} \delta y dz = -\frac{\partial q_z''}{\partial z} \delta y dz - \frac{\partial q_y''}{\partial y} \delta y dz + q_{cond}'' dy dz - q_{rad}'' dy dz - q_e'' dy dz \quad (2.31)$$

Dividindo ambos os lados da Eq. (2.32) por $\delta y dz$ e substituindo $de = (cdT_p)$, q_z'' e q_y'' , dados pela Lei de Fourier, obtém-se

$$\rho_p c \frac{dT_p}{dt} = k_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + k_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{q_{cond}''}{\delta} - \frac{q_{rad}''}{\delta} - \frac{q_e''}{\delta} \quad (2.32)$$

na qual c e k_p são, respectivamente, o calor específico [J/kgK] e a condutividade térmica [W/m²K] do material da parede aquecida.

Figura 2.9 – Balanço de energia em um volume de controle elementar na placa aquecida.



Substituindo as Eqs. (2.13), (2.15) e (3.2) na Eq. (2.32), obtém-se,

$$\frac{1}{\alpha_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{k_c (T_c - T_p)}{k_p \delta dy} - \frac{(T_p - T_a) [h_{rad} + h_e]}{k_p \delta} \quad (2.33)$$

Dessa forma, o modelo da transferência de calor de placa bidimensional consiste das Eqs. (2.1), (2.5), (2.10), (2.30) e (2.33), as quais devem ser resolvidas, respectivamente, para o cálculo das distribuições de velocidade média do escoamento, u , pressão, p , entalpia de estagnação, i_0 , da temperatura da parede do tubo do condensador, T_c e da temperatura da placa aquecida do condensador, T_p , em cada instante de tempo.

Além disso, em todos os modelos anteriores, é necessária a utilização de relações constitutivas para o cálculo: da parcela da queda de pressão devido ao atrito, dos coeficientes de transferência de calor por convecção no interior do tubo e entre o tubo e o ambiente, das propriedades termofísicas do fluido refrigerante e das propriedades físicas dos materiais do condensador, também é necessário especificar a condição inicial e as condições de contorno e determinar os locais de mudança de fase do refrigerante ao longo do tubo do condensador.

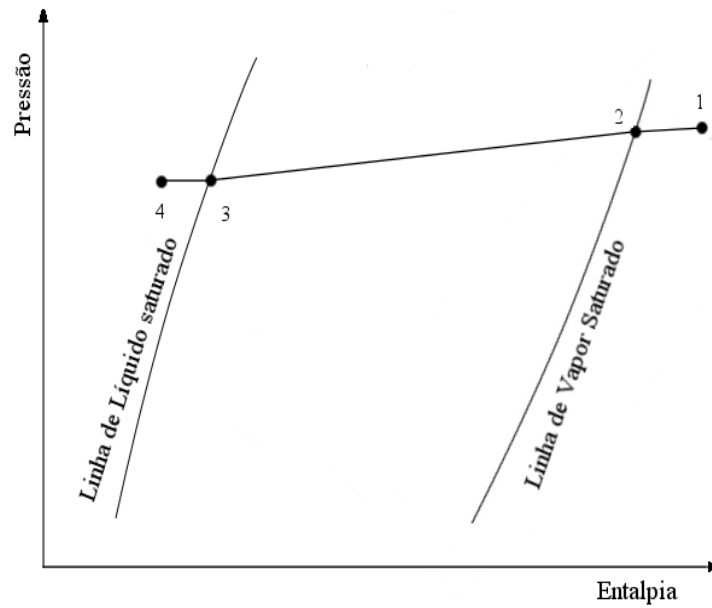
2.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para analisar o escoamento ao longo do condensador, é necessário obter a solução das equações governantes na região de vapor superaquecido, na região bifásica e na região de líquido comprimido. Na Figura 2.10, a linha entre os pontos 1 a 4 representa esquematicamente uma situação comum do escoamento ao longo do condensador. Os trechos localizados entre os pontos 1-2, 2-3 e 3-4 correspondem, respectivamente, à região de vapor superaquecido à região bifásica e à região de líquido sub-resfriado.

O fluido refrigerante que sai da linha de descarga do compressor como vapor superaquecido, entra no condensador no estado termodinâmico representado pelo ponto 1 na Fig. 2.10 e começa a transferir calor para o ambiente, o que provoca a diminuição de sua temperatura. A pressão do fluido refrigerante no escoamento também diminui, em função dos efeitos viscosos, até atingir a pressão de saturação do fluido em questão, ponto 2 da Fig. 2.10. A partir desse ponto, inicia-se o processo de mudança de fase até que o estado de líquido saturado seja alcançado, ponto 3 da Fig. 2.10. 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 Fig. 2.10.

Figura 2.10 – Esquema do diagrama p - h , representando os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do condensador.



A massa específica e a temperatura do refrigerante nas regiões de líquido comprimido e vapor superaquecido são calculadas usando-se os valores da pressão e da entalpia específica do fluido refrigerante, calculados, respectivamente, pelas Eqs. (2.5) e (2.10), na forma,

$$T_r = T_r(p, i) \quad (2.34)$$

$$\rho_r = \rho_r(p, i) \quad (2.35)$$

Na região bifásica, a temperatura do refrigerante é calculada de forma similar e a massa específica do refrigerante, ρ_r , é calculada pela Eq. (2.2).

As relações dadas pelas Eqs. (2.35) e (2.36) e as demais propriedades termodinâmicas do refrigerante são calculadas por meio da biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON *et al.*, 2007).

As condições na entrada das regiões do escoamento bifásico, 2-3, e do escoamento do líquido sub-resfriado, 3-4, devem ser conhecidas. As equações governantes do escoamento ao

longo do condensador, Eqs. (2.1), (2.5) e (2.10) são diferenciais parciais de primeira ordem e, portanto, para serem resolvidas necessitam de uma condição inicial e de apenas uma condição de contorno.

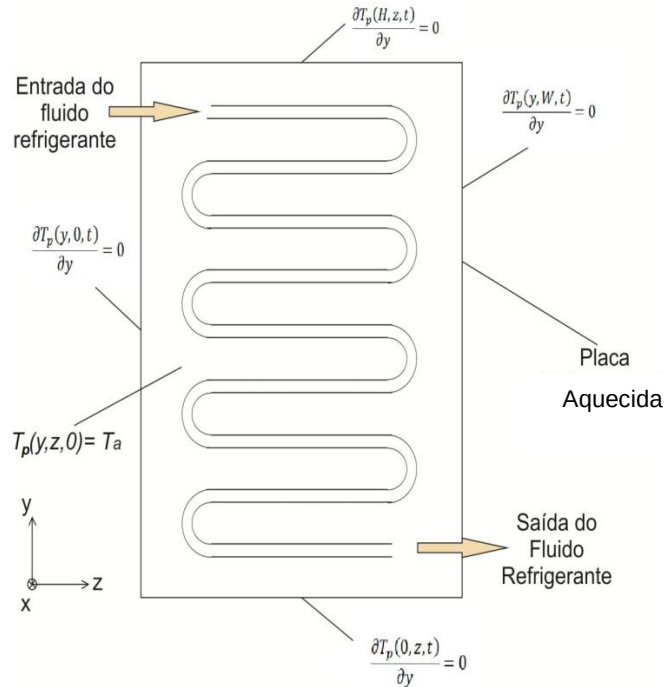
Na entrada do condensador são conhecidos o fluxo de massa, a pressão e a temperatura do refrigerante, ponto 1 da Fig. 2.10. Com a temperatura e a pressão do refrigerante no ponto 1, determinam-se as demais propriedades termodinâmicas nesse ponto. Além disso, considera-se que na entrada do condensador a parede do tubo esteja na mesma temperatura do refrigerante. Dessa forma, as condições na entrada do tubo do condensador são:

$$z = z_1 = 0 \quad \left\{ \begin{array}{lll} G = G_1 & p = p_1 & T_r = T_c = T_1 \\ \rho_r = \rho_r(p_1, T_1) & & i = i(p_1, T_1) \end{array} \right. \quad (2.36)$$

Para o modelo de contato direto, adota-se a hipótese de que uma condição de derivada nula de temperatura da parede do tubo exista na saída do condensador. Essa hipótese também é assumida no modelo de aleta com extremidade adiabática, no qual considera-se temperatura prescrita na base da aleta e fluxo de calor nulo em sua extremidade.

No modelo de placa bidimensional, considera-se que inicialmente a placa aquecida possua uma temperatura prescrita igual à temperatura ambiente e que todas as suas fronteiras estejam isoladas, como mostra a Fig. 2.11.

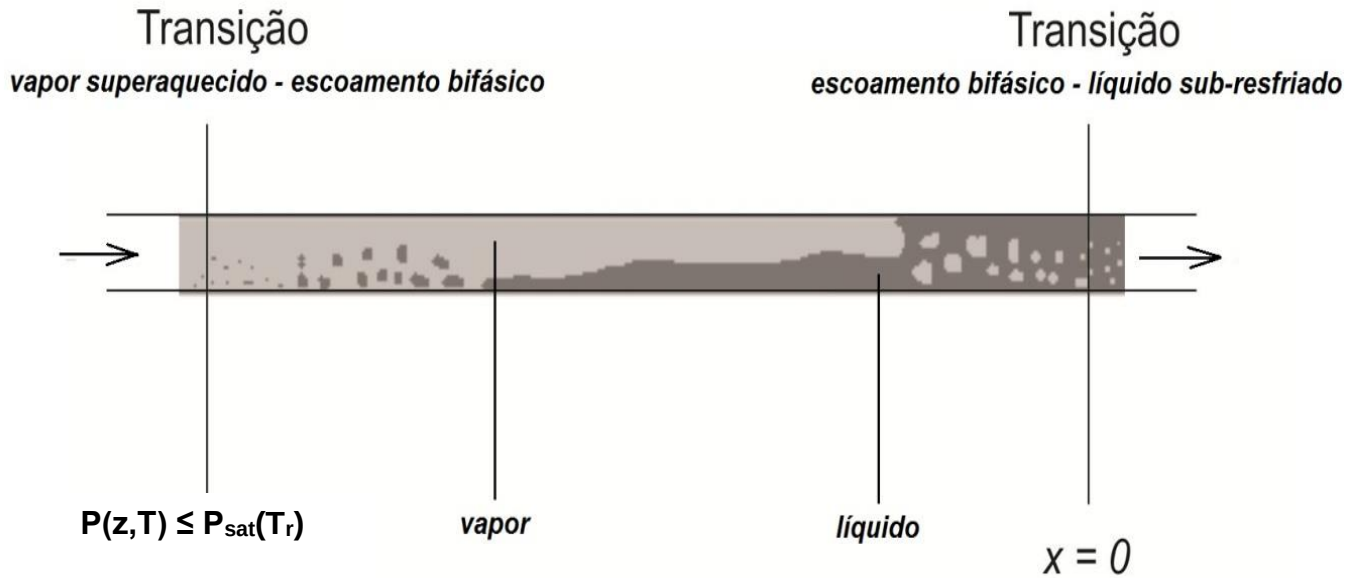
Figura 2.11 – Condição inicial condições de contorno para a placa aquecida.



A Figura 2.12 apresenta esquematicamente os pontos onde se localizam o início e término da região bifásica, bem como suas respectivas condições de início e término. O início da região bifásica, ponto 2 mostrado na Fig. 2.10, 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 na qual a pressão do escoamento se torna menor ou igual à pressão de saturação, para a temperatura local do escoamento.

O final da região bifásica, ponto 3 da Fig. 2.10, 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 2.12 – Condições de início e fim da região de saturação.



2.5 EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

As equações constitutivas para o cálculo dos coeficientes de atrito e dos coeficientes de transferência de calor por convecção, nas regiões do escoamento monofásico e bifásico, necessárias para se obter a solução do sistema de equações governantes, geralmente, são de base empírica ou são estabelecidas segundo modelos semi-empíricos. Essas equações são obtidas a partir de análises de queda de pressão e transferência de calor em escoamentos em dutos com e sem mudança de fase e também em escoamentos em dutos com convecção natural do lado externo. Tais equações e modelos são apresentados nos próximos subitens.

2.5.1 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO 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 , é calculada por,

$$F_z = \left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{f G^2}{2 \rho_r d_i} \quad (2.37)$$

na qual f é o fator de atrito de Darcy, que neste trabalho pode ser calculado utilizando-se as correlações de (CHURCHILL, 1977; SERGHIDES, 1984; PETHUKOV *apud* MILLS, 1999).

(a) Correlação de (CHURCHILL, 1977).

Essa correlação abrange os regimes de escoamento laminar, de transição e turbulento e é dada por,

$$f_l = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (2.38)$$

na qual,

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon_r}{d_i}} \right] \right\}^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

na qual ε_r é a rugosidade absoluta da parede interna do tubo [m], $\text{Re} = G d_i / \mu_r$ é o número de Reynolds e μ_r é a viscosidade dinâmica do refrigerante [Pa.s].

(b) Correlação de (SERGHIDES, 1984).

Uma segunda opção para a correlação do fator de atrito de Darcy é apresentada por Serghides (1984), é válida para as faixas: $3000 < \text{Re} < 5.10^6$ e $0,5 < \text{Pr} < 2000$, dada por

$$\frac{1}{f} = A - \frac{(A-B)^2}{(A+2B+C)} \quad (2.39)$$

na qual,

$$A = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon / d_i}{7,4} + \frac{12}{Re} \right) \quad (2.40)$$

$$B = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon / d}{7,4} + 2,51 \frac{A}{Re} \right) \quad (2.41)$$

$$C = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon / d}{7,4} + 2,51 \frac{B}{Re} \right) \quad (2.42)$$

(c) Correlação de (PETHUKOV apud MILLS, 1999)

Outra correlação para o fator de atrito de Darcy, do ponto de vista algébrico é mais simples, é a de Pethukov *apud* Mills (1999), válida para as faixas: $2300 < Re < 5.10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$ em que

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (3.43)$$

Neste trabalho, as correlações empregadas para o cálculo do fator de atrito nas regiões monofásicas são corrigidas e também são usadas para o cálculo do fator de atrito na região bifásica do escoamento.

2.5.2 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO FATOR DE ATRITO BIFÁSICO

Na região de escoamento bifásico, a força de atrito por unidade de volume, F_z , é calculada também pela Eq. (2.37), sendo que nesse caso, $f = f_b$, é o fator de atrito bifásico, e ρ_r é a massa específica do refrigerante, mistura líquido-vapor [kg/m³], calculada pela Eq. (2.2).

O termo $F_z = (dp/dz)_F$ nos escoamentos bifásicos, frequentemente é calculado em função de multiplicadores bifásicos, ϕ_k^2 , usados para corrigirem o valor do fator de atrito monofásico nas formas,

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fl} \quad (2.44)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_v^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} \quad (2.45)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} \quad (2.46)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{vo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fvo} \quad (2.47)$$

nas quais os índices inferiores indicam:

F_l : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa $\dot{m}_l = [G(1-x)A_i]$;

F_v : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa $\dot{m}_v = [Gx A_i]$;

F_{lo} : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa total $\dot{m} = GA_i$;

F_{vo} : o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa total $\dot{m} = GA_i$;

Observa-se nas Eqs. (2.44) a (2.47) que os multiplicadores bifásicos são fatores de correção, que aplicados ao gradiente de pressão devido ao atrito no escoamento monofásico, permitem calcular a queda de pressão devido ao atrito no escoamento bifásico.

Os gradientes de pressão no escoamento monofásico nas Eqs. (2.44) a (2.47) são, respectivamente, dados por,

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fl} = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2d_i \rho_l} \quad (2.48)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fv} = \frac{f_v G^2 x^2}{2d_i \rho_v} \quad (2.49)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Flo} = \frac{f_{lo} G^2}{2d_i \rho_l} \quad (2.50)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fvo} = \frac{f_{vo} G^2}{2d_i \rho_v} \quad (2.51)$$

nas quais os fatores de atrito: f_l , f_v , f_{lo} e f_{vo} são calculados utilizando-se as correlações para o fator de atrito de Darcy, apresentadas anteriormente para o cálculo do fator de atrito na região monofásica, com as respectivas propriedades físicas e com os números de Reynolds, respectivamente, dados por,

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (2.52)$$

$$Re_v = \frac{Gx d_i}{\mu_v} \quad (2.53)$$

$$Re_{lo} = \frac{G d_i}{\mu_l} \quad (2.54)$$

$$Re_{vo} = \frac{G d_i}{\mu_v} \quad (2.55)$$

nas quais μ_l e μ_v são, respectivamente, as viscosidades dinâmicas do refrigerante nas fases de líquido e de vapor [Pas].

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. Alguns desses modelos/correlações, que foram utilizados neste trabalho, são apresentados a seguir.

(a) Modelo de viscosidade bifásica média

Neste caso, o fator de atrito f_b é assumido igual à f_{lo} , que é calculado pelas correlações para o fator de atrito monofásico usando uma viscosidade bifásica média, $\bar{\mu}$, na definição de número de Reynolds, isto é: $Re = Gd_i/\bar{\mu}$. A relação entre $\bar{\mu}$ e o título x deve ser escolhida de tal forma que satisfaça às condições: (i) se $x=0$, então, $\bar{\mu} = \mu_l$; (ii) se $x=1$, então $\bar{\mu} = \mu_v$.

De acordo com Collier e Thome (1999), as possíveis correlações para o cálculo de $\bar{\mu}$ são:

(i) (MCADAMS, WOODS E HEROMAN, 1942):

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \quad (2.56)$$

(ii) (CICCHITTI et al., 1960):

$$\bar{\mu} = x\mu_l + (1-x)\mu \quad (2.57)$$

(iii) (DUKLER, WICKS e CLEVELAN, 1964):

$$\bar{\mu} = \mu_v \frac{x\rho}{\rho_v} + \mu_l \frac{(1-x)\rho}{\rho_l} \quad (2.58)$$

(iv) (BEATTIE e WHALLEY, 1981):

$$\bar{\mu} = \mu_v \rho + \mu_l (1-\rho)(1+2,5\rho) \quad (2.59)$$

(b) Correlação de (LIN *et al.*, 1991)

Lin et al. (1991) com base na equação de Churchill (1977) para o cálculo do fator de atrito monofásico, propõe uma correlação para o multiplicador bifásico, considerando que o refrigerante escoar apenas como líquido, dada por:

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ \frac{\ln \left[\left(\frac{7}{Re_{lo}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon_r}{d_i} \right]}{\ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon_r}{d_i} \right]} \right\}^{16} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad (2.60)$$

na qual Re é definido como $Re = Gd_i / \bar{\mu}$. A correlação de Lin et al. (1991) é válida na faixa de Reynolds de $4,64 \times 10^3$ a $3,76 \times 10^4$.

(c) Correlação de (LOCKHART; MARTINELLI, 1949):

Lockhart e Martinelli (1949) propuseram correlações para determinar os multiplicadores bifásicos ϕ_l e ϕ_v , a partir das quais, usando-se as Eqs. (2.44) e (2.45) permitem o cálculo de $(dp/dz)_F$. Essas correlações são, respectivamente, dadas por,

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}, \quad \text{para } Re > 4000 \quad (2.61)$$

$$\phi_v^2 = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2, \quad \text{para } Re < 4000 \quad (2.62)$$

nas quais X_{tt} é o parâmetro de Martinelli para ambas as fases escoando em regime turbulento, dado por

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2.63)$$

(d) Correlação de (Grönnerud, 1979):

A correlação de Grönnerud (1979), citado por Ould Didi *et al.* (2002), foi desenvolvida especificamente para fluidos refrigerantes. Neste caso, a queda de pressão devido ao atrito, $(dp/dz)_F$, é calculada pela Eq. (2.44), com o multiplicador bifásico ϕ_l calculado pela correlação de Grönnerud (1979), dada por

$$\phi_l = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,25}} - 1 \right] \quad (2.64)$$

sendo $(dp/dz)_{Fr}$ calculado por

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} \left[x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5}) \right] \quad (2.65)$$

na qual f_{Fr} é o fator de atrito calculado com base no valor do número de Froude de líquido, Fr_l :
 $f_{Fr}=1$ se $Fr_l \geq 1$ e se $Fr_l < 1$,

$$f_{Fr} = Fr_l^{0,3} + 0,005 \left(\ln \frac{1}{Fr_l} \right)^2 \quad (2.66)$$

na qual Fr_l é dado por

$$Fr_l = \frac{G^2}{gd_i \rho_l^2} \quad (2.67)$$

2.5.3 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO ENTRE O FLUIDO REFRIGERANTE E A PAREDE DO TUBO NAS REGIÕES MONOFÁSICAS

Nas regiões monofásicas do escoamento, utilizam-se as correlações de Gnielinski (1976) e de Dittus-Boelter (1930) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante e a parede do tubo, h_i , dadas por,

(a) Correlação de (GNIELINSKI, 1976)

$$h_i = \left(\frac{k_r}{d_i} \right) \left[\frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \right] \quad (2.68)$$

na qual $Re = Gd_i/\mu_r$ é o número de Reynolds, k_r é a condutividade térmica do refrigerante [W/mK], $Pr = (\mu_r c_{p,r}/k_r)$ é o número de Prandtl do escoamento e $c_{p,r}$ é o calor específico a pressão constante do refrigerante [J/kgK], A Equação (2.68) válida para as faixas: $3000 < Re < 5.10^6$ e $0,5 < Pr < 2000$.

(b) Correlação de (DITTUS-BOELTER, 1930)

$$h_i = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{k_r}{d_i} \right) \quad (2.69)$$

válida para $0,7 \leq Pr \leq 120$ e $2500 \leq Re \leq 1,24 \times 10^5$.

As propriedades termofísicas do refrigerante necessárias nas Eqs. (2.68) e (2.69) são obtidas de acordo com a região do escoamento monofásico em que o refrigerante se encontra, ou seja, se vapor superaquecido ou líquido sub-resfriado.

