



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DO ESCOAMENTO AO LONGO DE EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS

Sandhoerts Said Bueno

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Seixlack

Ilha Solteira, maio de 2004.

**“MODELAGEM DO ESCOAMENTO AO LONGO DE
EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS.”**

SANDHOERTS SAID BUENO

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA** na área de concentração **CIÊNCIAS TÉRMICAS** e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Prof. Dr. João Antônio Pereira – Coordenador.

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. André Luiz Seixlack – Orientador.

Prof. Dr. Marco Antonio Soares de Paiva

Prof. Dr. Sérgio Said Mansur

Dedico esta dissertação de mestrado aos meus pais, Manuel e Rosa, meus grandes mestres na escola da vida e à minha noiva Ana Cristina, pelo apoio, força e inspiração para a realização desta etapa.

Agradecimentos

Agradeço a Jesus Cristo por ter me dado a vida, forças para realizar este trabalho e uma esperança para o futuro.

Ao meu orientador Prof. Dr. André Luiz Seixlack pela excelente orientação, discussões enriquecedoras, consideração, paciência, apoio em todas as situações e a amizade construída durante a realização deste trabalho.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP, pela bolsa de estudo concedida.

Aos professores João Batista Aparecido, João Batista Campos Silva e Emanuel Rocha Woiski pelos ensinamentos.

Aos meus amigos e companheiros de república Adriano, Gilson, Maricato e Rogério pela ajuda atribuída sempre que necessário e pelos momentos de descontração.

A todos os colegas, professores e funcionários do programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica do Campus de Ilha Solteira pela amizade.

Em especial, aos meus pais Manuel Bueno Lopes e Rosa Said Bueno e a minha noiva Ana Cristina, pelo amor, apoio, compreensão e por tudo que fizeram para que este trabalho chegasse ao final.

E a todos que de alguma forma contribuíram para que este trabalho acontecesse.

Muito Obrigado.

Sandhoerts Said Bueno, maio de 2004.

“ Feliz o homem que encontrou a sabedoria e alcançou o entendimento, porque a sabedoria vale mais do que a prata, e dá mais lucro que o ouro.”

Provérbios, Cap. 3, vers. 13-15.

Sumário

<u>Lista de Figuras</u>	<u>xv</u>
<u>Lista de Tabelas</u>	<u>xix</u>
<u>Lista de Símbolos</u>	<u>xxi</u>
<u>Resumo</u>	<u>xxvii</u>
<u>Abstract</u>	<u>xxix</u>
<u>Capítulo 1</u>	<u>1</u>
Introdução.....	1
1.1 Generalidades sobre Evaporadores	3
1.2 Revisão Bibliográfica	11
1.3 Objetivos da Dissertação	15
1.4 Esboço da Dissertação	16
<u>Capítulo 2</u>	<u>19</u>
Fundamentos dos Escoamentos Bifásicos.....	19
2.1 Introdução	19
2.2 Classificação Geral	20
2.3 Parâmetros Básicos	21
2.4 Regimes do Escoamento Bifásico em Tubos Horizontais	23
2.5 Transferência de Calor em Ebulição Convectiva	25
2.6 Modelos de Análise	28
<u>Capítulo 3</u>	<u>35</u>
Formulação do Problema.....	35
3.1 Introdução	35
3.2 Equações Governantes	36

3.3 Condições Iniciais.....	42
3.4 Equações Constitutivas.....	42
3.4.1 Força de Atrito.....	42
3.4.2 Coeficientes de Transferência de Calor – Fluido Refrigerante.....	46
3.4.3 Coeficientes de Transferência de Calor – Ar.....	53
3.4.4 Razão de Deslizamento (S).....	56

Capítulo 4 **59**

Metodologia de Solução.....	59
4.1 Introdução.....	59
4.2 Discretização das Equações Governantes.....	60
4.3 Procedimento de Solução.....	63
4.3.1 Problema Direto.....	64
4.3.2 Problema Inverso.....	66

Capítulo 5 **67**

Resultados e Discussão.....	67
5.1 Introdução.....	67
5.2 Definição do Modelo.....	70
5.3 Análise das Equações Constitutivas - Regime Permanente.....	71
5.3.1 Influência do Modelo de Cálculo da Força de Atrito, F_z	71
5.3.2 Influência do Coeficiente de Transferência de Calor Bifásico.....	74
5.3.3 Influência do Coeficiente de Transferência de Calor do Ar.....	76
5.3.4 Influência dos Modelos de Cálculo da Razão de Deslizamento.....	77
5.4 Comparações dos Resultados – Regime Permanente.....	80
5.5 Comparações com Resultados Experimentais – Regime Transiente.....	84
5.6 Análise de Circuitos de Refrigerante.....	90