2.5.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO ENTRE O FLUIDO REFRIGERANTE E A PAREDE DO TUBO NA REGIÃO BIFÁSICA

Na região bifásica, três correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção são analisadas neste trabalho. Tais correlações são:

(a) Correlação de (SHAO e GRANRYD, 1995)

$$h_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 0,084 \text{Pr}_l^{1/3} \left[\frac{h_{lv}}{c_{p,l}(T_r - T_c)} \right]^{1/6} \text{Re}_v^{0,67} \right\}, \quad \text{Re}_v > 24000 \quad (2.70)$$

$$h_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 15,9 \text{Pr}_l^{1/3} \left[\frac{h_{lv}}{c_{p,l}(T_r - T_c)} \right]^{1/6} \text{Re}_v^{0,15} \right\}, \quad \text{Re}_v < 24000 \quad (2.71)$$

nas quais k_l é a condutividade térmica do líquido saturado [W/mK], h_{lv} é a entalpia de vaporização [J/kg], $\text{Pr}_l = \mu_l c_{p,l} / k_l$ é o número de Prandtl da fase líquida e Re_v é o número de Reynolds para a fase de vapor saturado, dado por

$$\text{Re}_v = \frac{G d_i x}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \quad 0 \leq x \leq 1 \quad (2.72)$$

(b) Correlação de (CAVALLINI et al., 1999)

$$h_i = 0,05 \text{Re}_{eq}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{k_r}{d_i} \right) \quad (2.73)$$

na qual o número de Reynolds equivalente, Re_{eq} , é calculado utilizando os números de Reynolds do líquido e do vapor, Re_l e Re_v , por meio da expressão, válida para $2300 < \text{Re} < 5.10^6$.

$$\text{Re}_{eq} = \text{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + \text{Re}_l \quad (2.74)$$

(c) Correlação de (MUELLER, 1983)

$$\frac{h_i}{k_r} \left[\frac{\mu^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 1,1 \text{Re}^{-1/3}, \quad \text{para } \text{Re} < 40 \quad (2.75)$$

$$\frac{h_i}{k_r} \left[\frac{\bar{\mu}^{-2}}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 0,8 \text{Re}^{-1/3}, \text{ para } 40 < \text{Re} < 2300 \quad (2.76)$$

$$\frac{h_i}{k_r} \left[\frac{\bar{\mu}^{-2}}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 0,023 \text{Re}^{1/4} \text{Pr}^{1/2}, \text{ para } \text{Re} > 2300 \quad (2.77)$$

2.5.5 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO ENTRE A PAREDE E O AR AMBIENTE

O coeficiente externo de transferência de calor por convecção natural entre a parede aquecida e o ar ambiente é calculado pela correlação de Churchill e Chu (1975), que fornece o valor médio de h_e , em uma placa vertical isotérmica, e é dada por

$$h_e = \frac{k_p}{H} \left[0,68 + 0,67(Ra_l \times \varphi(\text{Pr}))^{1/4} \right], \text{ para } Ra < 10^9 \quad (2.78)$$

$$h_e = \frac{k_p}{H} 0,15(Ra_l \times \varphi(\text{Pr}))^{1/3}, \text{ para } Ra > 10^9 \quad (2.79)$$

na qual,

$$\varphi(\text{Pr}) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (2.80)$$

e Ra_l é o numero de Rayleigh, calculado com base na altura da parede aquecida, H , como:

$$Ra_H = \frac{g\beta(T_\infty - T_p)H^3}{\nu\alpha} \quad (2.81)$$

na qual g é a aceleração gravitacional [m/s^2], β é o coeficiente de expansão térmica do ar [K^{-1}] e ν é a viscosidade cinemática do ar [m^2/s^2].

A correlação de Churchill e Chu (1975) é válida para todos os regimes de escoamento: laminar, de transição ou turbulento.

CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Apresenta-se neste capítulo a discretização das equações governantes pelo método de Volumes Finitos, e os algoritmos de solução do sistema de equações algébricas para cada modelo proposto.

3.1 INTRODUÇÃO

A solução do sistema de equações governantes apresentado no Capítulo 2 é obtida numericamente de forma iterativa, em razão das não linearidades das equações.

Tal solução é obtida usando-se o método de Volumes Finitos, na forma proposta por (ESCANES; PÉREZ-SEGARRA; OLIVA, 1995). Dessa forma, para as equações governantes do escoamento ao longo do tudo do condensador, Eqs. (2.1), (2.5) e (2.10), o domínio da solução é dividido em volumes de controle e as equações governantes são integradas no tempo e ao longo de cada um desses volumes, como mostrado na Fig. 3.1. As variáveis dependentes são armazenadas nas faces dos volumes de controle e as integrais no espaço dos termos fonte das equações governantes, S , são aproximadas pela regra do trapézio, ou seja:

$$\bar{S} = \frac{1}{\Delta z} \int_{z_{k-1}}^{z_k} S dz \cong \frac{S_k + S_{k-1}}{2} \quad (3.1)$$

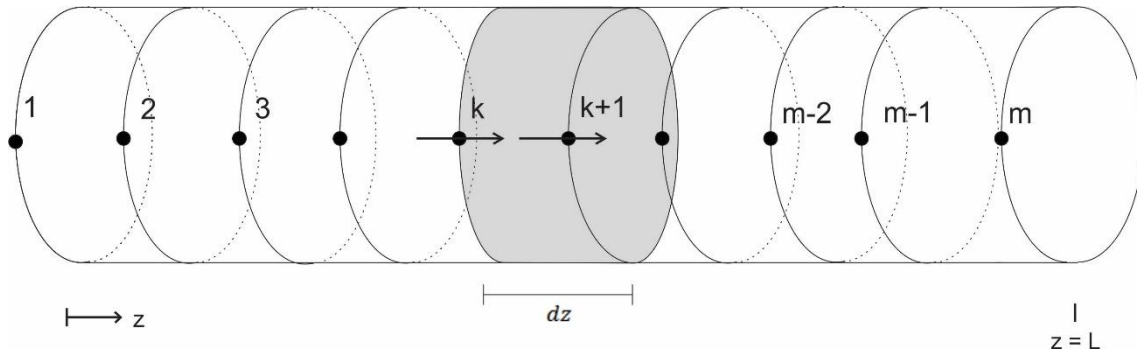
na qual S o termo fonte da equação governante e o símbolo superior ($\bar{}$) representa a média de S ao longo do volume de controle. Os termos transientes das equações governantes são aproximados pelo esquema de primeira ordem, aproximação de Euler, e a formulação totalmente implícita é usada. Dessa forma

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{(\bar{\phi} - \bar{\phi}^o)}{\Delta t} \quad (3.2)$$

na qual o símbolo (o) representa o instante de tempo imediatamente anterior.

A partir do procedimento anterior obtém-se um sistema de equações algébricas que é resolvido ponto-a-ponto ao longo do tubo do condensador. A malha computacional ao longo do tubo usado neste trabalho é unidimensional, e uniforme como mostrado na Fig. 3.1.

Figura 3.1 - Malha computacional ao longo do tubo do condensador.



As discretizações das equações de conservação de energia, Eq. (2.17), modelo de contato direto, e Eqs. (2.30) e (2.33), modelo de placa bidimensional, e os respectivos procedimentos de solução serão detalhados.

A equação da conservação da energia referente ao modelo aleta com extremidade adiabática, Eq. (2.18), não será discretizada, uma vez que para o cálculo das propriedades do escoamento, na abordagem de aleta com extremidade adiabática, somente é requerida a taxa total de calor transferido pela aleta, e não especificamente a distribuição de temperatura ao longo da aleta.

Durante o procedimento de solução, o valor do título em um determinado volume pode tornar-se negativo. Considera-se então que o início da região líquida ocorra a partir de $x = 0,001$.

3.3.1 DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA MASSA PARA O FLUIDO REFRIGERANTE

Integrando-se a equação da conservação da massa, Eq. (2.1), no tempo e no espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.1, obtém-se

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial \rho_r}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial G}{\partial z} dz dt = 0 \quad (3.3)$$

Resolvendo as integrais no tempo e no espaço, com as devidas aproximações mencionadas e substituindo $G=\rho u$ obtém-se

$$(\rho_k - \rho_k^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} + (\rho u)_k - (\rho u)_{k-1} = 0 \quad (3.4)$$

assim,

$$u_k = \frac{(\rho u)_{k-1} - (\rho_k - \rho_k^o) \frac{\Delta z}{\Delta t}}{\rho_k} \quad (3.5)$$

3.1.2 DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO PARA O FLUIDO REFRIGERANTE

Integrando-se a equação da quantidade de movimento, Eq. (2.5), no tempo e no espaço, ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 3.1, obtém-se:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial(Gu)}{\partial z} dz dt = - \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial p}{\partial z} dz dt - \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k F_z dz dt \quad (3.6)$$

Da mesma forma, usando-se as aproximações dadas pelas Eqs. (3.1) e (3.2), respectivamente, para o termo transiente e para o termo fonte, obtém-se

$$(\rho_k u_k - \rho_k^o u_k^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} + (G_k u_k - G_{k-1} u_{k-1}) = -(p_k - p_{k-1}) - \left(\frac{F_{z,k} + F_{z,k-1}}{2} \right) \Delta z \quad (3.7)$$

assim,

$$p_k = p_{k-1} - \left(\rho_k u_k - \rho_k^o u_k^o \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} - (G_k u_k - G_{k-1} u_{k-1}) - \left(\frac{F_{z,k} + F_{z,k-1}}{2} \right) \Delta z \quad (3.8)$$

3.1.3 DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA PARA O FLUIDO REFRIGERANTE

Integrando-se a equação da conservação de energia do refrigerante Eq. (2.10), no tempo e no espaço ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 4.1, obtém-se

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial(\rho i_o)}{\partial t} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{\partial}{\partial z} (G i_o) dz dt = \\ = \int_{k-1}^k \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial p}{\partial t} dt dz - \int_t^{t+\Delta t} \int_{k-1}^k \frac{h_i P_i}{A_i} (T_r - T_c) dz dt \end{aligned} \quad (3.9)$$

Usando as aproximações dadas pelas Eqs. (4.1) e (4.2), obtém-se:

$$i_{o,k} = \frac{G_{k-1}}{\alpha_k} i_{o,k-1} + \frac{b_k}{a_k} \quad (3.10)$$

na qual os coeficientes a_k e b_k são, respectivamente, dados por

$$a_k = \rho_k \frac{\Delta z}{\Delta t} + G \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} b_k = \left(\rho_{o,k}^o i_{o,k}^o + \frac{p_k + p_{k-1}}{2} - \frac{p_k^o + p_{k-1}^o}{2} \right) \frac{\Delta z}{\Delta t} + \\ - \left[\frac{h_{i,k} (T_r - T_c)_k + h_{i,k-1} (T_r - T_c)_{k-1}}{2} \right] \frac{P_i}{A_i} \Delta z \end{aligned} \quad (3.12)$$

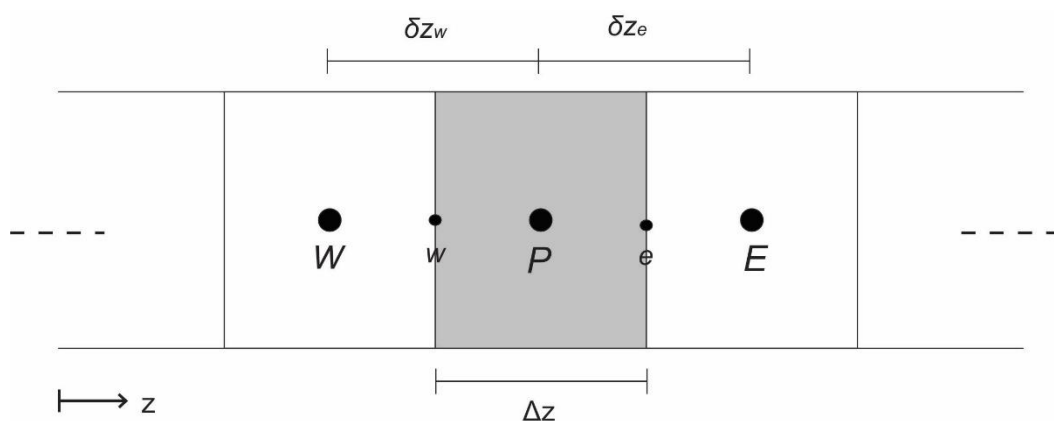
3.1.4 DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA PARA A PAREDE DO CONDENSADOR - MODELO DE CONTATO DIRETO

Para a parede do condensador, a equação da conservação de energia, Eq. (2.17), também é resolvida pelo método de Volumes Finitos empregado anteriormente para o cálculo das distribuições de velocidade, pressão e entalpia de estagnação do fluido refrigerante.

Neste caso, entretanto, as propriedades são armazenadas nos centros dos volumes de controle e não nas faces como foi realizado na discretização das equações governantes ao longo do tubo do condensador. Dessa forma, para calcular a taxa de transferência de calor entre o refrigerante e a parede do condensador, a temperatura do refrigerante no centro do volume de controle é obtida pela média aritmética entre os valores das temperaturas armazenadas nas faces do volume de controle.

Para isso gera-se uma malha cartesiana como mostrado na Fig. 3.2, na qual se observa que as faces dos volumes de controle são denotadas pelos índices minúsculos w , e e os volumes por índices maiúsculos W , P , e E , de acordo com a notação tradicionalmente empregada.

Figura 3.3 - Malha computacional unidimensional na parede do condensador – modelo de contato direto.



A equação de conservação de energia na parede do condensador Eq. (2.17) é então integrada no tempo e no espaço ao longo da direção z do volume de controle mostrado na Fig. 3.2 obtendo-se:

$$\begin{aligned}
\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{1}{\alpha_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} dz dt &= \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} \right) dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{P_i}{k_p A_p} h_i (T_r - T_p) dz dt - \\
&- \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{P_e}{k_p A_p} (T_p - T_a) [h_{rad} + h_e] dz dt
\end{aligned} \quad (3.13)$$

Realizando as integrais, obtém-se:

$$\begin{aligned}
(\rho c)_p (T_p|_P - T_p^o|_P) \Delta z &= k_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial z} \Big|_e - \frac{\partial T_p}{\partial z} \Big|_w \right) \Delta t + \\
&+ \left[\frac{P_i}{k_p A_p} h_i (T_r - T_p) - \frac{P_e}{k_p A_p} (T_p - T_a) [h_{rad} + h_e] \right] \Delta z \Delta t
\end{aligned} \quad (3.14)$$

Aproximando as derivadas $\partial T / \partial z$ nas faces e e w do volume de controle por diferenças centrais, obtém-se a equação discretizada da conservação de energia para a parede do condensador, dada por:

$$a_p T_{p,P} = a_E T_{p,E} + a_W T_{p,W} + b \quad (3.15)$$

na qual os coeficientes a_E , a_W , e a_P e o termo b , respectivamente, são dados por

$$a_E = \frac{k_p}{(\partial z)_e} \quad a_W = \frac{k_p}{(\partial z)_w} \quad (3.16)$$

$$a_p = a_E + a_W + (\rho c)_p \frac{\Delta z}{\Delta t} + \left[+ \frac{P_i}{A_p} h_i - \frac{P_e}{A_p} [h_{rad} + h_e] \right] \Delta z \quad (3.17)$$

$$b = (\rho c)_p \frac{\Delta z}{\Delta t} T_p|_P^o + \left[+ \frac{P_i}{A_p} h_i T_r - \frac{P_e}{A_p} T_a [h_{rad} + h_e] \right] \Delta z \quad (3.18)$$

3.1.5 DISCRETIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA ENERGIA PARA A PAREDE DO TUBO E PLACA DO CONDENSADOR – MODELO DE PLACA BIDIMENSIONAL

Para a parede do tubo do condensador, a equação da conservação de energia, Eq. (2.30) também é resolvida pelo método de Volumes Finitos. Portanto gera-se igualmente uma malha cartesiana como mostrado na Fig. 3.2, seguindo-se o mesmo procedimento e atentando para as diferenças básicas em cada tipo de equação.

A Equação (2.30) é integrada no tempo e no espaço ao longo da direção z do volume de controle mostrado na Fig. 3.2 obtendo-se:

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{1}{\alpha_c} \frac{\partial T_c}{\partial t} dz dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} dz dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{P_i}{k_c A_{cc}} h_i (T_r - T_c) dz dt \\ - \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{P_e k_c}{k_c A_{cc}} (T_{tc} - T_p) dz dt \end{aligned} \quad (3.19)$$

Realizando as integrais, obtém-se

$$\begin{aligned} (\rho c)_c (T_c|_p - T_c^o|_p) \Delta z = k_c \left(\frac{\partial T_c}{\partial z} \Big|_e - \frac{\partial T_c}{\partial z} \Big|_w \right) \Delta t + \\ + \left[\frac{P_i}{k_c A_{cc}} h_i (T_r - T_c) - \frac{P_e k_c}{k_c A_{cc}} (T_{tc} - T_p) \right] \Delta z \Delta t \end{aligned} \quad (3.20)$$

Aproximando as derivadas $\partial T / \partial z$ nas faces e e w do volume de controle por diferenças centrais, obtém-se a equação discretizada da conservação de energia para a parede do tubo do condensador, dada por:

$$a_p T_{c,p} = a_e T_{c,e} + a_w T_{c,w} + b \quad (3.21)$$

na qual os coeficientes a_e , a_w , e a_p e o termo b , respectivamente, são dados por

$$a_E = \frac{k_c}{(\partial z)_e} \quad a_W = \frac{k_c}{(\partial z)_w} \quad (3.22)$$

$$a_P = a_E + a_W + (\rho c)_c \frac{\Delta z}{\Delta t} + \left[\frac{P_i}{A_{cc}} h_i - \frac{P_e k_c}{k_c A_{cc} dy} \right] \Delta z \quad (3.23)$$

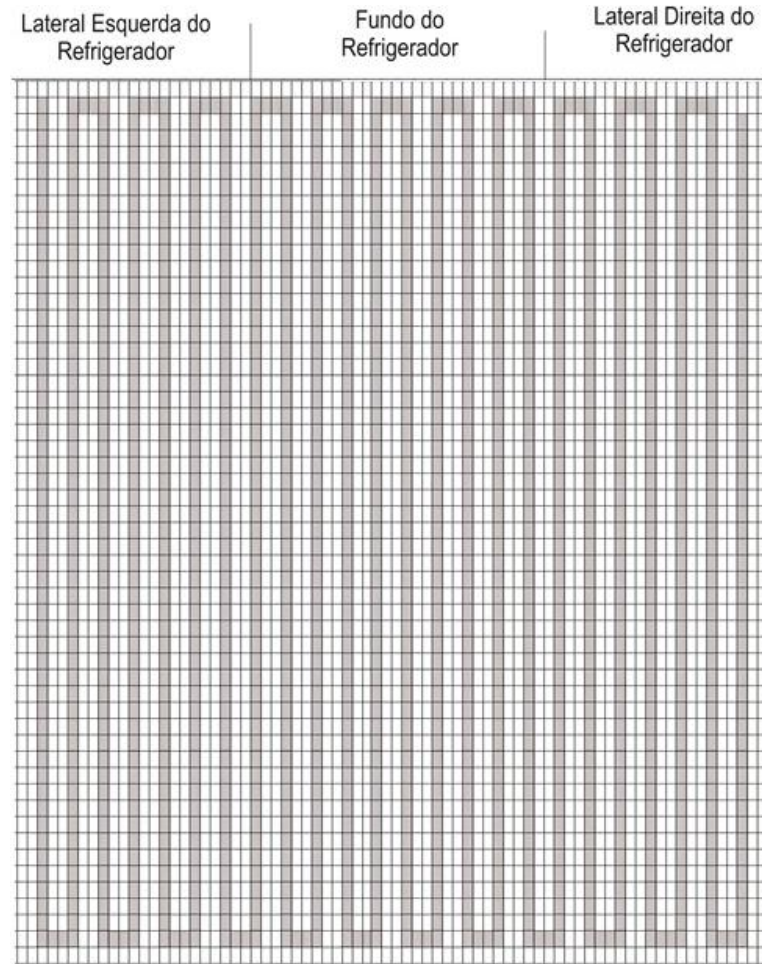
$$b = (\rho c)_p \frac{\Delta z}{\Delta t} T_p \Big|_P^o + \left[\frac{P_i}{A_{cc}} h_i T_r - \frac{P_e k_c}{k_c A_{cc} dy} T_p \right] \Delta z \quad (3.24)$$

A placa aquecida é posicionada sobre o tubo do condensador. A malha computacional bidimensional cartesiana construída para a placa é apresentada na Fig. 3.3, na qual se observa que os volumes de controle da placa que estão em contato com o tubo do condensador estão destacados.

A malha do condensador foi dividida em duas: a malha bidimensional para os cálculos da placa aquecida e a malha unidimensional para o cálculo do escoamento do refrigerante ao longo do canal. As variáveis do escoamento são armazenadas nas faces dos volumes de controle da malha ao longo do tubo e as temperaturas da placa aquecida são armazenadas no centro dos volumes de controle da malha dessa placa. Para resolver o problema de acoplamento entre essas variáveis realiza-se uma média aritmética das variáveis do escoamento para o cálculo da temperatura da placa e uma média das temperaturas da placa para o cálculo das variáveis do escoamento. A malha através da espessura do isolamento térmico é unidimensional e uniforme.

Para a integração da equação da conservação de energia na placa aquecida Eq. (2.34), gera-se uma malha como mostrado na Fig. 3.4, na qual se observa que as faces dos volumes de controle são denotadas pelos índices w , e , n e s e os volumes por índices W , P , E , N e S de acordo com a notação tradicionalmente empregada.

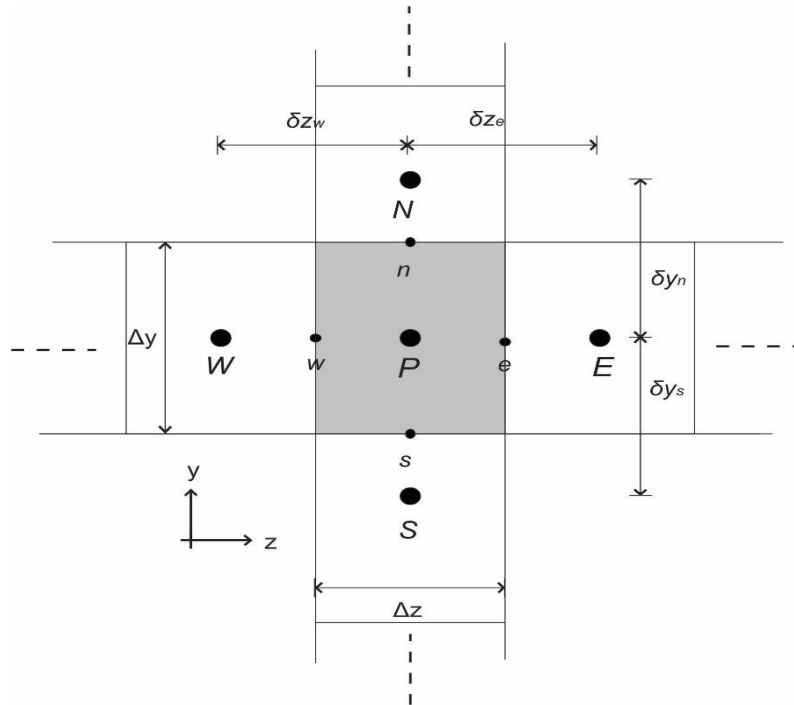
Figura 3.3 - Malha computacional na placa aquecida do condensador.



A equação de conservação de energia da placa aquecida, Eq. (2.34), é integrada no tempo e ao longo das direções z e y do volume de controle mostrado na Fig. 3.4 obtendo-se

$$\begin{aligned}
 & \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e (\rho c)_p \frac{\partial T_p}{\partial t} dz dy dt = \\
 & = \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e k_p \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} \right) dz dy dt + \\
 & + \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left[\frac{k_c (T_c - T_p)}{\delta dy} - \frac{(T_p - T_a) [h_{rad} + h_e]}{\delta} \right] dz dy dt \quad (3.25)
 \end{aligned}$$

Figura 3.4 - Volume de controle bidimensional para a placa do condensador.