Capítulo 6 **97**

Conclusões.....	97
-----------------	----

Referências Bibliográficas	101
-----------------------------------	------------

<u>Apêndice A</u>	<u>107</u>
Equações Constitutivas.....	107
A.1 Propriedades Termofísicas.....	107
<u>Apêndice B</u>	<u>117</u>
Parâmetros Geométricos do Evaporador.....	117
<u>Apêndice C</u>	<u>121</u>
Método de Newton-Raphson.....	121
<u>Apêndice D</u>	<u>125</u>
Método de Levenberg-Marquardt.....	125
<u>Apêndice E</u>	<u>127</u>
Fluxograma do Algoritmo Numérico.....	127

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Esquema de um evaporador inundado, com recirculação por gravidade.	4
Figura 1.2 – Esquema de um evaporador de expansão seca de superfície primária.	5
Figura 1.3 – Esquema de um evaporador de expansão seca de superfície aletada.	5
Figura 1.4 – Evaporadores de superfície aletada.	6
Figura 1.5 – Distribuição esquemática de temperatura do refrigerante e do ar ao longo de um evaporador de serpentina com tubos aletados.	8
Figura 1.6 – Esquemas de circuitos de refrigerantes.	9
Figura 1.7 - Evaporadores de placas conformadas.	10
Figura 2.1 - Modelo idealizado para escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo inclinado (Carey, 1992).	21
Figura 2.2 - Representação esquemática dos regimes observados em escoamentos horizontais líquido-gás.	24
Figura 2.3 - Mapa de regimes de escoamentos horizontais líquido-gás	25
Figura 2.4 - Representação esquemática: (a) da seqüência de regimes do escoamento;	27
Figura 3.1 - Parâmetros geométricos do evaporador.	35
Figura 3.2 – Volume de controle para o balanço de energia para o ar.	39
Figura 3.3 – Volume de controle para o balanço de energia para a parede do tubo.	40
Figura 3.4 – Volume de controle para o balanço de umidade do ar.	41
Figura 4.1 – Representação esquemática de configurações da serpentina: (a) uma fileira com oito tubos e (b) três fileiras com oito tubos cada.	59
Figura 4.2 – (a) Volume de controle para o cálculo das variáveis, com exceção das velocidades, (b) Volume de controle para o cálculo das velocidades; (c) volume de controle para o ar.	61
Figura 4.3 – Divisão de uma fileira do evaporador para a solução numérica.	64
Figura 5.1 – Distribuições da força F_z ao longo da serpentina.	72
Figura 5.2 – Distribuições de pressão do refrigerante ao longo da serpentina.	73

Figura 5.3 – Efeito do modelo de cálculo de F_z sobre a temperatura do refrigerante.	73
Figura 5.4 – Efeito do modelo de cálculo de F_z sobre a temperatura do ar.	74
Figura 5.5 – Distribuições do coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante.	75
Figura 5.6 – Efeito do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo da serpentina.	75
Figura 5.7 – Efeito do CTC do ar sobre a distribuição de temperatura do ar.	77
Figura 5.8 – Efeito da razão de deslizamento sobre a temperatura do refrigerante ao longo da serpentina.	78
Figura 5.9 – Efeito da razão de deslizamento sobre a temperatura da parede do tubo.	78
Figura 5.10 – Efeito da razão de deslizamento sobre a temperatura do ar ao longo da serpentina.	79
Figura 5.11 – Razão de deslizamento entre as fases ao longo da serpentina.	79
Figura 5.12 – Comparação entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR=30 %.	80
Figura 5.13 – Comparação entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR=60 %.	81
Figura 5.14 – Comparação entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR=90 %.	81
Figura 5.15 – Vazão em massa de refrigerante em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador.	82
Figura 5.16 – Vazão em massa de refrigerante em função da temperatura de evaporação e da temperatura do ar na entrada do evaporador.	83
Figura 5.17 - Função $p_r(t)$ ajustada aos dados experimentais de Jia <i>et al.</i> (1995).	85
Figura 5.18 – Comparação entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia <i>et al.</i> , 1995): influência das correlações da força de atrito, F_z	86
Figura 5.19 – Comparações entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia <i>et al.</i> 1995): influência das correlações da força de atrito, F_z	87
Figura 5.20 – Comparação entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia <i>et al.</i> , 1995, 1999): influência das correlações do CTC do ar.	88
Figura 5.21 – Comparação entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia <i>et al.</i> 1995, 1999): influência das correlações do CTC do ar.	88