Realizando as integrais, obtém-se:

$$\begin{aligned}
 (\rho c)_p (T_p|_p - T_p^o|_p) \delta \Delta z \Delta y = \\
 = k_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial z} \Big|_e - \frac{\partial T_p}{\partial z} \Big|_w \right) \delta \Delta y \Delta t + k_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \Big|_n - \frac{\partial T_p}{\partial y} \Big|_s \right) \delta \Delta z \Delta t + \\
 + \left[\frac{k_c (T_c - T_p)}{dy} - (T_p - T_a) [h_{rad} + h_e] \right] \Delta z \Delta y \Delta t
 \end{aligned} \quad (3.26)$$

Aproximando as derivadas $\partial T / \partial z$ nas faces n , s , e e w do volume de controle por diferenças centrais, obtém-se a equação discretizada da conservação de energia para a placa aquecida, dada por:

$$a_p T_{p,p} = a_E T_{p,E} + a_W T_{p,W} + a_N T_{p,N} + a_S T_{p,S} + b \quad (3.27)$$

na qual os coeficientes a_E , a_W , a_N , a_S e a_p e o termo b , respectivamente, dados por

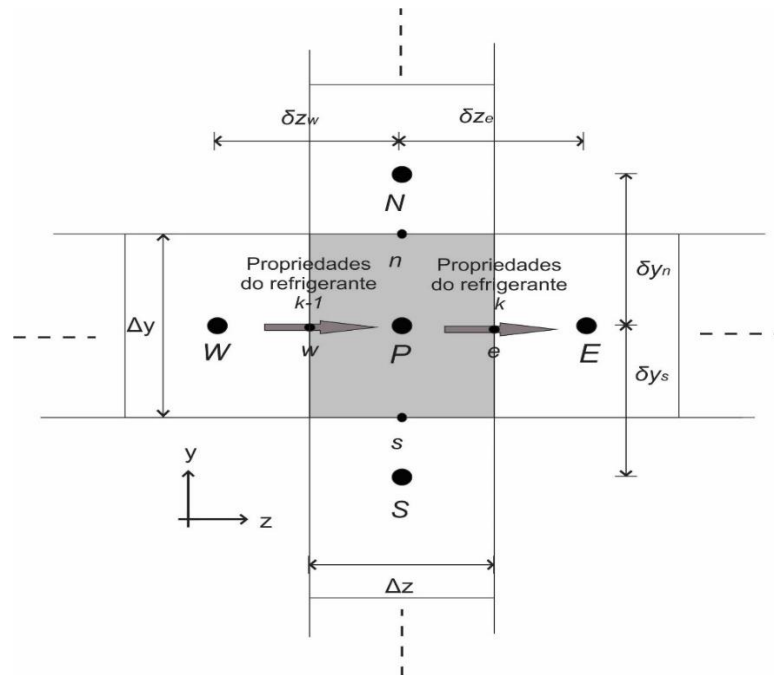
$$a_E = \frac{k_p \delta \Delta y}{(\partial z)_e} \quad a_W = \frac{k_p \delta \Delta y}{(\partial z)_w} \quad a_N = \frac{k_p \delta \Delta z}{(\partial y)_n} \quad a_E = \frac{k_p \delta \Delta z}{(\partial y)_e} \quad (3.28)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + (\rho c)_p \frac{\delta \Delta z \Delta y}{\Delta t} + \frac{k_c}{dy} \Delta z \Delta y - [h_{rad} + h_e] \Delta z \Delta y \quad (3.29)$$

$$b = (\rho c)_p \frac{\delta \Delta z \Delta y}{\Delta t} T_P|_P^o + T_c \frac{k_c}{dy} \Delta z \Delta y - T_a [h_{rad} + h_e] \Delta z \Delta y \quad (3.30)$$

As curvas foram tratadas de acordo com seu respectivo volume de controle, obtendo-se uma malha cartesiana, como mostra a Fig. 3.3. O problema de acoplamento entre as temperaturas do refrigerante é mostrado na Fig. 3.5.

Figura 3.5 - Acoplamento entre as temperaturas da placa aquecida e as temperaturas do fluido refrigerante.



3.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

A partir das discretizações apresentadas anteriormente para o escoamento do fluido refrigerante e também para as distintas abordagens da transferência de calor com o meio, pode-se agora desenvolver o procedimento de solução juntamente com o algoritmo de resolução para cada uma das modelagens descritas até agora. Independente do modelo proposto, este será capaz de elaborar como resultado as características do escoamento do fluido refrigerante bem como demais propriedades do problema como, por exemplo, distribuições de temperaturas específicas para cada abordagem em questão.

3.2.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO PARA O MODELO DE CONTATO DIRETO

Na entrada do condensador a pressão, a vazão e o título do refrigerante são conhecidos e assim as demais propriedades do refrigerante na entrada são determinadas. As Equações (3.5), (3.8), (3.10) e (3.15) são, respectivamente, usadas para o cálculo das variáveis do refrigerante, u , p e i_o , e também a distribuição de temperatura da parede do condensador, T_p , ao longo de todo o tubo do condensador.

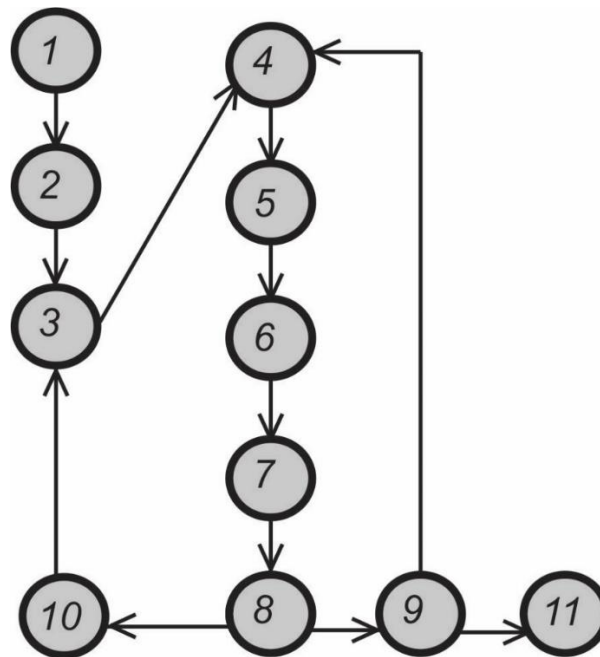
O algoritmo de solução do modelo de contato direto é:

1. Arbitrar todas as variáveis no instante de tempo imediatamente anterior;
2. Calcular as propriedades do escoamento do refrigerante na entrada do evaporador a partir dos parâmetros conhecidos ($k=1$);
3. Incrementar $k=k+1$;
4. Calcular a velocidade média do escoamento, u , Eq.(3.5);
5. Calcular a pressão, p , pela Eq. (3.8);
6. Calcular a entalpia de estagnação, i_o , pela Eq. (3.10);
7. Calcular a temperatura da parede do condensador, T_p , pela Eq. (3.15);
8. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento;
9. Retornar ao passo 4 até a convergência espacial das variáveis;
10. Retornar ao passo 3 até o último volume de controle;

11. Impressão das variáveis ao longo do canal do escoamento.

A Figura 3.6 mostra o fluxograma do algoritmo de solução para a abordagem de contato direto entre o fluido refrigerante e a parede do condensador.

Figura 3.6 – Algoritmo de solução para o modelo de contato direto.



3.2.3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO PARA O MODELO DE ALETA COM EXTREMIDADE ADIABÁTICA

Analogamente ao apresentado para o modelo de contato direto, as propriedades, tais como pressão, vazão e o título do refrigerante são conhecidas na entrada do condensador e assim as demais propriedades do refrigerante na entrada são determinadas. As Equações (3.5), (3.8), (3.10) e (3.26) são, respectivamente, usadas para o cálculo das variáveis do refrigerante, u , p e i_o , e também das temperaturas da base da aleta, T_o , ao longo de todo o tubo.

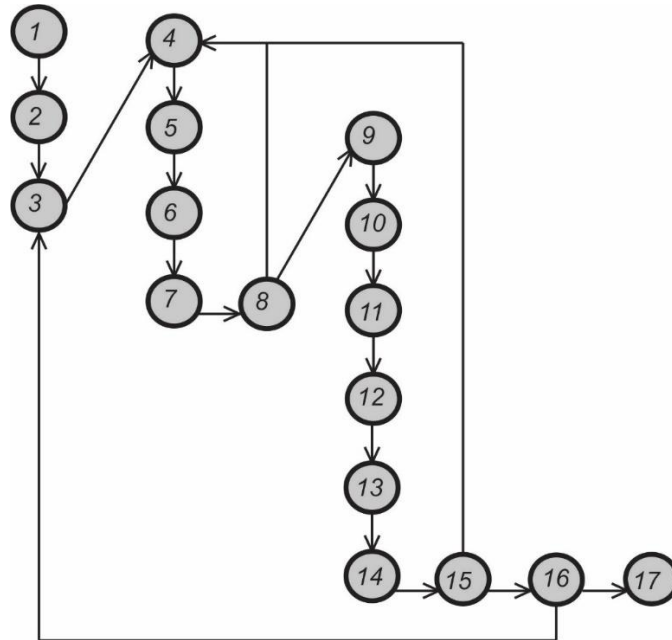
O algoritmo de solução do modelo de aleta com extremidade adiabática é:

1. Arbitrar todas as variáveis no instante de tempo imediatamente anterior;

2. Calcular as propriedades do escoamento do refrigerante na entrada do evaporador a partir dos parâmetros conhecidos ($k=1$);
3. Incrementar $k=k+1$;
4. Estimar o valor de h_i e T_0 ;
5. Calcular o rendimento da aleta, η , Eq.(2.23);
6. Calcular a temperatura média da aleta, $\bar{T}$, Eq.(3.22);
7. Calcular usando $\bar{T}$ calculado no passo 6, um novo valor para $h_{i\text{ novo}}$;
8. Compara-se o valor obtido $h_{i\text{ novo}}$ com o valor estimado no passo 4, caso a convergência para h_i seja alcançada, segue para o passo 9, caso contrário, retorna-se para o passo 4;
9. Calcular a velocidade média do escoamento, u , Eq.(3.5);
10. Calcular a pressão, p , pela Eq. (3.8);
11. Calcular a entalpia de estagnação, i_o , pela Eq. (3.10);
12. Calcular a taxa de transferência de calor na aleta pela Eq. (2.25);
13. Calcular a nova temperatura da base da aleta, $T_{0,\text{novo}}$, Eq. (2.26), com a temperatura encontrada para o refrigerante.
14. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento;
15. Compara-se o valor de $T_{0,\text{novo}}$ obtido no passo 13 com o valor estimado. Caso tenha-se alcançado a convergência segue para o passo 16, caso contrário, retorna-se para o passo 4;
16. Retornar ao passo 3 até o último volume de controle;
17. Impressão das variáveis ao longo do canal do escoamento.

A Figura 3.7 mostra o fluxograma do algoritmo de solução para o modelo de aleta com extremidade adiabática.

Figura 3.7 – Algoritmo de solução para o modelo de aleta com extremidade adiabática.



3.2.4 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO PARA A ABORDAGEM DE PLACA BIDIMENSIONAL

De forma análoga aos procedimentos para as demais abordagens, as propriedades tais como pressão, vazão e o título do refrigerante são conhecidas na entrada do condensador e assim as demais propriedades do refrigerante são determinadas na entrada. As Equações (3.5), (3.8) e (3.10) são usadas para o cálculo das variáveis do refrigerante, u , p e i_o , e as Eqs. (3.21) e (3.25) são usadas para o cálculo das temperaturas da parede do tubo do condensador, T_c , e da placa aquecida, T_p .

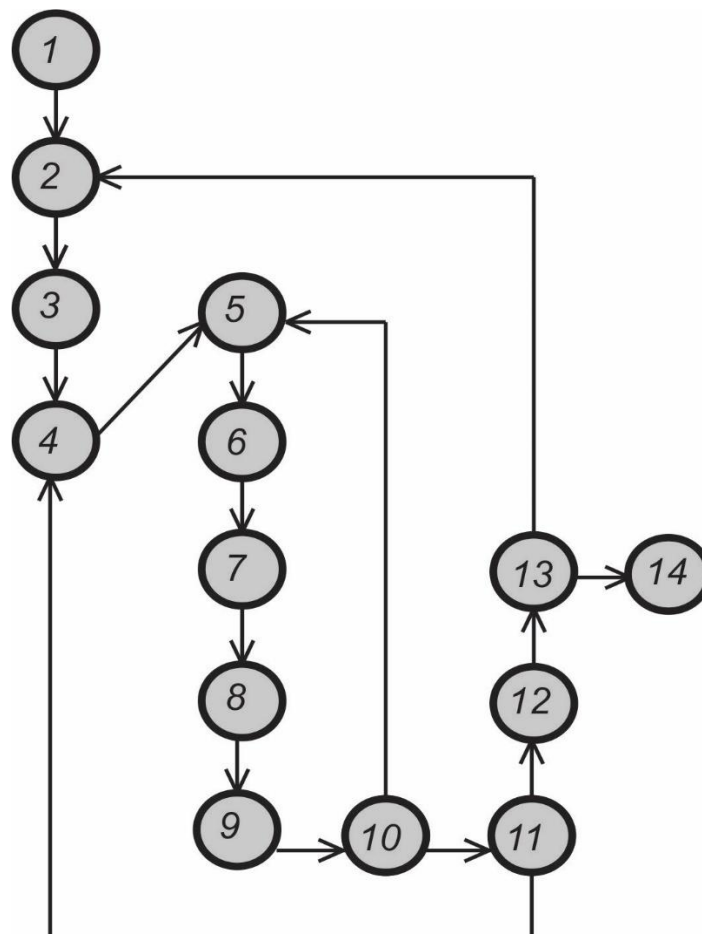
O algoritmo de solução do modelo de placa bidimensional é:

1. Arbitrar todas as variáveis no instante de tempo imediatamente anterior;
2. Estimar o campo de temperatura da placa aquecida, T_p ;
3. Calcular as propriedades do escoamento do refrigerante na entrada do evaporador a partir dos parâmetros conhecidos ($k=1$);
4. Incrementar $k=k+1$;
5. Calcular a velocidade média do escoamento, u , Eq.(3.5);
6. Calcular a pressão, p , pela Eq. (3.8);

7. Calcular a entalpia de estagnação, i_o , pela Eq. (3.10);
8. Calcular a temperatura da parede do tubo do condensador, T_c , pela Eq. (3.21);
9. Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento;
10. Retornar ao passo 5 até a convergência espacial das variáveis;
11. Retornar ao passo 4 até o último volume de controle;
12. Calcular o campo de temperatura da placa aquecida $T_{p, novo}$ pela Eq. (3.25), com os valores convergidos de T_c ;
13. Compara-se o valor obtido $T_{p, novo}$ com o valor estimado no passo 2, caso a convergência para T_p seja atingida, segue-se para o passo 14, ou retorna-se para o passo 2;
14. Impressão das variáveis ao longo do canal do escoamento.

A Figura 3.8 apresenta o fluxograma do algoritmo de solução para o modelo de placa bidimensional entre o tubo do condensador e a placa aquecida.

Figura 3.8 – Algoritmo de solução para o modelo de placa bidimensional.



CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos na simulação do escoamento e da transferência de calor neste capítulo. Inicialmente, apresenta-se uma análise de sensibilidade do modelo para ao longo de condensadores do tipo parede-aquecida são apresentados e discutidos avaliar as influências do refinamento da malha computacional e das diferentes equações constitutivas para o cálculo do fator de atrito e dos coeficientes de transferência de calor. Posteriormente é realizada a validação do modelo comparando-se os resultados obtidos, segundo as diferentes modelagens da transferência de calor, com dados experimentais selecionados da literatura. As comparações são realizadas em termos da carga térmica do condensador e a da queda de pressão ao longo do tubo do condensador. Em seguida apresenta-se uma breve análise sobre o desempenho do condensador de parede-aquecida operando com fluidos refrigerantes alternativos, procurando destacar uma das potencialidades do modelo.

1.1 INTRODUÇÃO

Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais e computacionais disponíveis na literatura, entretanto, são poucos os trabalhos experimentais encontrados na literatura atual sobre o estudo de condensadores do tipo parede-aquecida usados em refrigeradores domésticos.

Com isso, a comparação dos resultados ficou restrita à carga térmica do condensador e à queda de pressão ao longo do tubo do condensador de um refrigerador doméstico específico, do tipo estático, operando com fluido refrigerante HFC-134a ou R134a em diferentes condições de operação.

Realiza-se também uma análise da influência do fluxo de massa do refrigerante, da temperatura ambiente e do título sobre o desempenho do condensador.

O condensador analisado é o mesmo empregado por Bansal e Chin (2002) e suas dimensões geométricas e características são apresentadas na Tab. 4.1. As propriedades termofísicas do fluido refrigerante usado nos testes, R-134a, são calculadas usando-se o módulo REFPROP 8.0, Lemmon, McLinden e Huber (2007). O material do condensador e da placa aquecida é o aço, cujas propriedades termofísicas são também apresentadas na Tab. 4.1.

Neste trabalho, a análise do escoamento e da transferência de calor ao longo do condensador ficou restrita ao regime permanente, uma vez que não foram encontrados trabalhos na literatura atual que abordam a simulação transiente do condensador do tipo parede-aquecida.

Tabela 4.1 – Características geométricas e propriedades do condensador analisado (BANSAL e CHIN, 2002).

Propriedade do condensador	Valor
Diâmetro interno do tubo [m]	0,00475
Diâmetro externo do tubo [m]	0,004
Comprimento do tubo [m]	23,21
Área de transferência de calor interna (tubo) [m ²]	0,2946
Área de transferência de calor externa (placa) [m ²]	3,240
Condutividade térmica do aço (tubo e placa) [W/m.K]	50
Espessura da placa [m]	0,004
Rugosidade absoluta [mm]	0,00058

2.1 INFLUÊNCIA MALHA COMPUTACIONAL

Para verificação da influência do refino de malha sobre os resultados do código computacional, utilizou-se a modelagem da aleta com extremidade adiabática, com as condições de operação apresentadas na Tab. 4.2.

Tabela 4.2. Condições de operação para o teste de refino de malha computacional.

Condições de Teste	
Temperatura ambiente [°C]	25
Temperatura de entrada [°C]	50
Pressão na entrada [bar]	9,37
Vazão na entrada [Kg/h]	2,866

Nos testes, as malhas analisadas foram de 100, 200, 800 e 1600. A análise da influência do

aumento do número de volumes na malha foi realizada comparando-se as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo, e também das distribuições da pressão do refrigerante pela variação de sua entalpia ao longo do tubo, obtidas pelas diferentes malhas consideradas. As Figuras 4.1 e 4.2 apresentam-se, respectivamente, as distribuições de temperatura e pressão ao longo do condensador.

Figura 4.1 – Efeito do refinamento de sobre as distribuições de Temperatura ao longo do tubo do condensador.

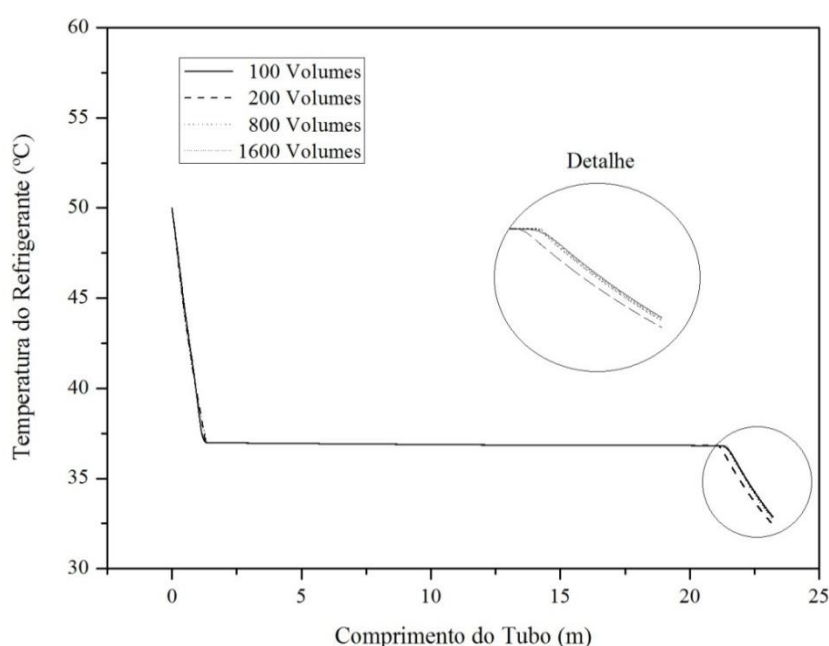
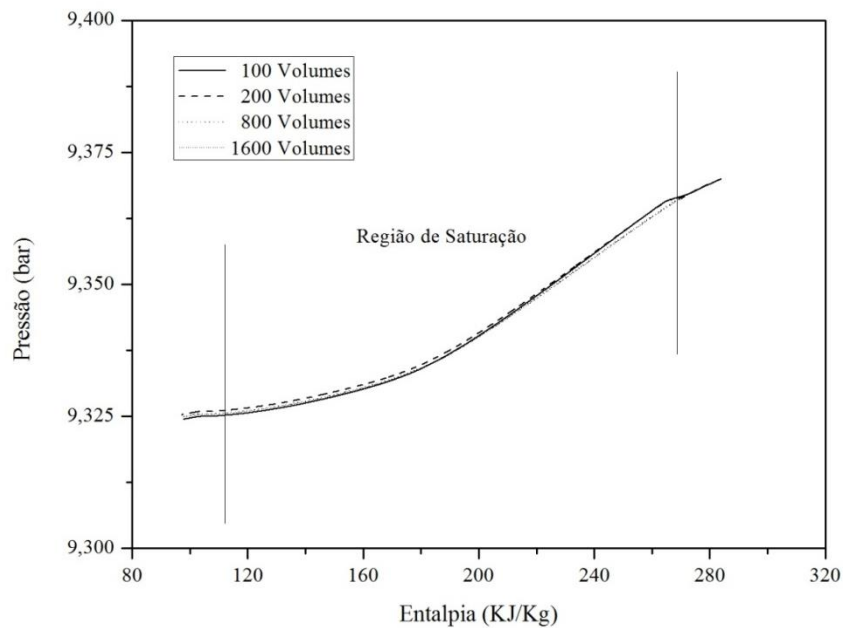


Figura 4.2 – Diagrama pressão-entalpia dos testes de refinamento de malha.



Verifica-se na Figura 4.1 que o refinamento de malha praticamente não influenciou a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo do tubo do condensador. A maior diferença entre os perfis de temperatura ocorreu na região líquida, enquanto que nas regiões de vapor superaquecido e bifásica, tais perfis mantiveram-se sem alterações significativas com o refino de malha.

Para as distribuições de pressão em função do salto entálpico, observa-se na Fig. 4.2, que o refino de malha exerceu uma pequena influência sobre os perfis de pressão obtidos com as diferentes malhas nas regiões líquida e bifásica do escoamento, enquanto que na região de vapor superaquecido não se observaram diferenças significativas.

Dessa forma adota-se a malha de 1600 volumes para a obtenção dos resultados desse trabalho.

4.3 INFLUÊNCIA DAS RELAÇÕES CONSTITUTIVAS

Como os resultados obtidos pelo modelo proposto são dependentes das equações constitutivas usadas no cálculo da queda de pressão devido ao atrito e dos coeficientes de transferência de calor ao longo do tubo do condensador, dentre outros parâmetros, realiza-se uma análise de sensibilidade do modelo para verificar a influência dessas correlações sobre os

resultados obtidos. O modelo de transferência de calor utilizado é o de aleta com extremidade adiabática.

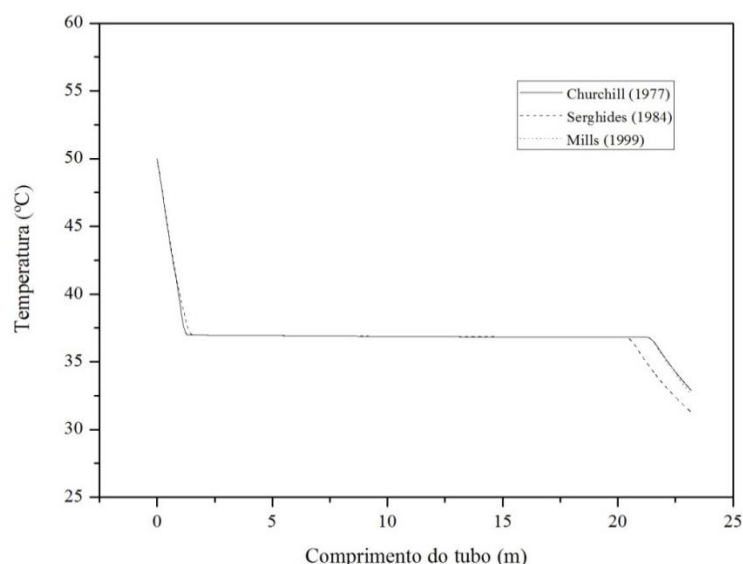
Dessa forma, resultados foram obtidos usando-se cada uma das correlações apresentadas no item 2.5 para o fator de atrito monofásico, multiplicador bifásico, coeficiente de transferência de calor monofásico, coeficiente de transferência de calor bifásico e para as abordagens da viscosidade bifásica do escoamento.

As condições de operação empregadas nessa análise são as mesmas apresentadas na Tab. 4.2, para um condensador com as mesmas características geométricas e propriedades apresentadas na Tab. 4.1. Após a análise da influência dessas correlações, o modelo proposto é, então, definido.

4.3.1 COEFICIENTE DE ATRITO MONOFÁSICO

Nas regiões monofásicas do escoamento, regiões líquida e de vapor superaquecido, foram analisadas as correlações de Churchill (1977), Eq. (2.38), Serghides (1984), Eq. (2.39), e pela fórmula de Pethukov (1970) apresentada por Mills (1999), Eq. (2.43), apresentadas no item 2.5.1, foram avaliadas. As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam, respectivamente, as distribuições de temperatura e pressão ao longo do tubo do condensador para cada correlação analisada.

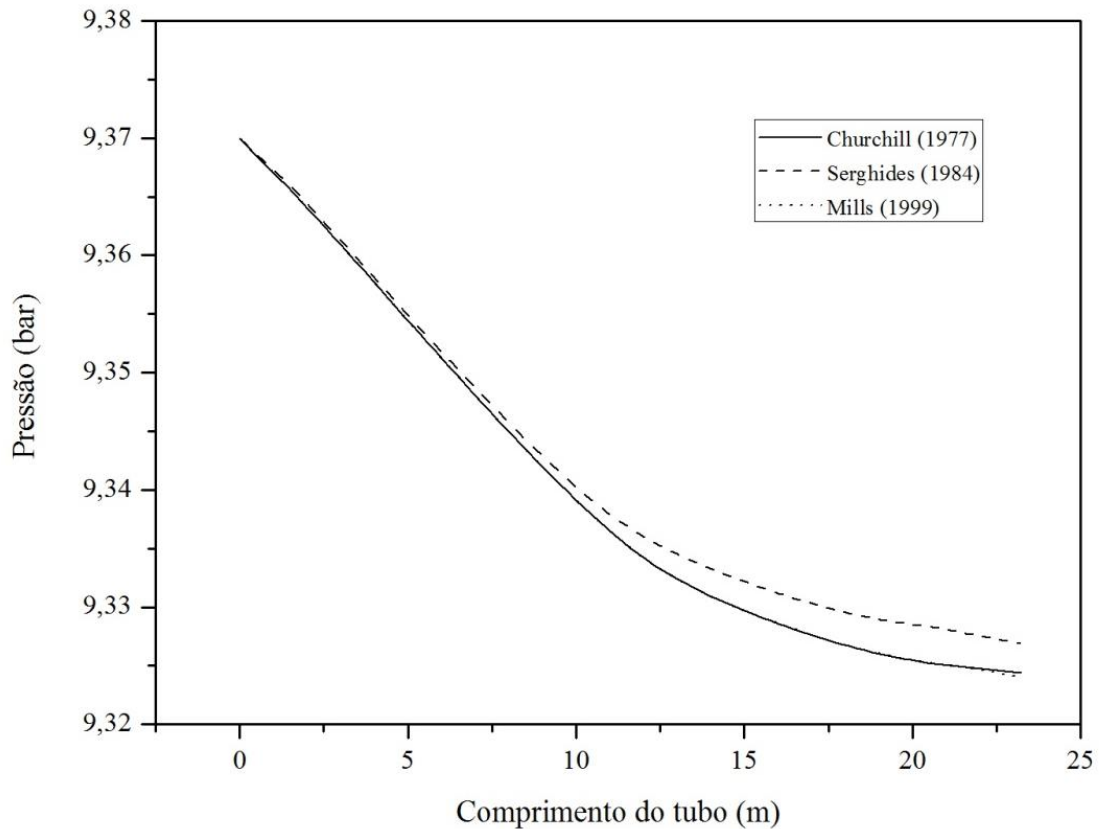
Figura 4.3 – Efeito do fator de atrito monofásico nas distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.



Nota-se na Figura 4.3 a distribuição de temperatura ao longo do comprimento do tubo do condensador, quando a correlação de Serghides (1984) foi usada, ocasionou uma antecipação do início da região líquida, enquanto que as correlações de Churchill (1977) e Pethukov (1970) não apresentaram distinção entre si com relação aos perfis de temperatura obtidos.

Na Figura 4.4 identifica-se uma queda de pressão menos acentuada para o caso em que se utiliza a correlação de Serghides (1984) para o fator de atrito monofásico, em relação às correlações de (CHURCHILL, 1977; PETHUKOV, 1970). Essa diferença no valor da distribuição da pressão ao longo do escoamento torna-se mais acentuada conforme se aproxima da saída do tubo.

Figura 4.4 – Efeito do fator de atrito monofásico nas distribuições de pressão ao longo do tubo do condensador.



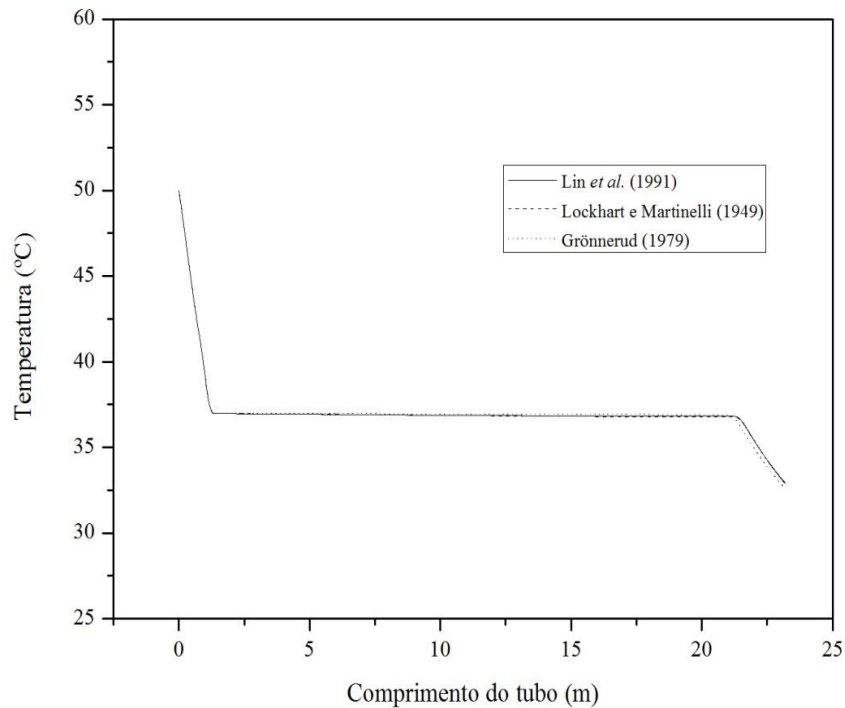
Dessa forma, as distribuições de temperatura e pressão do escoamento ao longo no tubo do condensador mostraram-se praticamente independentes das correlações para o cálculo do fator de atrito monofásico. Para a análise dos resultados seguintes a correlação de Churchill (1977) será empregada para o cálculo do fator de atrito monofásico.

4.3.2 MODELO DE CÁLCULO DA FORÇA DE ATRITO, F_z , NA REGIÃO BIFÁSICA

Para verificar a influência do modelo de cálculo da força de atrito, $F_z = dp/dz$, na região bifásica, as correlações de Lin *et al.* (1991), Eq. (2.60), Lockhart e Martinelli (1949), Eqs. (2.61) e (2.62) e Grönnerud (1979), Eq. (2.64), apresentadas no item 2.5.2, foram avaliadas.

As Figuras 4.5 e 4.6 apresentam as distribuições de temperatura e pressão ao longo do tubo do condensador para cada modelo avaliado. Na Figura 4.5 nota-se que não foram afetados de forma significativa os perfis de temperatura do fluido refrigerante ao longo do escoamento.

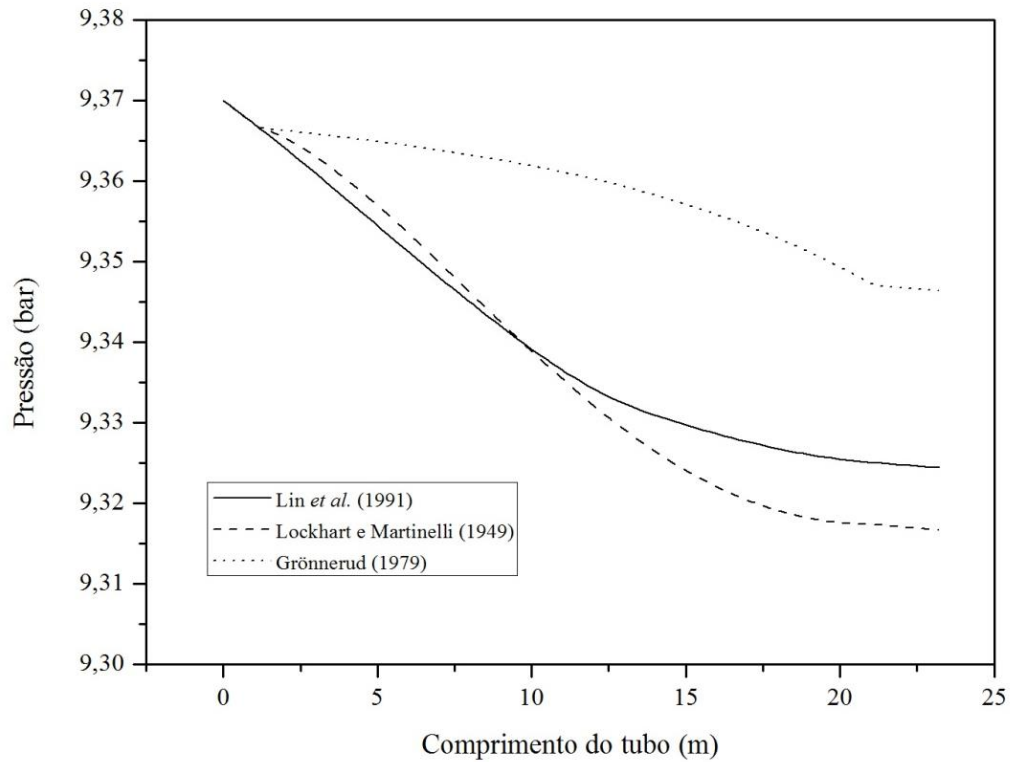
Figura 4.5 – Efeito do modelo de cálculo de F_z na região bifásica sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.



A Figura 4.6 mostra uma grande diferença entre as distribuições de pressão ao longo do condensador quando se emprega a correlação de Grönnerud (1979) em relação as distribuições de pressão obtidas quando se utilizam as correlações de Lin *et al.* (1991) e Lockhart e Martinelli (1949). As correlações de Lin *et al.* (1991) e Lockhart e Martinelli (1949) resultaram em perfis de pressão com comportamentos semelhantes ao longo do escoamento para a região bifásica, entretanto, a correlação de Grönnerud (1979) gerou uma distribuição de pressão tênue, o que fez com que a redução de pressão para as duas primeiras correlações fosse consideravelmente maior.

Para as análises posteriores utilizar-se-á a correlação de Lin *et al.* (1991).

Figura 4.6 – Efeito do modelo de cálculo de F_z na região bifásica sobre as distribuições de pressão ao longo do tubo do condensador.

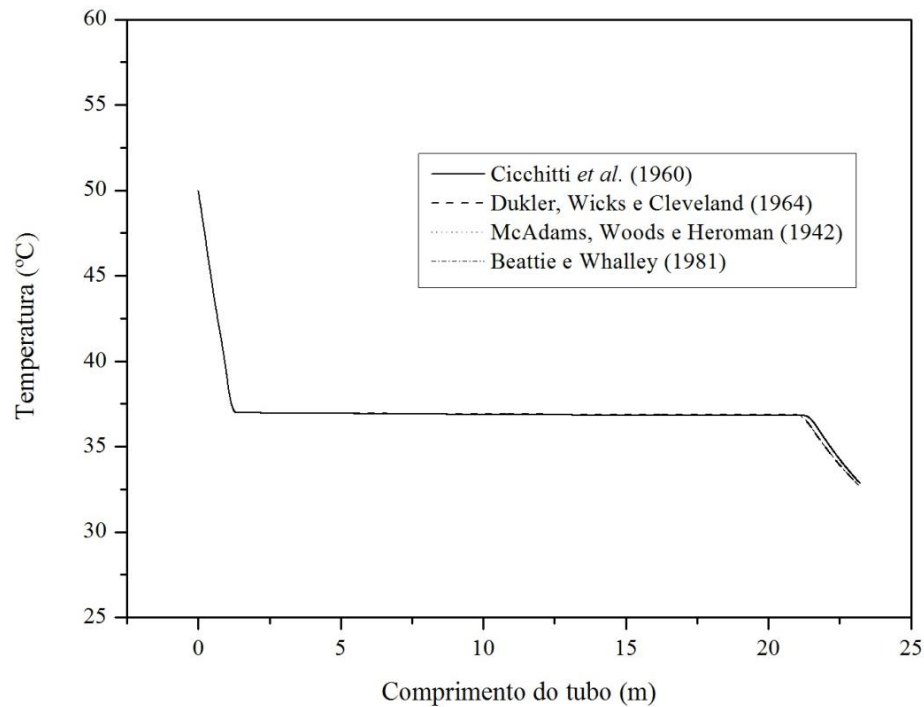


4.3.3 MODELO DE CÁLCULO DA VISCOSIDADE BIFÁSICA

Considerando que a correlação de Lin *et al.* (1991) necessita do valor da viscosidade bifásica, $\bar{\mu}$, os resultados obtidos são comparados quando essa propriedade é calculada pelas correlações de McAdams, Woods e Heroman (1942), Eq. (2.56), Cicchitti *et al.* (1960), Eq. (2.57), Duckler, Wicks e Cleveland (1964), Eq. (2.58), e Beattie e Whalley (1942), Eq. (2.59).

As Figuras 4.7 e 4.8 apresentam, respectivamente, as distribuições de temperatura e pressão ao longo do tubo do condensador para cada formulação empregada no cálculo da viscosidade absoluta bifásica do fluido refrigerante.

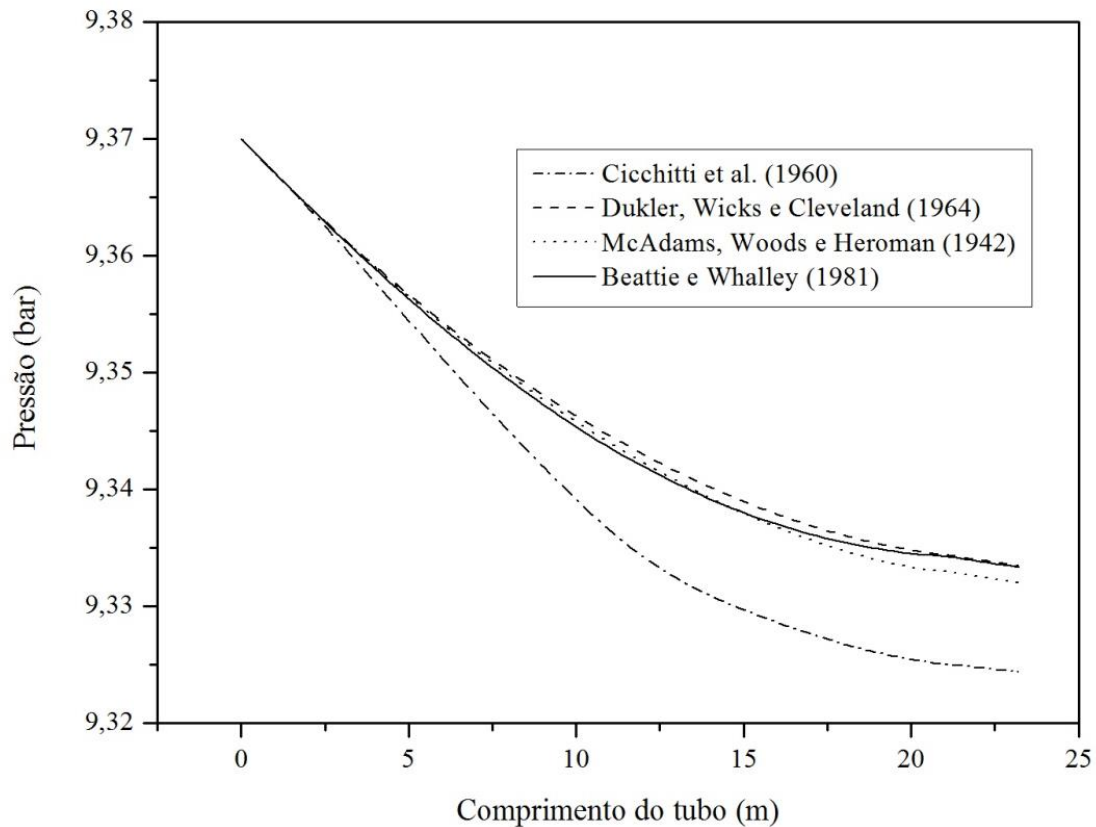
Figura 4.7 – Efeito da correlação de $\bar{\mu}$ sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.



Na Figura 4.7, observa-se que os perfis de temperatura não sofreram influência significativa da formulação escolhida para o cálculo da viscosidade bifásica.

Entretanto, na Figura 4.8, nota-se que a correlação de Cicchitti *et al.* (1960) gerou a maior queda de pressão ao longo do tubo do condensador, aproximadamente 4,5 kPa, em relação às demais correlações analisadas, aproximadamente de 3,5 kPa para a queda de pressão no tubo do condensador.

Figura 4.8 – Efeito da correlação de $\bar{\mu}$ sobre as distribuições de pressão ao longo do tubo do condensador.



Outro ponto a salientar é que as formulações de Duckler, Wicks e Cleveland (1964), McAdams, Woods e Heroman (1942) e Beattie e Whalley (1942), apresentaram um comportamento similar, e aproximadamente os mesmos valores para a redução de pressão ao longo do condensador.

Para as próximas análises utilizar-se-á a correlação de Cicchitti *et al.* (1960) para a formulação da viscosidade bifásica.

4.3.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MONOFÁSICO

Para verificar a influência das correlações que fornecem o coeficiente de transferência de calor por convecção nas regiões monofásicas do escoamento sobre os resultados obtidos, foram testadas as equações de Gnielinski (1976), Eq. (2.68), e Dittus-Boelter (1930), Eq. (2.69).

Nas Figuras 4.9 e 4.10 apresentam-se, respectivamente, as distribuições do coeficiente de transferência de calor interno ao longo do tubo do condensador e da temperatura do refrigerante, calculadas pelo presente modelo, para as duas correlações analisadas.

As descontinuidades observadas nos perfis do coeficiente de transferência de calor mostrados na Fig. 4.9 devem-se a transição da região do escoamento de vapor superaquecido para região bifásica e dessa para a região líquida.

Verifica-se na Figura 4.9 que as correlações de Dittus-Boelter (1930) e de Gnielinski (1976) resultam nos mesmo valores do coeficiente de transferência de calor na região superaquecida do escoamento. No entanto, na região líquida observa-se uma diferença nos valores de h_i , em torno de 300 W/m²K, segundo a correlação de Dittus-Boelter (1930) e em torno de 100 W/m²K, segundo a correlação de (GNIELINSKI, 1976).

Figura 4.9 – Distribuições do coeficiente de transferência de calor ao longo do tubo do condensador – efeito das regiões monofásicas.

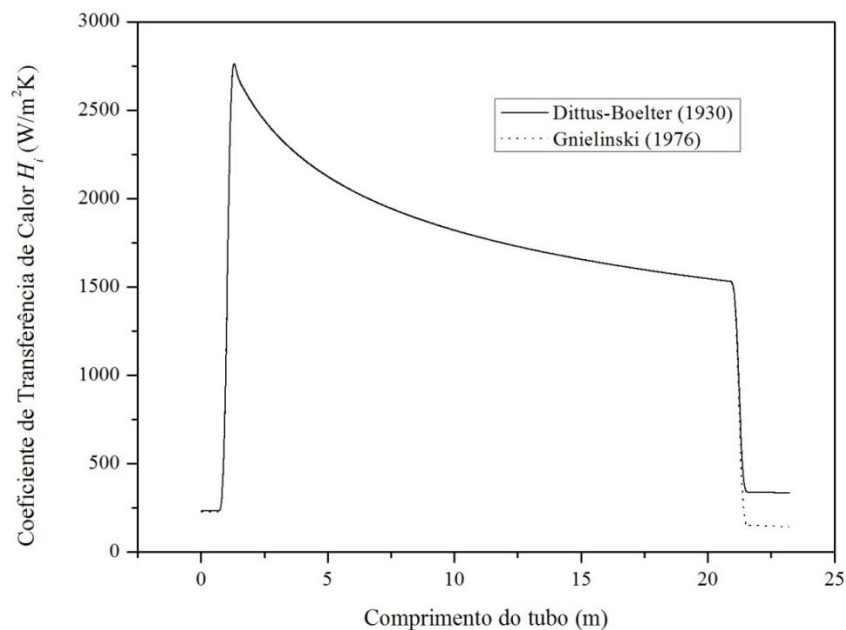
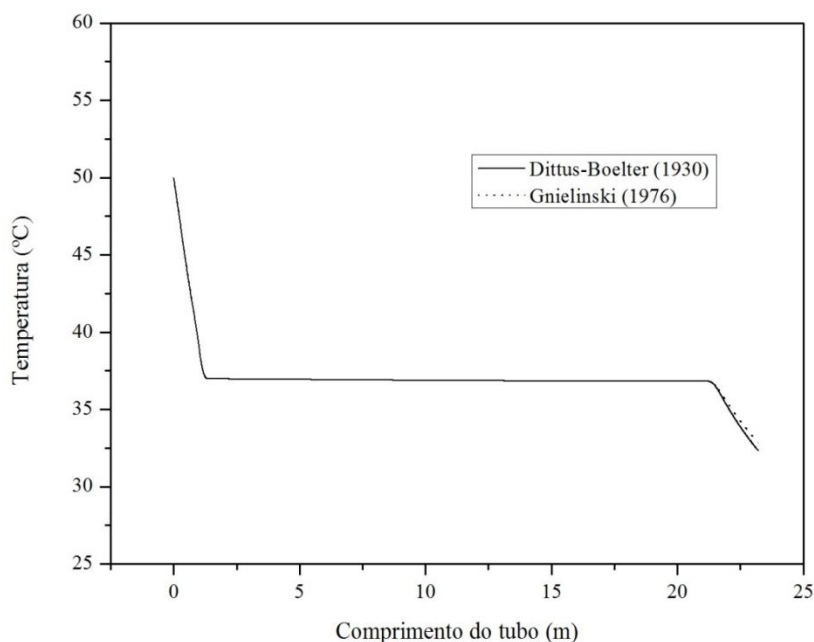


Figura 4.10 – Efeito das correlações do coeficiente de transferência de calor monofásico sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.



Tal diferença, entretanto, não afetou significativamente os perfis de temperatura do refrigerante ao longo do condensador como se observa na Fig. 4.10. Apenas no final da região líquida nota-se uma pequena diferença entre os perfis de temperatura.

Esse comportamento pode ser explicado em razão do comprimento das regiões monofásicas, vapor superaquecido e líquido subresfriado, corresponde a menos que 15% do comprimento total do tubo do condensador.

A correlação de Gnielinski (1976) será utilizada para as próximas análises, uma vez que é mais recente e considera os efeitos da queda de pressão em razão do atrito, fator de atrito de Darcy.

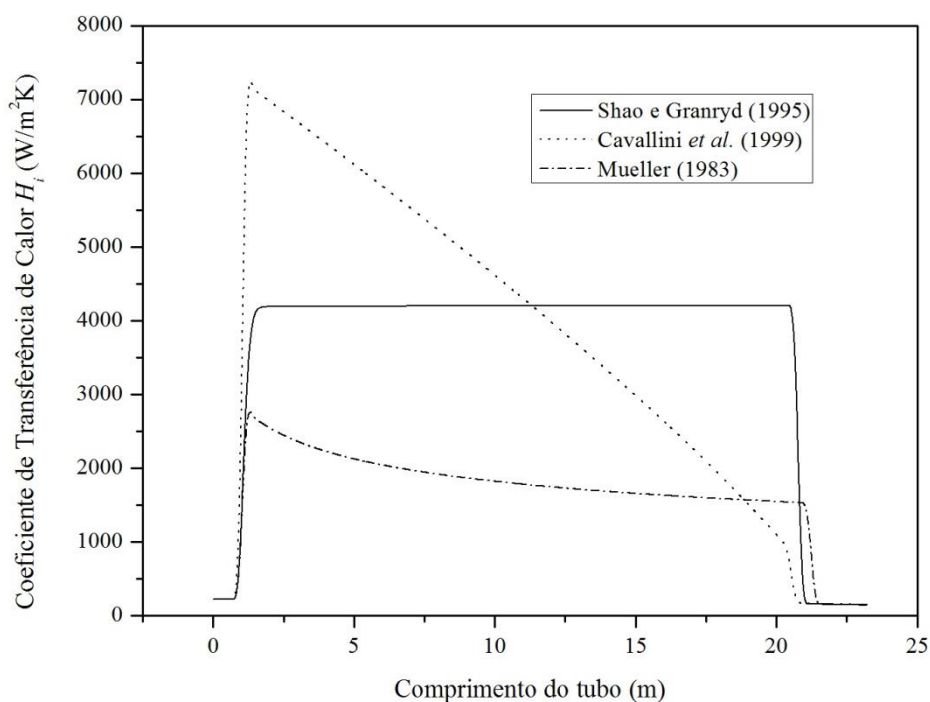
4.3.5 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR BIFÁSICO

Para analisar o efeito das correlações do coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica do escoamento sobre os resultados obtidos, três correlações foram testadas: a correlação de Shao e Granryd (1995), Eqs. (2.70) e (2.71), Cavallini et al. (1999), Eq. (2.73), e Mueller (1983), Eqs. (2.75), (2.76) e (2.77).

Nas Figuras 4.11 e 4.12 apresentam-se, respectivamente, os valores da distribuição do coeficiente de transferência de calor interno ao longo do tubo do condensador e da de temperatura do refrigerante para cada correlação apresentada.

Verifica-se na Figura 4.11 verifica-se que as correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico, apresentam comportamentos claramente diferentes, possuindo uma ampla variação para os valores na região de saturação, que vão de 1000 a 7000 W/m²K. A correlação de Muller (1983) é a que resultou nos menores valores, aproximadamente na faixa entre 1600 a 2700 W/m²K, acarretando um pequeno atraso, do início da região líquida em relação as demais correlações analisadas. A correlação de Shao e Granryd (1995) resultou um coeficiente de transferência de calor bifásico constante ao longo do escoamento na região bifásica, enquanto que a correlação de Cavallini et al. (1999) e Mueller (1983) apresentaram uma distribuição decrescente para o valor do coeficiente de transferência de calor, mais acentuada na correlação de (CAVALLINI et al., 1999).

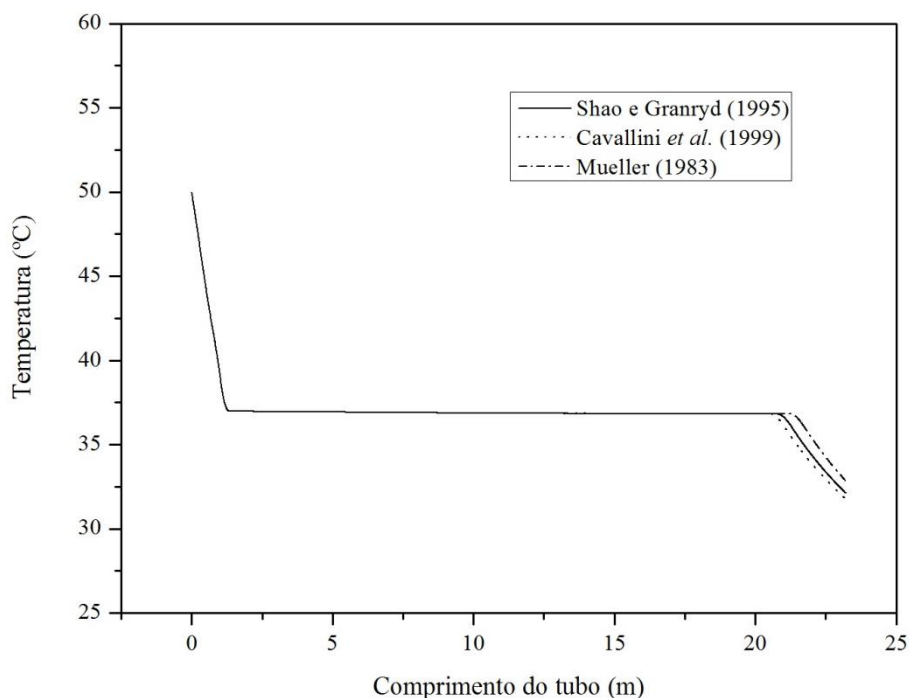
Figura 4.11 – Distribuições do coeficiente de transferência de calor ao longo do tubo do condensador – efeito da região bifásica.



Na Figura 4.11 observa-se novamente que as discontinuidades nas distribuições do coeficiente de transferência de calor bifásico representam os locais ao longo do tubo onde

ocorrem as transições entre as regiões do escoamento. Em razão da mudança de fase do fluido refrigerante, o coeficiente de transferência de calor assume valores relativamente altos quando comparados com os coeficientes de transferência de calor das regiões monofásicas.

Figura 4.12 – Efeito das correlações do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre as distribuições de temperatura ao longo do tubo do condensador.



Na Figura 4.12, constata-se que a alteração da correlação usada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para a região bifásica não afeta significativamente a distribuição da temperatura do refrigerante ao longo do condensador. Da mesma forma observada na análise das correlações do coeficiente de transferência de calor monofásico, nota-se uma pequena diferença entre a posição em que ocorre a condensação completa do refrigerante e início da região líquida.

Para as próximas análises utilizar-se-á a correlação de Mueller (1983) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica.

4.4 DEFINIÇÃO DO MODELO

Concluída a análise do efeito das relações constitutivas sobre os resultados obtidos, as equações constitutivas adotadas no modelo são:

- (i) Fator de atrito na região líquida e de vapor superaquecida: correlação de (CHURCHILL, 1977);
- (ii) Força de atrito na região bifásica: correlação Lin et al. (1991), com a viscosidade da mistura bifásica calculada pela equação de Cicchitt et al. (1960).
- (iii) Coeficiente de transferência de calor na região líquida, de vapor superaquecida e na linha de sucção: correlação de (GNIELINSKI, 1976).
- (iv) Coeficiente de transferência de calor na região bifásica: correlação de (MUELLER, 1983).

4.5 VALIDAÇÃO DO MODELO

Nos testes realizados por Bansal e Chin (2002), o fluido refrigerante apresenta um grau de superaquecimento de 5 °C na entrada do condensador. A temperatura de saturação do escoamento e a temperatura do ambiente externo são fornecidas, bem como a faixa de vazões empregadas para cada caso. A Tabela 4.3 apresenta as condições de operação para quatro testes realizados por (BANSAL; CHIN, 2002).

As Figuras 4.13 a 4.16 apresentam, respectivamente, para os Casos 1 a 4 da Tab. 4.3, as comparações entre as capacidades térmicas do condensador calculadas neste trabalho, segundo o modelo de contato direto, e os dados experimentais de (BANSAL; CHIN, 2002).

Tabela 4.3. Condições testadas por (BANSAL; CHIN, 2002).

Condições de Teste	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Temperatura ambiente [°C]	20	25	20	25
Temperatura de saturação [°C]	32	37	35	40
Temperatura de entrada [°C]	37	42	40	45
Pressão na entrada [bar]	8,15	9,37	8,87	10,16
Faixa de vazões [g/s]	0,7 – 1,2			
Emissividade	0,92			

Figura 4.13 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 1 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

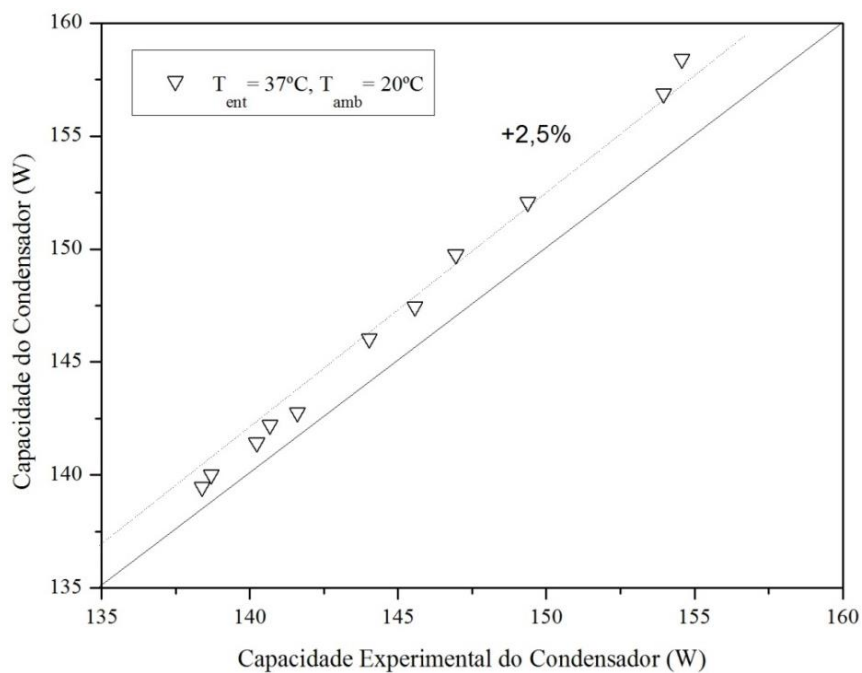


Figura 4.14 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 2 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

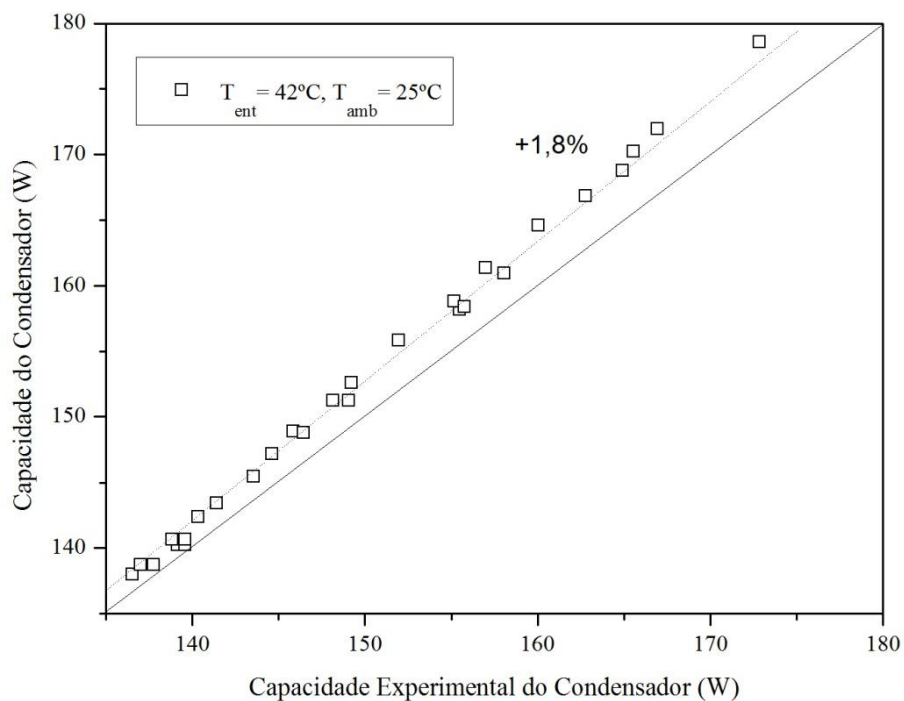


Figura 4.15 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 3 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

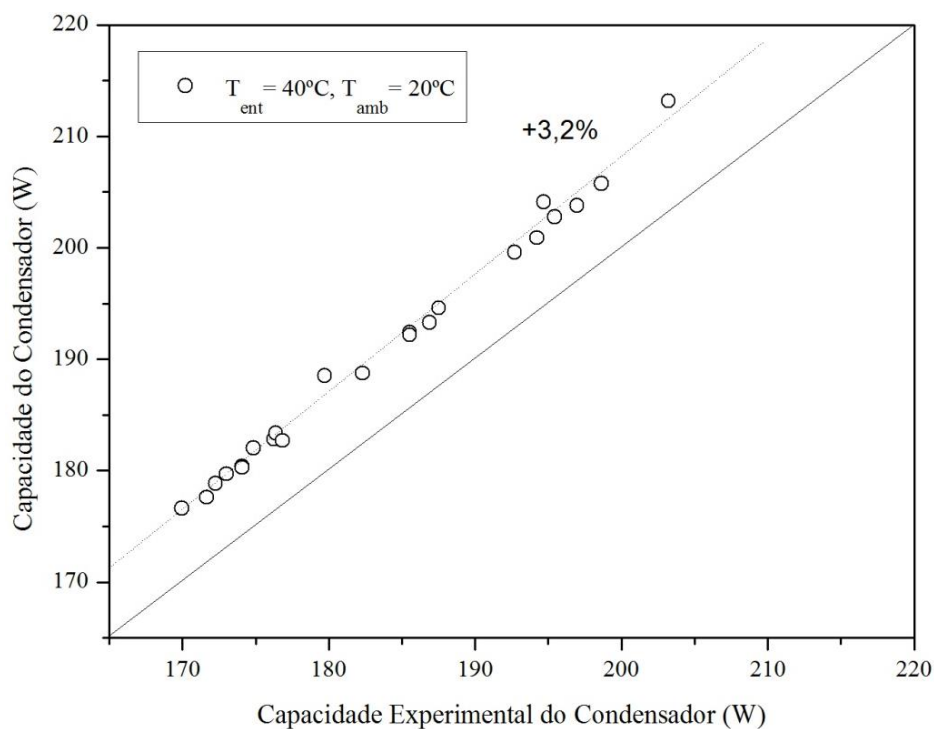
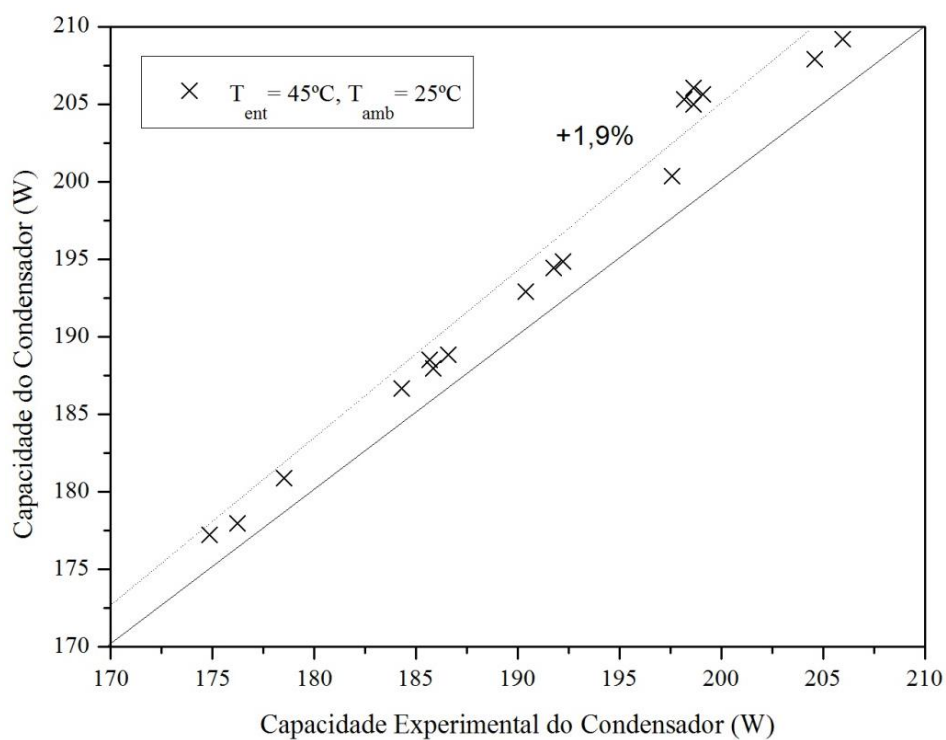


Figura 4.16 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 4 (modelo de contato direto) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).



Observa-se nas Figuras 4.13 a 4.16 que as capacidades térmicas do condensador calculadas neste trabalho se encontram na faixa de 0 a 3,2 % em relação aos valores experimentais, sendo que o maior desvio ocorre para o Caso 3, Fig. 4.15, e o menor desvio, de 1,8 %, ocorre para o Caso 2, Fig. 4.14. Nota-se também a tendência de aumento do desvio entre os resultados calculados e medidos com o aumento da capacidade térmica do condensador, com exceção das comparações para o Caso 4, Fig. 4.16, cujo desvio é aproximadamente constante ao longo de toda a faixa analisada, 170 a 210 W.

As Figuras 4.17 a 4.20 apresentam, respectivamente, para os Casos 1 a 4 da Tab. 4.3, as comparações entre as capacidades térmicas do condensador calculadas neste trabalho, segundo o modelo de aleta com extremidade adiabática, e os dados experimentais de (BANSAL; CHIN, 2002).

Assim como para a abordagem de contato direto, pode-se observar que os resultados numéricos para o valor da capacidade térmica se aproximaram dos valores medidos por Bansal e Chin (2002), apresentando, no entanto, um desvio para menos, ou seja, os valores encontrados na simulação para a capacidade térmica do refrigerador ficaram aquém da capacidade térmica medida experimentalmente, com um desvio maior para o Caso 4 com um valor de -4,9%, e um menor para o Caso 3 que foi de 2,5%.

Análogo à abordagem de contato direto, também se observou para a abordagem de aleta adiabática que a tendência para todos os casos analisados é de que quanto maior é a vazão empregada para o escoamento, mais o valor experimental da capacidade térmica numérica do condensador se distancia da capacidade experimental para um mesmo caso em questão.

Figura 4.17 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 1 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

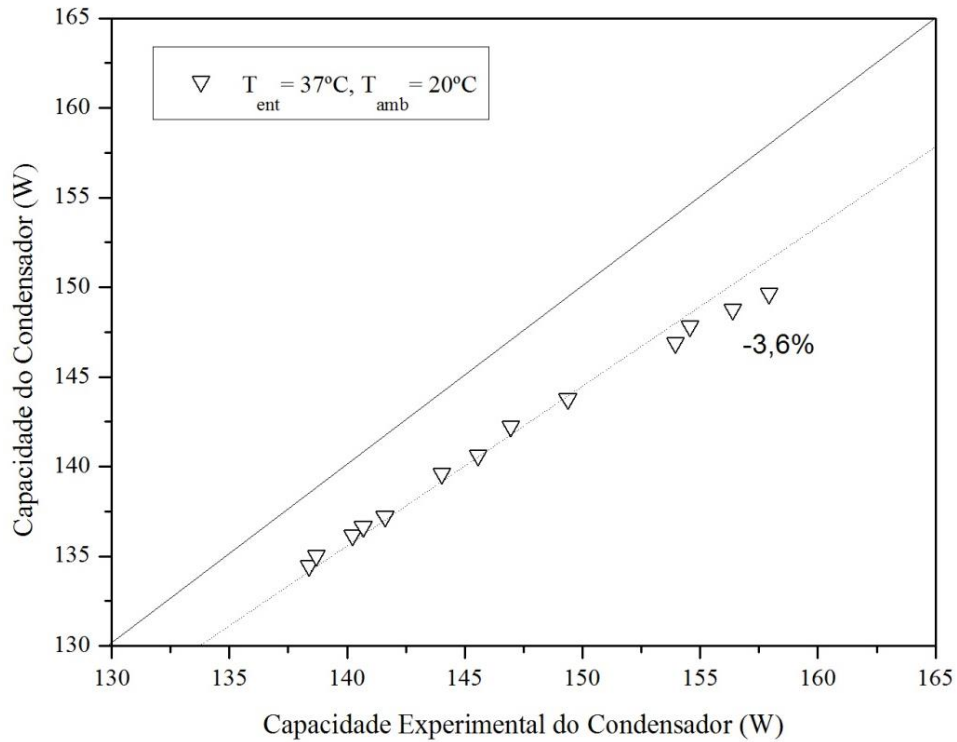


Figura 4.18 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 2 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

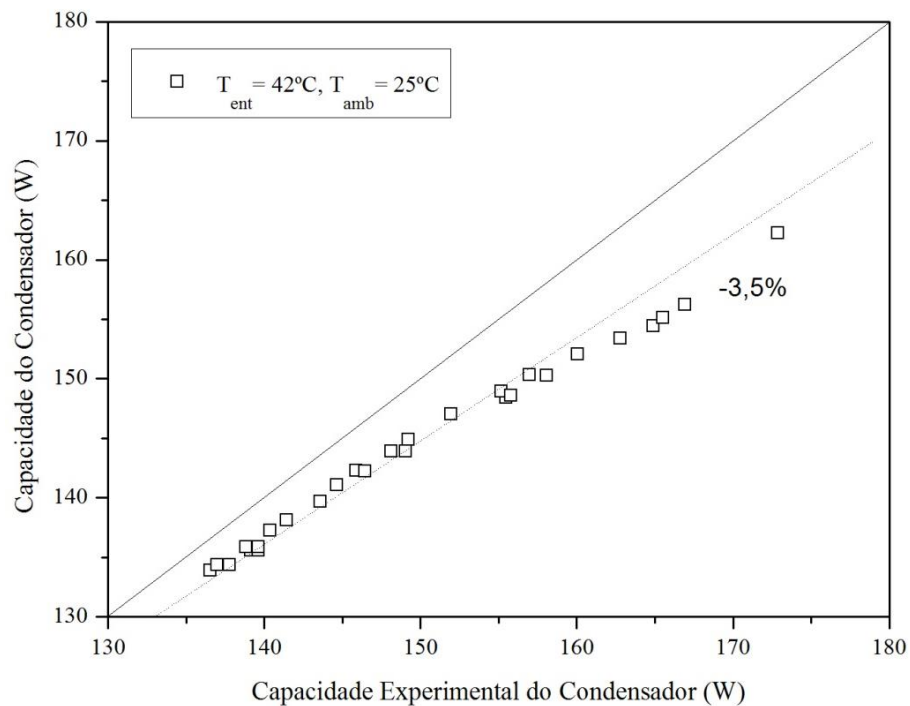


Figura 4.19 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 3 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

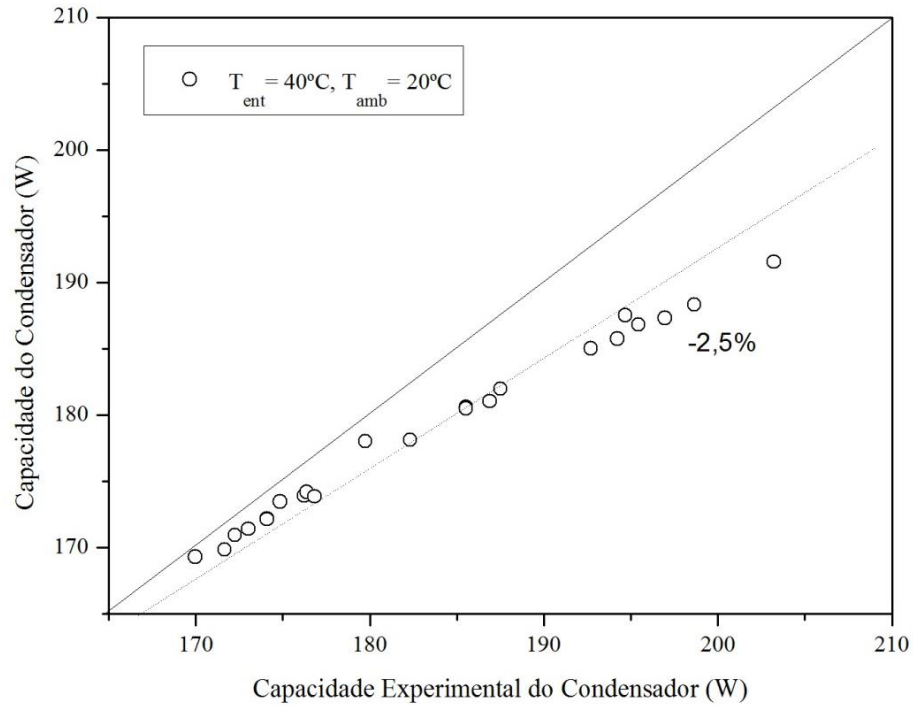
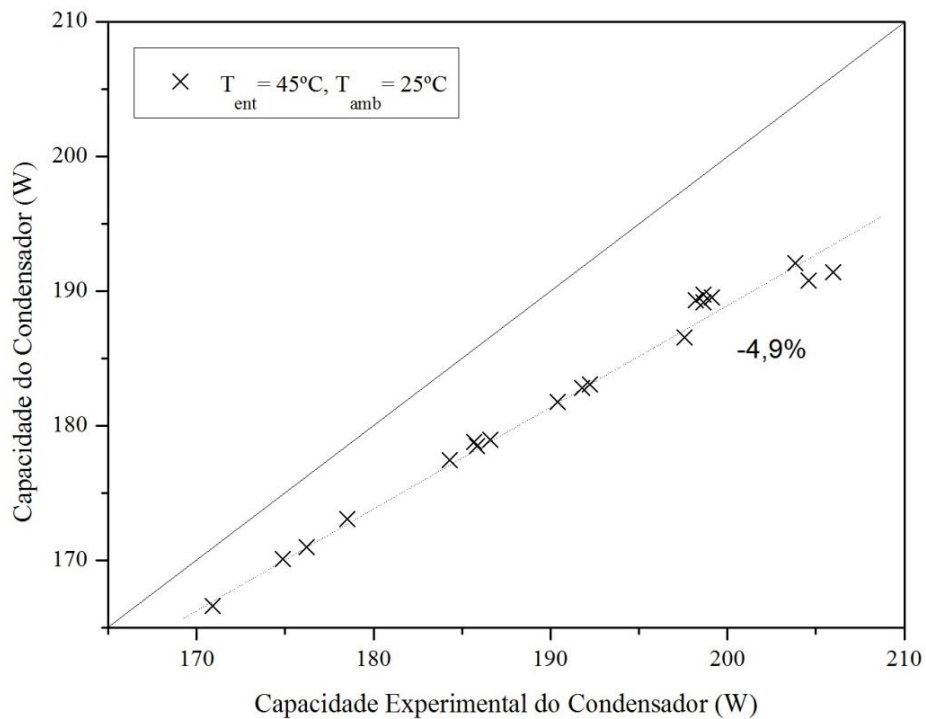


Figura 4.20 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 4 (modelo de aleta com extremidade adiabática) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).



Para o modelo de placa bidimensional as Figs. 4.21 a 4.24 apresentam, respectivamente, para os Casos 1 a 4 da Tab. 4.3, as comparações entre as capacidades térmicas do condensador calculadas neste trabalho e os dados experimentais de (BANSAL; CHIN, 2002).

Observa-se nas Figuras 4.21 a 4.24 que as capacidades térmicas do condensador calculadas neste trabalho, segundo o modelo de placa bidimensional, encontram-se na faixa de 0 a 3,4% em relação aos valores experimentais, sendo que o maior desvio ocorre para o Caso 3, Fig. 4.23, e o menor desvio, de 1,4 %, ocorre para o Caso 4, Fig. 4.24. Nota-se também a tendência de aumento do desvio entre os resultados calculados e medidos com o aumento da capacidade térmica do condensador, com exceção das comparações para o Caso 3, Fig. 4.23, cujo desvio é aproximadamente constante ao longo de toda a faixa analisada, 170 a 200 W.

A tendência de aumento do desvio entre os resultados calculados e medidos com o aumento da capacidade térmica do condensador, foi observada nos três modelos de transferência de calor analisados. Na Tabela 4.4 apresentam-se os desvios máximos obtidos para cada um dos modelos de transferência de calor analisados, em relação a todos os casos testados.

Tabela 4.4 – Desvios percentuais entre as capacidades térmicas do condensador medidas e calculadas. (BANSAL; CHIN, 2002).

Modelo de transferência de calor entre o condensador e o meio ambiente	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Contato direto	+2,5%	+1,8%	+3,2%	+1,9%
Aleta com extremidade adiabática	-3,6%	-3,5%	-2,5%	-4,9%
Placa bidimensional	+2,0%	+2,2%	+3,4%	+1,4%

Figura 4.21 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 1 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

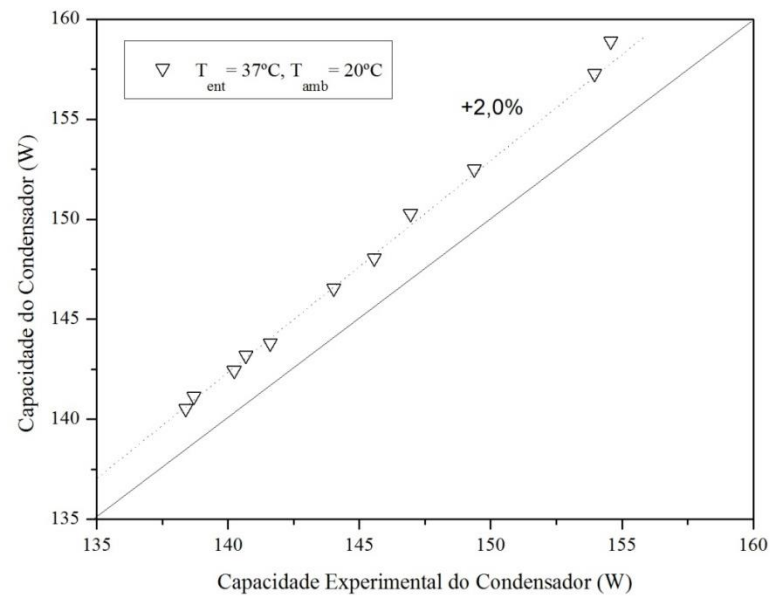


Figura 4.22 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 2 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

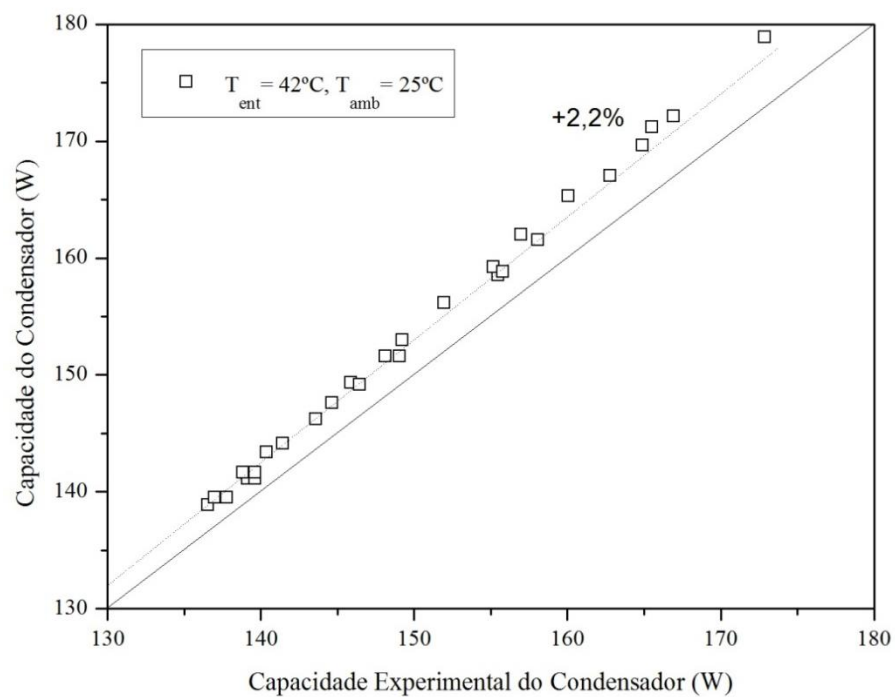


Figura 4.23 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 3 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).

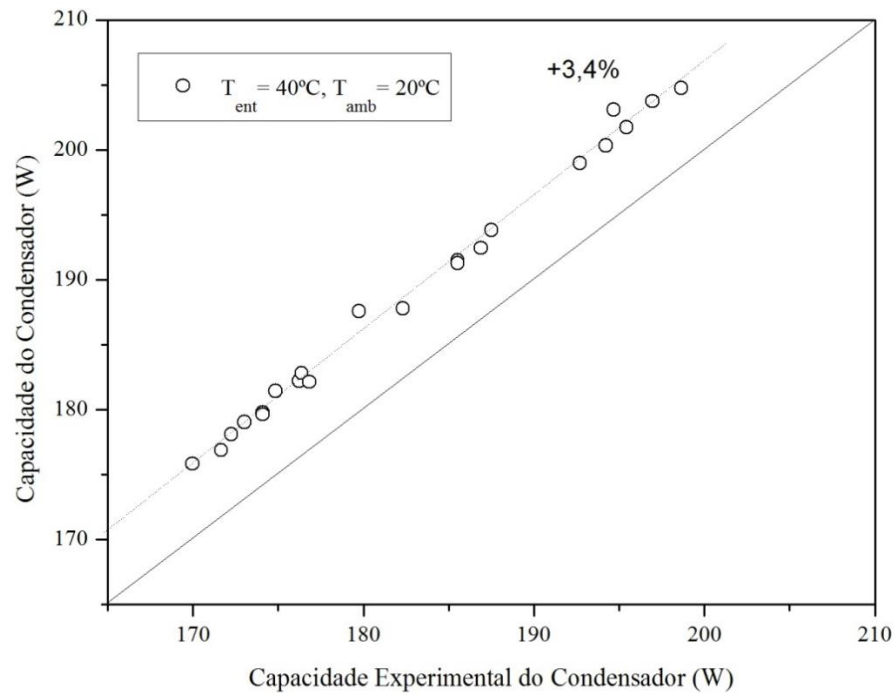
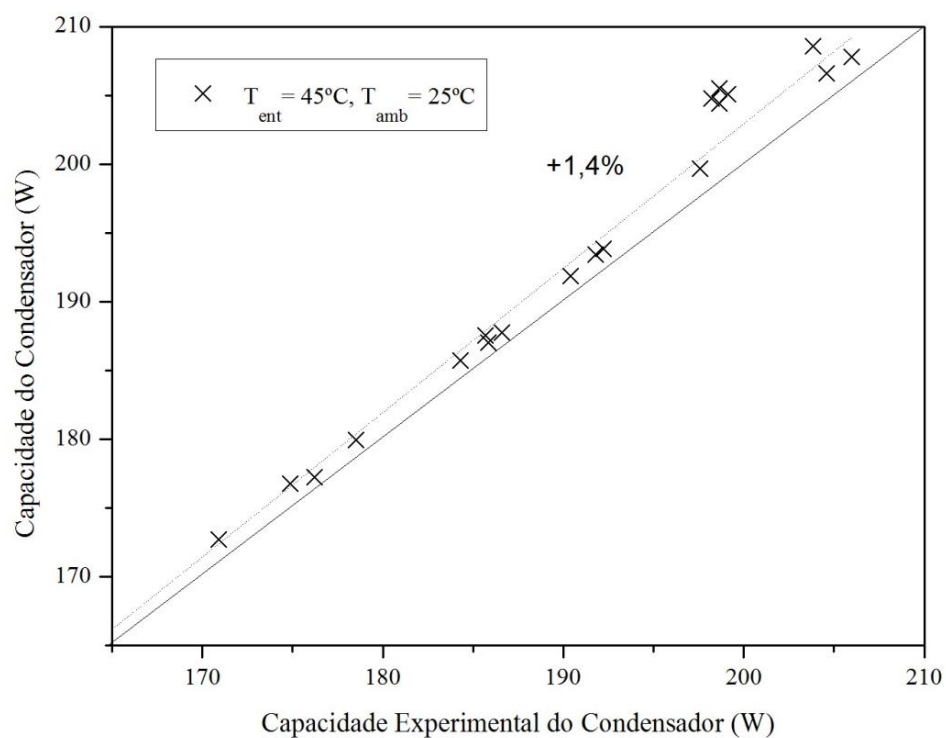


Figura 4.24 – Comparação entre as capacidades térmicas do condensador calculadas – Caso 4 (modelo de placa bidimensional) e medidas (BANSAL; CHIN, 2002).



Outro ponto importante foi a constatação de que para vazões do condensador menores, a abordagem de aleta se comporta melhor, apresentando resultados mais próximos dos dados experimentais, enquanto que as abordagens de contato direto e placa bidimensional mostram melhor congruência com valores de capacidade térmica para vazões maiores, e também mantêm um valor aproximadamente constante de desvio com relação aos dados experimentais, o que não se observa no modelo de aleta adiabática.

Outra diferença encontrada em relação aos três modelos se deu com a temperatura de entrada. Nas abordagens de contato direto e placa bidimensional, os maiores desvios se deram para temperaturas de entrada do escoamento do fluido refrigerante menores, já para a abordagem de aleta com extremidade adiabática, os maiores desvios se apresentaram nas maiores temperaturas de entrada para o refrigerante.

Uma segunda análise foi realizada baseando-se nos dados obtidos por meio da simulação numérica do condensador *hot-wall* também elaborada no trabalho desenvolvido por Bansal e Chin (2002) para o refrigerante HCFC – 134a nas mesmas especificações e propriedades do condensador apresentadas na Tab. 5, na qual se compararam os resultados para a capacidade térmica do condensador e a queda de pressão ao longo do tubo do condensador.

Nas Figuras 4.25 e 4.26 apresentam-se as distribuições da capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa do fluido refrigerante, respectivamente, para os Casos 1 e 2 (Tab. 4.3). Nessas figuras, os dados experimentais de Bansal e Chin (2002) são comparados com os resultados calculados pelo presente modelo, quando os três modelos da transferência de calor entre a placa aquecida e o meio ambiente são empregadas: modelo de contato direto, modelo de aleta com extremidade adiabática e modelo de placa bidimensional. Além disso, apresentam-se também nas Figs. 4.25 e 4.26 os resultados calculados por Bansal e Chin (2002) também usando o modelo de aleta com extremidade adiabática.

Nota-se nas Figuras 4.25 e 4.26 que os resultados calculados pelo presente modelo, tanto com a abordagem de contato direto como de placa bidimensional, são superestimados em relação aos dados experimentais de (BANSAL; CHIN, 2002). Para o Caso 1, nota-se na Fig. 4.25 uma aproximação maior entre os resultados calculados pela modelagem de placa bidimensional e os dados experimentais de Bansal e Chin (2002), apresentado um comportamento similar aos resultados numéricos de (BANSAL; CHIN, 2002).. Para o modelo de contato direto nota-se uma aproximação maior com os dados experimentais, principalmente

para o Caso 1, em fluxos de massa menores e um aumento do desvio entre as capacidades térmicas medidas e calculadas com o aumento do fluxo de massa.

Para a abordagem de aleta com extremidade adiabática, observa-se nas Figs. 4.25 e 4.26, um comportamento inverso, ou seja, os resultados calculados pelo presente modelo são subestimados em relação aos dados experimentais de (BANSAL; CHIN, 2002). Além disso, os desvios entre os resultados calculados e os dados experimentais diminuem com o aumento do fluxo de massa.

Nota-se ainda nas Figs 4.25 e 4.26 o comportamento linear da distribuição de capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa obtido pelos modelos de contato direto e de aleta com extremidade adiabática, diferentemente dos resultados obtidos pelo modelo de placa bidimensional, que acompanharam a mesma tendência dos dados experimentais de Bansal e Chin (2002) à medida em que o fluxo de massa aumenta. Os modelos de contato direto e de placa bidimensional apresentaram valores de capacidade térmica maiores do que os dados experimentais de Bansal e Chin (2002) e modelo de aleta adiabática subestimou os valores experimentais.

As variações da queda de pressão do escoamento ao longo do tubo do condensador em função do fluxo de massa são apresentadas para os Casos 1 e 2 (Tab. 4.3), respectivamente, nas Figuras 4.27 e 4.28. Nessas figuras, os resultados calculados por Bansal e Chin (2002) são também comparados com os resultados calculados pelo presente modelo, usando-se as três abordagens da transferência de calor entre a placa aquecida e o meio ambiente: modelo de contato direto, modelo de aleta com extremidade adiabática e modelo de placa bidimensional.

Figura 4.25 – Capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa do refrigerante – Caso 1.

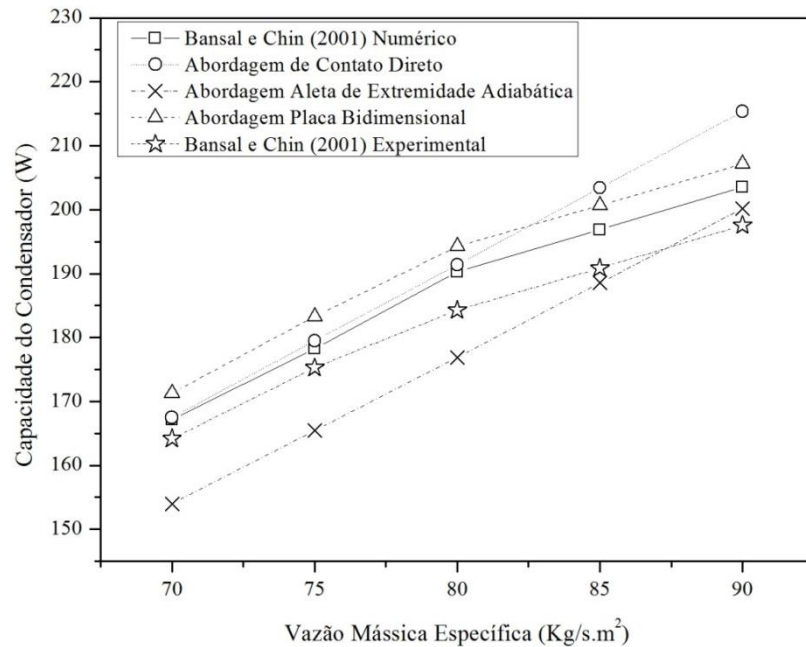
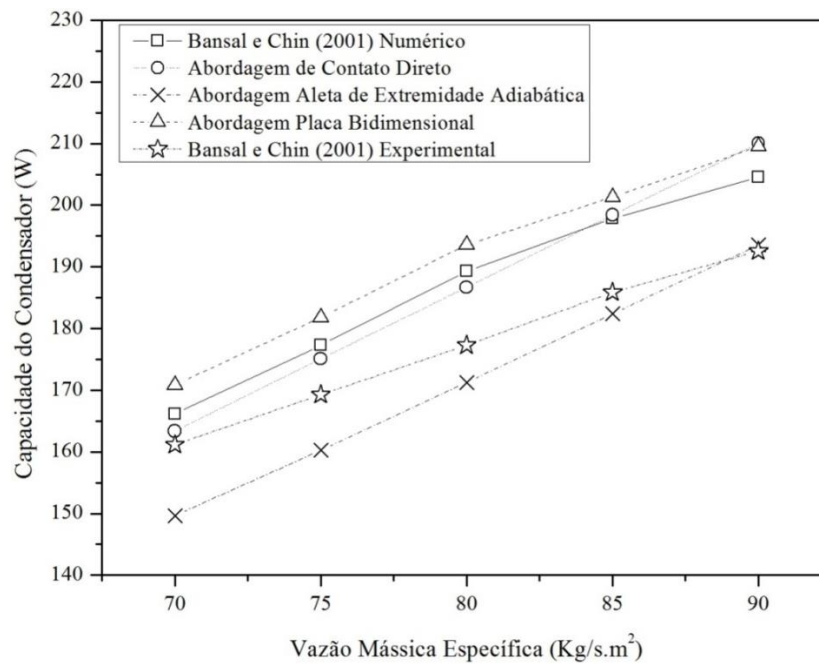


Figura 4.26 – Capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa do refrigerante – Caso 2.

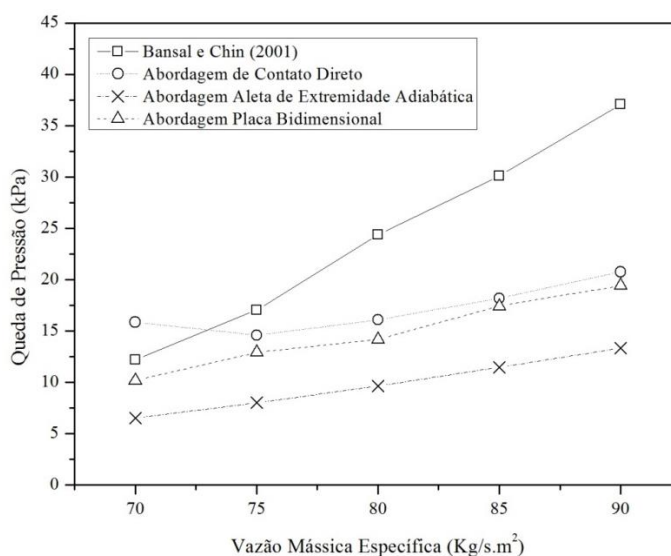


Observa-se nas Figuras 4.27 e 4.28 que o presente modelo subestima a queda de pressão do escoamento em relação ao modelo de Bansal e Chin (2002), independente da abordagem usada para a transferência de calor entre a placa aquecida e o meio ambiente, com exceção do

fluxo de massa $70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ para o modelo de contato direto. Tal fato pode estar relacionado com a inclusão do termo de redução de pressão em função da ação do campo gravitacional e também do efeito da curvatura da tubulação ao longo do escoamento por parte de (BANSAL; CHIN, 2002).

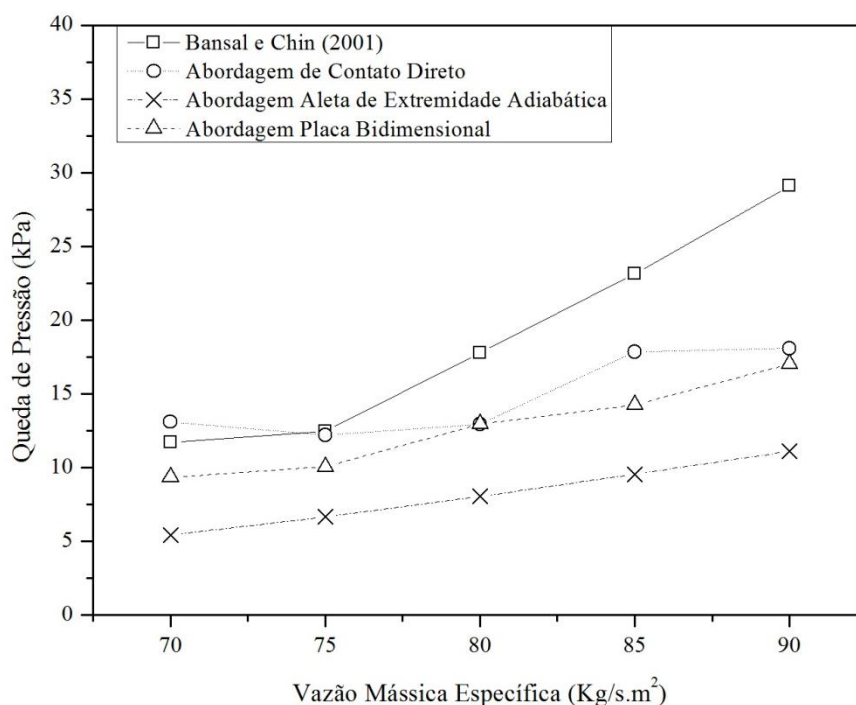
A tendência linear de aumento da queda de pressão com o fluxo de massa foi observada em ambos os casos analisados nas Figs. 4.27 e 4.28, quando o modelo de aleta com extremidade adiabática e o modelo de placa bidimensional foram usados. Tal tendência, também é notada nos resultados calculados pelo modelo de (BANSAL; CHIN, 2002). Entretanto, o modelo de contato direto, além de não apresentar essa tendência linear, apresentou uma oscilação conforme se aumenta o valor do fluxo de massa, principalmente para o Caso 2, Fig. 4.28.

Figura 4.27 – Queda de pressão em função do fluxo de massa do refrigerante - Caso 1.



Com relação à queda de pressão ao longo do tubo do condensador, pode-se deter como justificativa para a variação relativamente alta dos resultados a introdução do termo da perda de pressão pelo efeito do campo gravitacional e também das curvas da tubulação ao longo do escoamento por parte de Bansal e Chin (2002), uma vez que estes consideram que o tubo do condensador não está totalmente na horizontal, e sim serpenteando a placa do condensador, empregando dessa forma o efeito da perda de carga devido à gravidade e o efeito de curvatura ao longo do escoamento, o que neste presente trabalho não é considerado.

Figura 4.28 – Queda de pressão em função do fluxo de massa do refrigerante - Caso 2.

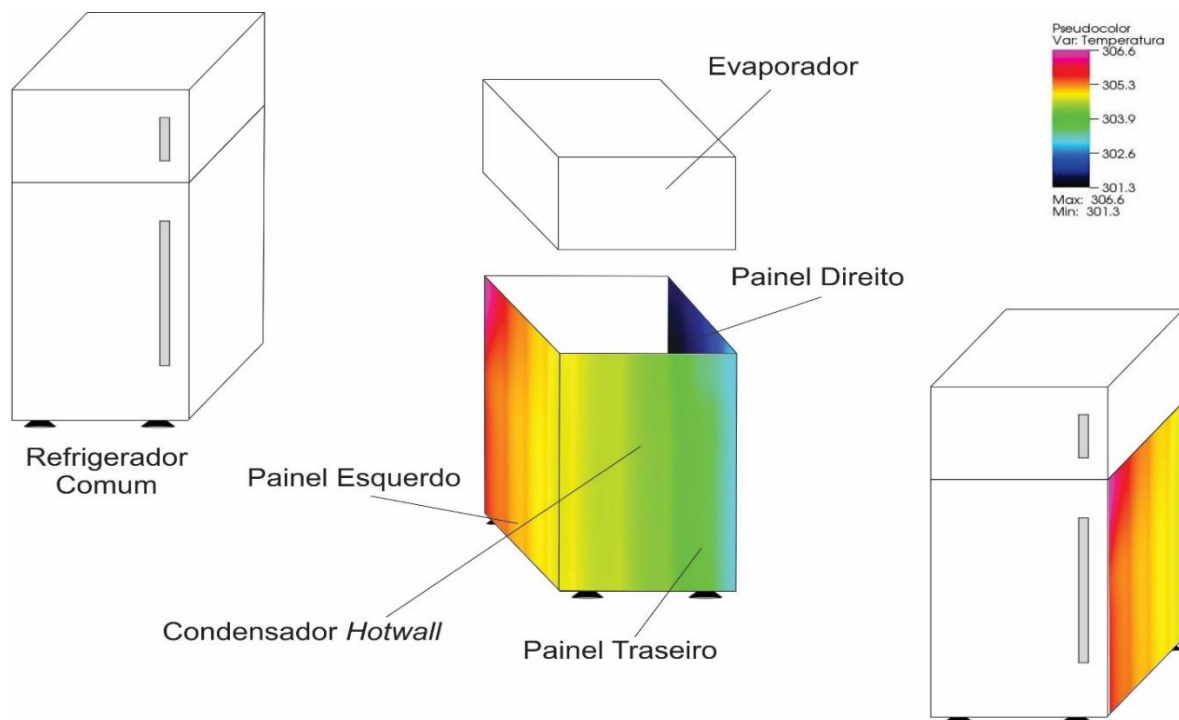


Outro inconveniente encontrado na atual pesquisa se deve a questão da simulação do regime transiente do condensador, o qual seria abordado o transiente de partida para um sistema de refrigeração e ainda um transiente de operação, que seria selecionado a partir do regime permanente. Esse fato se ateve principalmente a questão da convergência do processo transiente que não se comportou corretamente para as duas primeiras formulações para a transferência de calor. Da mesma forma que o problema descrito anteriormente, pretende-se solucioná-lo até o fim da versão final do presente trabalho.

4.6 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA PLACA AQUECIDA

O modelo de placa bidimensional permite a obtenção do campo de temperaturas ao longo da placa aquecida do condensador em contato com o ambiente, nos quais o tubo do condensador está disposto. Na Figura 4.29 apresenta-se, esquematicamente, a posição da placa aquecida de um condensador hot-wall em um refrigerador doméstico comum.

Figura 4.29 – Esquema do posicionamento do condensador de parede-aquecida em um refrigerador doméstico.



Nas Figuras 4.30 a 4.37 apresentam-se os campos de temperatura e as linhas isotérmicas na placa aquecida, respectivamente, para os Casos 1-4 (Tab. 4.3) e vazão em massa de 1,2 g/s. Nota-se que o painel lateral esquerdo ($0 \leq x \leq 0,591$ m) é o que apresenta as maiores temperaturas uma vez que a entrada do condensador localiza-se nessa região, onde, portanto, o fluido possui a maior carga térmica. Nota-se também que as menores temperaturas se encontram no painel direito ($1,215 \leq x \leq 1,806$ m), onde se localiza a saída do condensador.

Em razão dessa disposição, a transferência de calor é mais acentuada na região correspondente ao painel lateral esquerdo, pois é a região que apresenta as maiores temperaturas da placa, e diminui em direção ao painel direito. Nesse painel, a transferência de calor é bastante reduzida se comparada às parcelas dos painéis esquerdo e traseiro.

Figura 4.30 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 1.

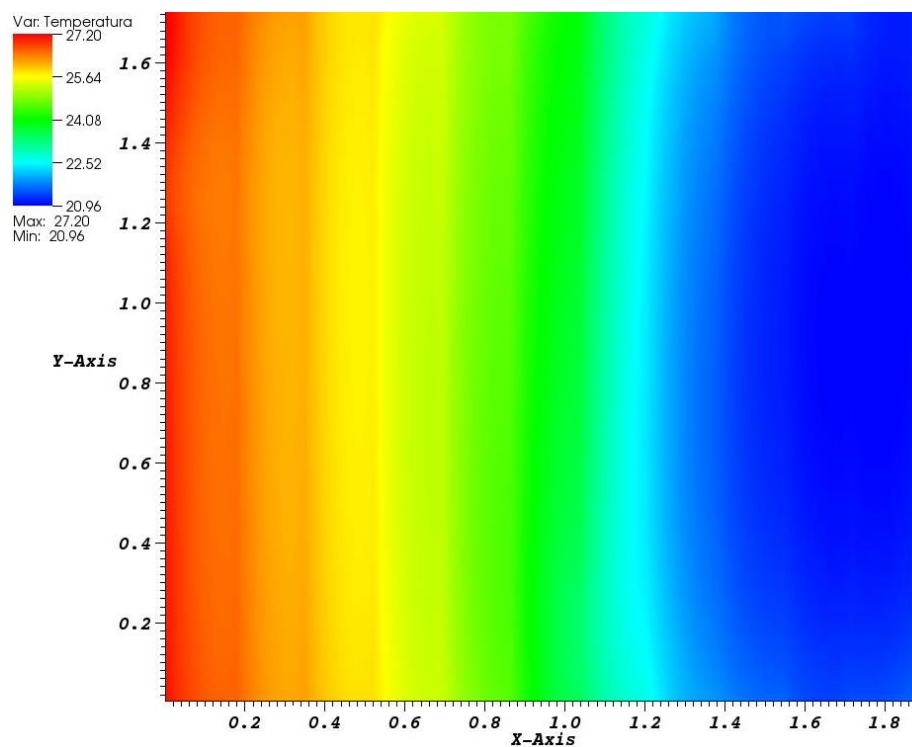


Figura 4.31 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 1

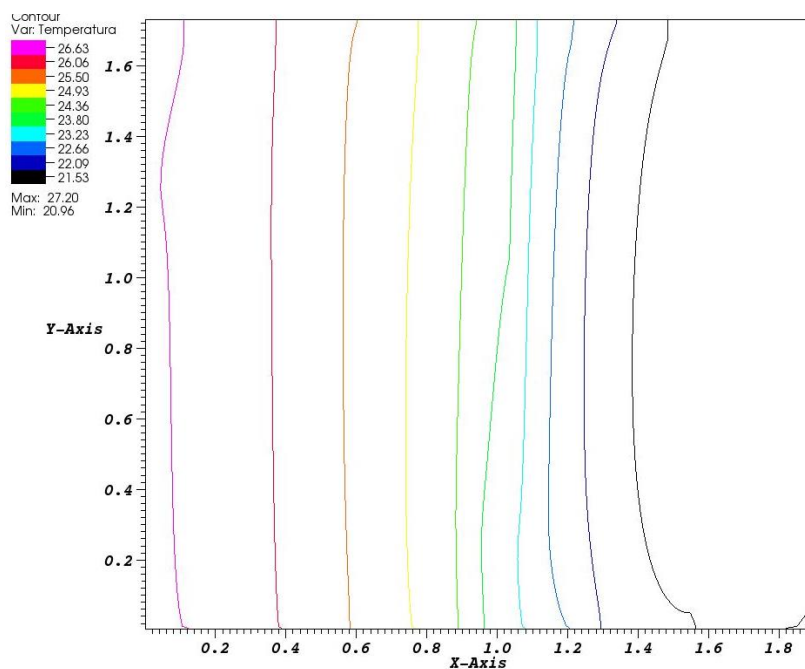


Figura 4.32 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 2.

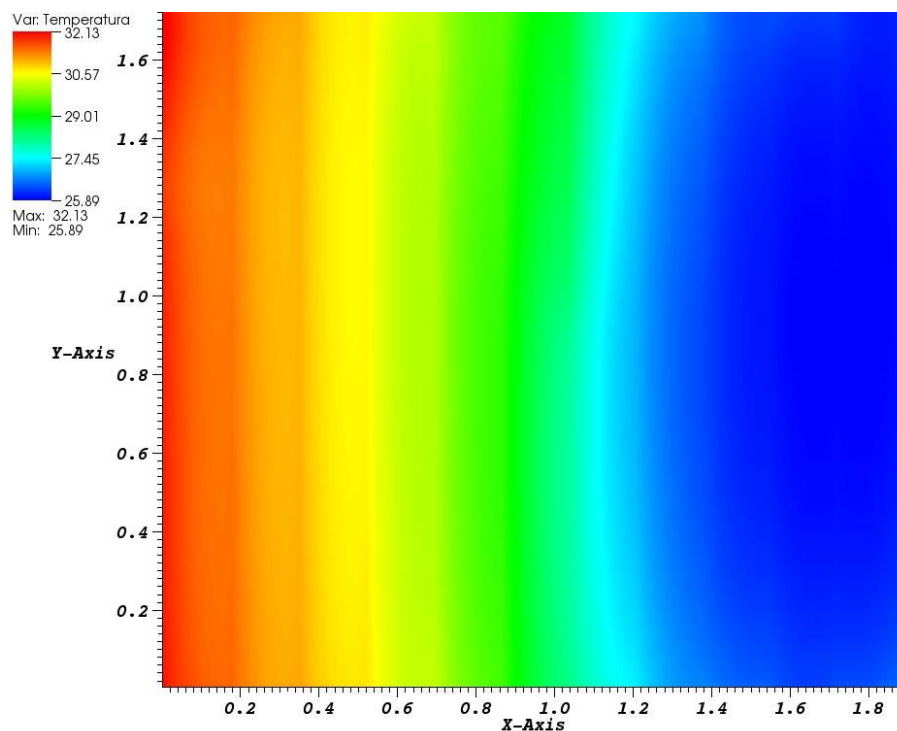


Figura 4.33 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 2.

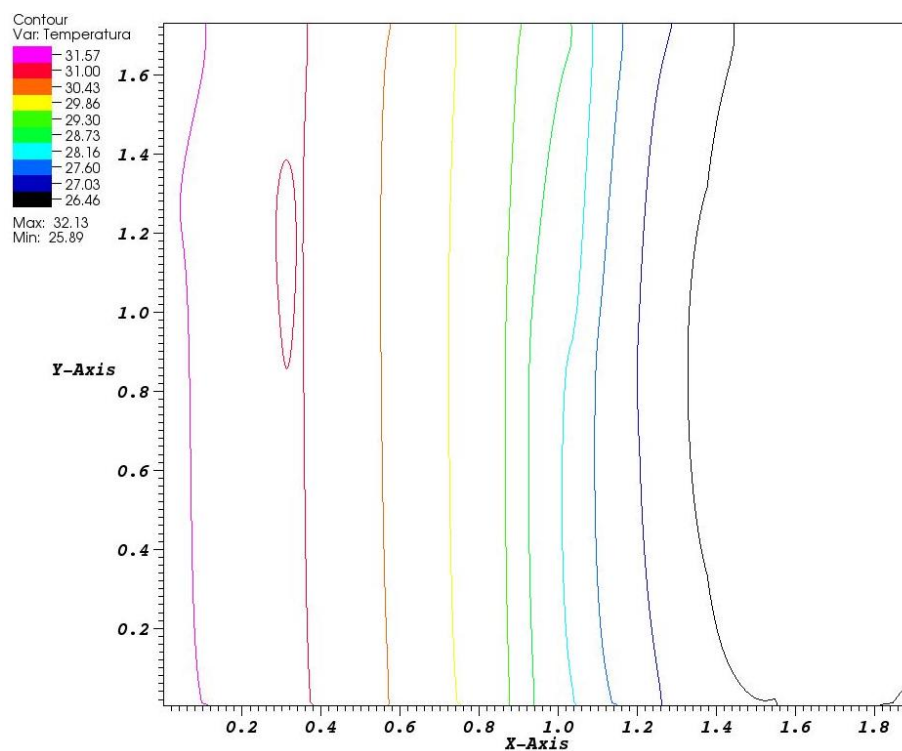


Figura 4.34 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 3.

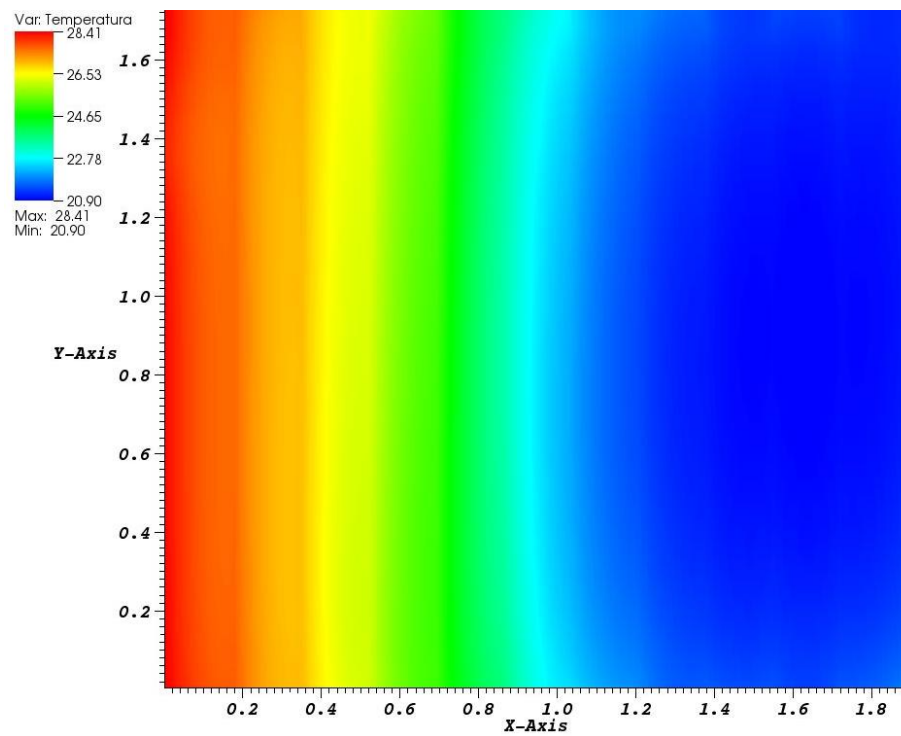


Figura 4.35 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 3.

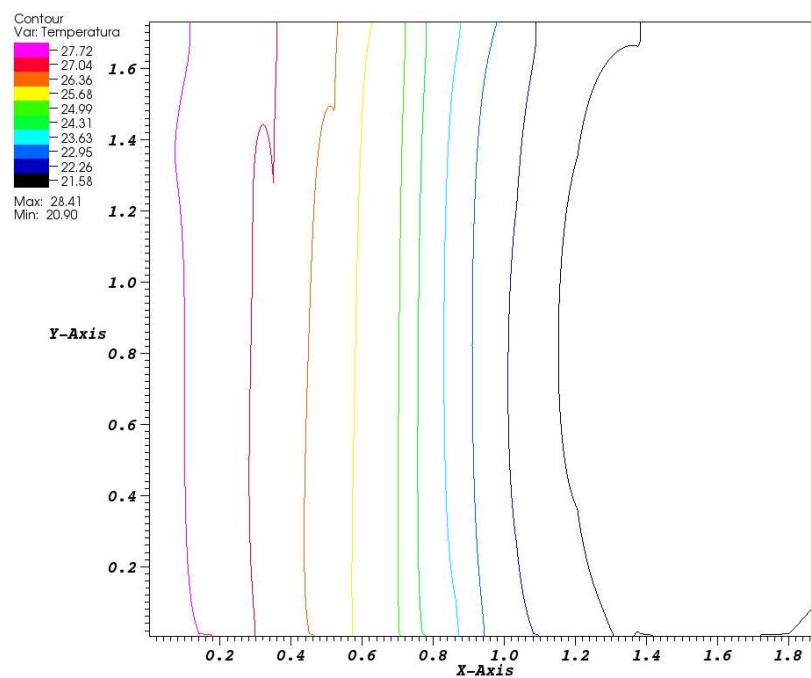


Figura 4.36 – Distribuição de temperatura ao longo da placa aquecida - Caso 4.

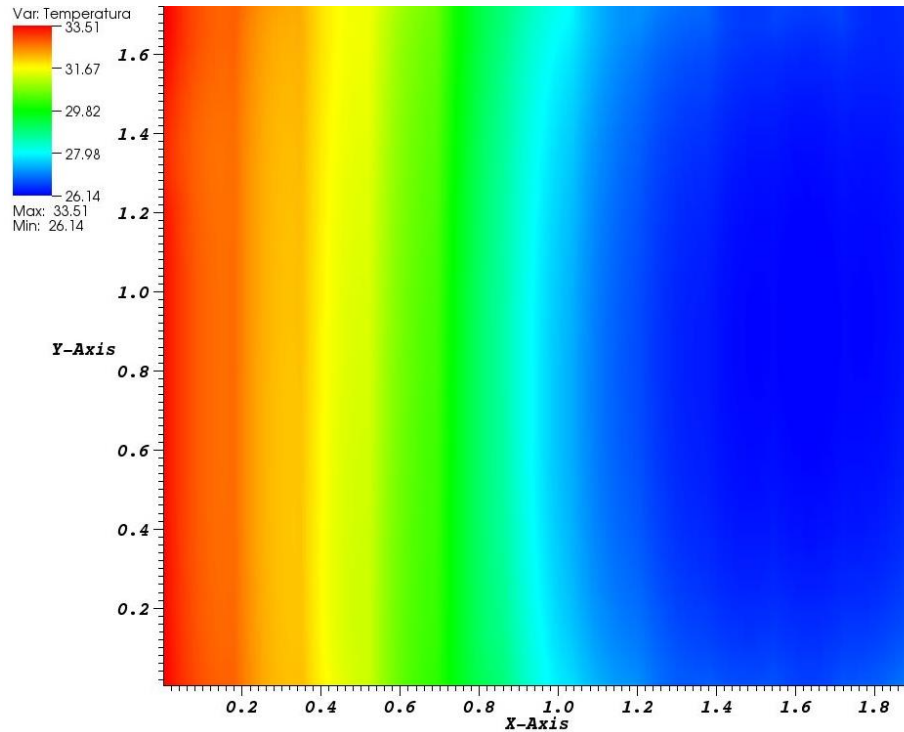
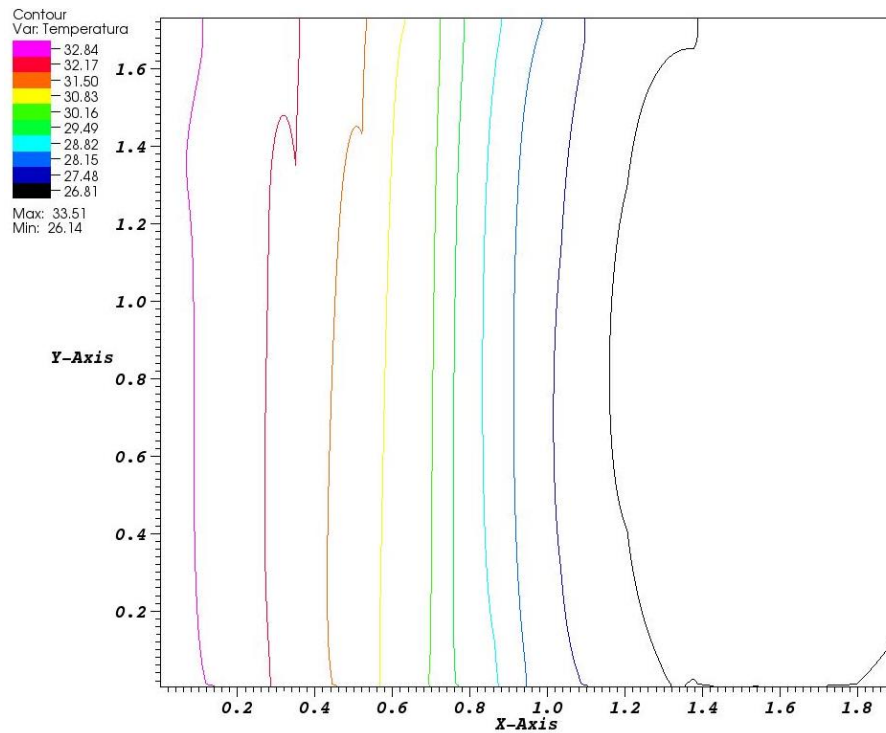


Figura 4.37 – Linhas isotérmicas ao longo da placa aquecida - Caso 4.



Pela análise das linhas isotérmicas, Figs. 4.31, 4.33, 4.35 e 4.37, observa-se que o campo de temperatura é mais estratificado no painel traseiro do refrigerador ($0,591 \leq x \leq 1,215$ m), onde

as linhas isotérmicas se agrupam, e é praticamente homogêneo no painel direito ($1,215 \leq x \leq 1,806$ m), no qual a distribuição de temperatura mantém-se praticamente constante.

4.7 DESEMPENHO DO CONDENSADOR OPERANDO COM FLUIDOS REFRIGERANTES ALTERNATIVOS

Atendendo a uma das motivações do presente trabalho, que é a colaboração com a pesquisa para a substituição dos fluidos refrigerantes agressivos à camada de ozônio e fomentadores do efeito estufa, uma análise complementar foi realizada a fim de verificar o desempenho do condensador de parede aquecida operando com tais fluidos refrigerantes alternativos.

Para isso, calcula-se a capacidade térmica do condensador e a queda total de pressão do escoamento ao longo do tubo do condensador. A simulação numérica foi realizada usando o modelo de placa bidimensional para o condensador, operando com diferentes fluidos refrigerantes com os dados de entrada e operação do Caso 1 (Tab. 4.3).

Esta análise visa, obter não somente a capacidade térmica de um condensador de parede aquecida operando com fluidos refrigerantes alternativos, mas a queda de pressão do escoamento de cada fluido refrigerante, uma vez que esse é um dos parâmetros que vão definir a potência do compressor que vai ser instalado no sistema de refrigeração.

As Figuras 4.38 e 4.39 apresentam, respectivamente, as capacidades térmicas do condensador de parede-aquecida e as quedas de pressão ao longo do tubo do condensador, para cada fluido refrigerante analisado.

Figura 4.38 – Capacidades térmicas para um condensador de parede aquecida operando com diferentes fluidos refrigerantes.

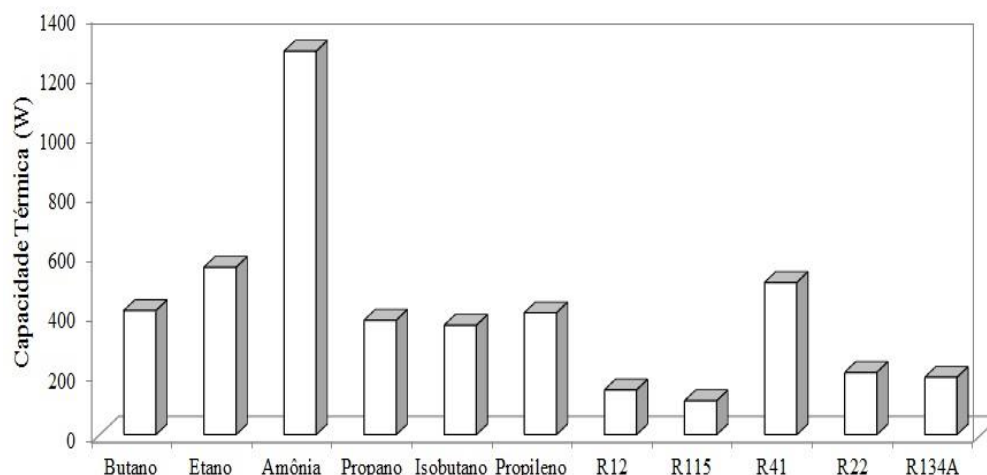
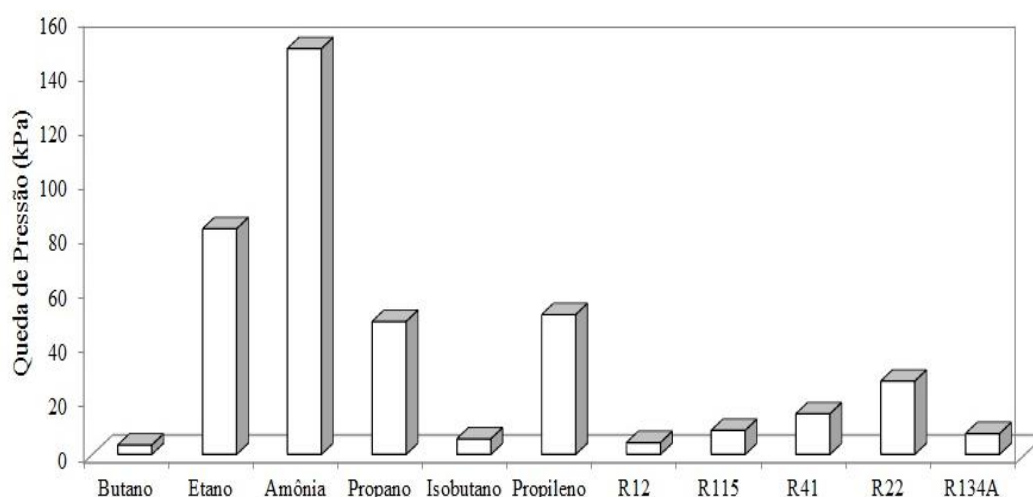


Figura 4.39 – Queda de pressão do escoamento ao longo do tubo de um condensador de parede aquecida operando com diferentes fluidos refrigerantes.



Nota-se na Figura 4.38 que a amônia apresentou uma capacidade térmica muito superior a dos demais fluidos refrigerantes analisados, alcançando valores aproximados de carga térmica de 1300 W. No entanto, observa-se na Fig. 4.39 que a amônia também apresentou a maior queda de pressão ao longo do tubo do condensador, inviabilizando o seu uso para sistemas de refrigeração domésticos.

Entretanto, em sistemas de refrigeração industriais a amônia torna-se uma alternativa viável, sendo uma opção bastante utilizada nesse ramo da refrigeração. A amônia, embora seja tóxica, não agride a camada de ozônio da estratosfera, nem contribui para o aumento do efeito estufa.

Observa-se também na Fig. 4.38 que o desempenho do condensador operando com fluidos refrigerantes hidrocarbonetos (butano, etano, propano, isobutano e propileno) foi superior em

relação a operação com fluidos clorofluorcarbonos – CFC's – e hidroclorofluorcarbonos – HFC's – (CFC-12 (R12), CFC115(R115), HFC-22(R22), HFC-41(R41) e HFC-134a(R134a)). Embora alguns desses hidrocarbonetos, etano, propano e propileno, tenham apresentado uma queda de pressão maior do que os CFC's e HFC's, Fig.4.39, o que implica em maiores potências de compressão, representam uma alternativa pois não agredem a camada de ozônio e contribuem pouco com o efeito estufa.

Destacam-se os gases butano e isobutano, que apresentaram capacidades térmicas em torno de 450 W, relativamente maiores se comparadas ao R134a, por exemplo, que apresentou capacidade térmica de aproximadamente 200 W. Esse bom desempenho em relação a capacidade térmica repetiu-se no valor da queda de pressão ao longo do tubo do condensador, com quedas de pressão mínimas de aproximadamente 2 kPa para o butano e 4 kPa para o isobutano, valores relativamente baixos se comparados com os fluidos utilizados atualmente, tais como o R134a, que apresentou um valor de aproximadamente 6 kPa.

Em função dessas características, o butano e o isobutano se mostraram ótimas alternativas para serem utilizados como fluidos refrigerantes em sistemas de refrigeração domésticos, aliando boa capacidade térmica com baixa taxa de compressão, e ainda com o benefício de não agressão a camada de ozônio.

Outros fluidos refrigerantes, tais como o R41e o R134a também se mostraram como boas alternativas, aliando boa capacidade térmica e pequena queda de pressão, substituindo o fluido refrigerante R12, que possui desempenho inferior aos dois e ainda é altamente nocivo à camada de ozônio.

Esta breve análise em relação ao desempenho dos fluidos refrigerantes alternativos pode ser usada como ferramenta de auxílio na confecção de projetos de sistemas de refrigeração. Para análises mais detalhadas do comportamento desses fluidos há a necessidade de se verificar como é o seu comportamento em relação aos demais equipamentos do sistema de refrigeração: compressor, válvula de expansão e evaporador, para então fazer uma avaliação mais completa de cada fluido com relação às vantagens e desvantagens de seu uso.

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

Neste capítulo são apresentadas as conclusões sobre o trabalho e algumas sugestões e aprimoramentos a serem feitos para trabalhos futuros.

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico para a simulação do escoamento e da transferência de calor ao longo de um condensador de parede aquecida, *hot-wall*, situado nas superfícies laterais de um refrigerador doméstico. Nesse modelo, o tubo do condensador é considerado reto e o condensador é tratado como uma placa plana de espessura uniforme.

O modelo permite o cálculo das distribuições de temperatura, massa específica, pressão, entalpia do fluido refrigerante, temperatura da parede do condensador para a modelagem de contato direto, temperatura da base da aleta para a modelagem de aleta com extremidade adiabática, do campo de temperatura na placa do condensador para a modelagem de placa bidimensional e da carga térmica do condensador operando em regime permanente. Além disso, o modelo pode ser usado para analisar o desempenho do condensador operando com diferentes fluidos refrigerantes, visando identificar as potencialidades desses fluidos para aplicação em sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

O método de Volumes Finitos é utilizado para a solução numérica das equações governantes do escoamento e da transferência de calor do fluido refrigerante ao longo do condensador. O sistema de equações algébricas resultantes é solucionado iterativamente por substituições sucessivas, ponto a ponto ao longo do tubo do evaporador. O método de Volumes Finitos também é usado para a solução numérica da equação da condução da parede do condensador para a modelagem de contato direto e da equação da condução da placa do condensador para a modelagem de placa bidimensional.

Observa-se que as equações governantes do modelo de aleta com extremidade adiabática, embora sejam as mesmas usadas no modelo de Bansal e Chin (2002), no presente trabalho as correlações para o cálculo da queda de pressão devido ao atrito nas regiões monofásicas e bifásica, coeficiente de transferência de calor nas regiões monofásicas e bifásica e formulação da viscosidade bifásica do escoamento são diferentes daquelas empregadas por (BANSAL; CHIN, 2002).

O desenvolvimento deste trabalho leva às seguintes conclusões:

- Com relação à malha computacional, não foram observadas diferenças significativas nos resultados obtidos ao se alterar o número de volumes entre 200 e 1600. Dessa forma, a malha com 1600 volumes foi usada para a obtenção dos resultados neste trabalho.
- As distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo do condensador, praticamente foram independentes da correlação usada para o cálculo da força de atrito entre o refrigerante e a parede do tubo, por unidade de volume, tanto nas regiões monofásicas como na região bifásica, embora tenha se observado uma grande diferença entre a distribuição de pressão ao longo do tubo do condensador quando se emprega a correlação de Grönnerud (1979) em relação às distribuições de pressão obtidas com as correlações de Lin et. al (1991) e Lockhart e Martinelli (1949), para o cálculo da força de atrito na região bifásica;
- A análise de sensibilidade do modelo em relação às equações constitutivas usadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido refrigerante e a parede interna do tubo do condensador, tanto nas regiões monofásicas como na região bifásica, demonstrou que as diferentes correlações forneceram praticamente as mesmas distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo do condensador, embora tenha se observado que as distribuições do coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica, obtidas pelas diferentes correlações avaliadas, tenham apresentado comportamentos claramente diferentes;
- Os resultados obtidos no presente trabalho, em termos de carga térmica do condensador, apresentaram boa concordância com os dados experimentais obtidos por (BANSAL; CHIN, 2002). Considerando todos os testes realizados, os maiores desvios encontrados entre os valores calculados de carga térmica do condensador e os dados experimentais para as três abordagens de transferência de calor entre o condensador e o ambiente externo: modelo de contato direto, modelo de aleta com extremidade adiabática e modelo de placa bidimensional, foram, respectivamente, de 3,2%, -4,9% e 3,4%;
- As comparações entre as distribuições da capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa do fluido refrigerante, calculados pelo presente modelo e os dados experimentais de Bansal e Chin (2002), demonstraram que os resultados obtidos pelo modelo de placa bidimensional, acompanharam a mesma tendência dos dados experimentais de estabilização da capacidade térmica com o aumento do fluxo de massa,

o que não aconteceu com os modelos de contato direto e de aleta com extremidade adiabática, que apresentaram um comportamento linear da distribuição de capacidade térmica do condensador em função do fluxo de massa;

- Com relação à queda de pressão ao longo do tubo do condensador, verificou-se uma diferença acentuada com relação aos valores calculados encontrados na literatura, principalmente em relação à modelagem de contato direto, a qual apresentou oscilações significativas nos resultados. Esse fato será analisado futuramente, uma vez que pode estar relacionado com a não inclusão do termo de redução de pressão em função da ação do campo gravitacional e também do efeito da curvatura da tubulação ao longo do escoamento no presente modelo.
- O campo de temperatura na placa aquecida do condensador, obtido pelo modelo de placa bidimensional, apresentou praticamente a mesma configuração para os casos analisados, nos quais observou-se que o painel esquerdo é o que apresenta as maiores temperaturas uma vez que está em contato com a região de entrada do tubo do condensador. O painel direito apresenta um campo de temperatura praticamente homogêneo, pois está em contato com a região de saída do tubo do condensador, enquanto o painel traseiro apresentou uma distribuição de temperatura bastante estratificada, visto que está em contato com a maior região do tubo em que ocorre o escoamento bifásico.
- O modelo permite avaliar o desempenho de condensadores de parede-aquecida operando com diferentes fluidos refrigerantes, em termos de carga térmica do condensador e da queda de pressão ao longo do tubo do condensador. Dessa forma, o modelo pode contribuir para a avaliação de fluidos refrigerantes alternativos que se encaixam no perfil de menor degradação ambiental em relação aos refrigerantes atualmente usados nos sistemas de refrigeração domésticos;

Os resultados obtidos demonstraram que o modelo poderá ser usado para analisar o desempenho de condensadores de parede-aquecida. Entretanto, a partir das considerações apresentadas, observa-se que ainda será necessário um estudo mais amplo dos fenômenos e métodos empregados visando aprimorar o modelo e, dessa forma, obter uma maior aproximação entre os resultados calculados e experimentais dos parâmetros de desempenho dos condensadores de parede-aquecida, tais como capacidade térmica e queda de pressão, bem como das propriedades do fluido refrigerante ao longo do escoamento.

É importante mencionar que não foi possível a simulação do regime transiente, em virtude de problemas de convergência no procedimento computacional. Espera-se que, na continuação do desenvolvimento desse trabalho, possa-se resolver esse problema e também introduzir no código computacional algumas particularidades na formulação, para que se torne uma ferramenta mais robusta e operacional.

REFERÊNCIAS

- BANSAL, P. K.; CHIN, T. C., Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators, **Applied Thermal Engineering**, Amsterdam, v. 22, p. 1601-1617, 2002.
- BEATTIE, D. R. H.; WHALLEY, P. B. A Simple two-phase frictional pressure drop calculation method, **International Journal of Multiphase Flow**, Amsterdam, p. 83-7, 1981.
- CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase change phenomena**, Berkeley, USA, Ed. Taylor & Francis, 1992, p. 645.
- CAVALLINI, A.; DEL COL, D.; DORETTI, L.; LONGO, G.A.; ROSSETTO, L. Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 23, n. 1, p. 4-25, 1999.
- CHICHITTI, A.; LOMBARDI, C.; SILVESTRI, M.; SOLDAINI, G.; ZAVALLUILLI, R. **Two-phase cooling experiments – pressure drop, heat transfer and burnout measurements**, **Energia Nuclear**, Milano, p. 407-425, 1960.
- CHURCHILL, S. W. Friction factor equation spans all fluid flow regimes, **Chemical Engineering**, v. 84, p. 91-92, 1977.
- CHURCHILL, S.W.; CHU, H.H.S. Correlation Equation for Laminar and Turbulent Free Convection for a Vertical Plate. **INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER**, Amsterdam, v. 18, p. 1323-1329, 1975.
- COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3. ed., Oxford: Clarendon, 1999. p. 596.
- DITTUS, F.W.; BOELTER, L. M. K.; Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, **University of California Publications of Engineering**, Berkeley, USA, v.2, p.443-461, 1930.
- DUCKLER, A. E.; WICKS, M.; CLEVELAND, R. G. Frictional pressure drops in two-phase flow, **AIChE J** 10, New Jersey, p.44, 1964.
- EEROLA, T. T. Mudanças climáticas globais: passado, presente e futuro. In: FÓRUM DE ECOLOGIA E EVENTO MUDANÇAS CLIMÁTICAS: PASSADO, PRESENTE E FUTURO, 2003, Florianópolis. Anais [...] Florianópolis: UDESC, 2003. v. 1, p. 2 – 9.
- ESCANES, F.; PÉREZ-SEGARRA, C.D.; OLIVA, A. Numerical simulation of capillary tube expansion devices. **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v.18, p.113-122, 1995.
- FERRAREZI, R. B., **Modelagem do escoamento de fluidos refrigerantes ao longo de condensadores do tipo arame-sobre-tubo**. Ilha Solteira; Universidade Estadual Paulista – UNESP, 2007. Relatório de Pesquisa-Iniciação Científica, FAPESP,

GNIELINSKI, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, New York, v.16, p. 359-368, 1976.

GRÖNNERUD, R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators, two phase flow resistance in boiling refrigerants, **Bull De 'Inst du Froid**, France, 1979.

GUPTA, J. K.; GOPAL, M. R., Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators, **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, p. 979 – 988, 2008.

HERMES, C. J. L. **Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação Numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente**. 2000. 281 f. Dissertação (Mestrado Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2008, 644 p.

JUDGE, J.; RADERMACHER, R. A., A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations, **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 20, n. 4, p. 244-55, 1997.

LEMMON, E. W.; MCLINDEN, M. O.; HUBER, M.L. **NIST Reference fluid thermodynamic and transport properties–REFPROP 8.0**. Gaithersburg; National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, 2007.

LIN, S.; KWORK, C. C. K.; LI, R. Y.; CHEN, Z. H.; CHEN, Z. Y. Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes. **INTERNATIONAL JOURNAL MULTIPHASE FLOW**, Amsterdam, v.17, p.95-102, 1991.

LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, New York, v. 45, n.1, p.39–48, 1949.

MCADAMS, W. H. WOODS, W. K., HEROMAN, L. C., Vaporization Inside Horizontal Tubes. II. Benzene – oil mixture. **Trans. ASME** 64, p. 193, 1942.

MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalysed destruction of ozone. **Nature**, United Kingdom, v. 249, p. 810-812, 1974.

MUELLER, A. C., **Condensers – Heat transfer: heat exchange design handbook**, New York, section 3.4.6, 1997.

OULD DIDI, M. B.; KATTAN, N.; THOME, J. R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes, **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 25, n.7, p. 935 – 947, 2002.

- PETTIT, N. B. O. L.; WILLATZEN, M.; PLOUG-SORENSEN, L., A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator, **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 21, n. 5, p. 404-14, 1998.
- REBORA, A., TAGLIAFICO, L. A., Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances, **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 21, n. 6, p. 490–502, 1997.
- SERGHIDES, T. K. ,Estimate friction factor accurately. **Chemical Engineering Journal**, Amsterdam, v.91, n. 5, p. 63-64, 1984.
- SHAO, D. W.; GRANRYD, E. Heat transfer and pressure drop of HFC-134a – oil mixtures in a horizontal condensing tube, **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 18, n. 8, p. 524-533, 1995.
- SUGUIMOTO, F. K., **Análise numérica de evaporadores do tipo roll-bond usados em refrigeradores domésticos**. Dissertação (Mestrado), 2011, 136 f., Faculdade de Engenharia. Universidade Estadual Paulista – UNESP, Ilha Solteira.
- TOMASONI, M. A., TOMASONI, K. R., **Atmosfera em Transformação: o ozônio e os CFC's, certezas e incertezas**, UFBA, 2005, Salvador, Disponível em <www.geoambiente.ufba.br>. Acesso em: 21 maio 2010.
- WHALLEY, P. B. Flooding, slugging and bottle emptying, **International journal of multiphase flow**, Amsterdam, v.13, n.5,p. 723 -728, 1987
- ZHANG, H.; LI, J.; LI, H., Numerical simulations of a micro-channel wall-tube condenser for domestic refrigerators, **Tsinghua Science and Technology**, Beijing, China, v. 15, n. 4, p. 426-433, 2010.