Figura 5.22 – Comparação entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia et al. ,1995): influência das correlações da razão de deslizamento.	89
Figura 5.23 – Comparação entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia et al. 1995): influência das correlações da razão de deslizamento.	90
Figura 5.24 – Esquemas de serpentinas com duas fileiras de tubos e quatro tubos por fileira.....	91
Figura 5.25 – Distribuições de temperatura do ar, da parede do tubo e do refrigerante ao longo das serpentinas (A) a (F).	92
Figura 5.26 – Distribuições de temperatura do ar, da parede do tubo e do refrigerante ao longo da serpentina (F): $\dot{m} = 15 \times 10^{-3}$ kg/s.....	93
Figura 5.27 – Distribuição da umidade absoluta do ar ao longo do evaporador (A).....	94
Figura 5.28 – Potência de refrigeração em função do fluxo de massa para diferentes configurações de circuitos de refrigerantes.	94
Figura 5.29 – Fluxo de calor médio em função do fluxo de massa para diferentes configurações de circuitos de refrigerante.	95
Figura A1 – Pressão do refrigerante em função da massa específica e entalpia.	108
Figura A2 – Calor específico à pressão constante do ar em função da temperatura.	109
Figura A3 – Viscosidade dinâmica do ar em função da temperatura.	109
Figura A4 – Viscosidade cinemática do ar em função da temperatura.	110
Figura A5 – Condutividade térmica do ar em função da temperatura.....	110
Figura A6 –Coeficiente de difusividade de massa água-ar em função da temperatura.	111
Figura A7 – Calor específico à pressão constante do cobre puro em função da temperatura.	112
Figura A8 - Condutividade térmica do cobre puro em função da temperatura.	112
Figura A9 - Condutividade térmica do alumínio puro em função da temperatura.....	113
Figura A10 – Calor específico à pressão constante do alumínio puro em função da temperatura.	113
Figura A11 –Calor latente de vaporização da água em função da temperatura.	114
Figura A12 –Entalpia da água líquida saturada em função da temperatura.	114
Figura B1 – Parâmetros geométricos do evaporador.....	117
Figura B2 – (a) Disposição retangular de tubos; (b) Esquema de uma aleta de seção transversal uniforme.....	119

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Dependência da razão de deslizamento, S (Whalley, 1987).....	57
Tabela 5.1 – Parâmetros geométricos do evaporador testado por Jia <i>et al.</i> (1995).	68
Tabela 5.2 – Condições de operação usadas por Jia <i>et al.</i> (1995).	68
Tabela 5.3 – Parâmetros geométricos do evaporador testado por Liang <i>et al.</i> (1999).	69
Tabela 5.4 – Parâmetros geométricos do evaporador simulado por Liang <i>et al.</i> (1999).	70
Tabela 5.5 – Condições de operação usadas por Liang <i>et al.</i> (1999): problema direto.	70
Tabela 5.6 – Condições de operação usadas por Liang <i>et al.</i> (1999): problema inverso.	70
Tabela A1 – Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n (McLinden <i>et al.</i> 1998). ..	108
Tabela C1 – Vantagens e desvantagens do método de Newton-Raphson para sistemas de equações não-lineares.	123

Lista de Símbolos

A	Área , m^2
A_{tf}	Área do tubo não coberta pelas aletas, m^2
A_p	Área do tubo sem as aletas, m^2
A_o	Área total de transferência de calor, m^2
A_i	Área interna do tubo por unidade de comprimento, m
A_e	Área externa do tubo por unidade de comprimento, m
A_r	Área do tubo não coberta pelas aletas por unidade de comprimento, m
A_f	Área da aleta por unidade de comprimento, m
A_t	Área total de transferência de calor por unidade de comprimento, m
c_p	Calor específico à pressão constante, J/kg K
c_{wf}	Calor específico á pressão constante médio da parede do tubo e aletas, J/kg K
D_{ab}	Difusividade de massa da água e ar, m^2/s
D_h	Diâmetro hidráulico do evaporador, m
d	Diâmetro do tubo, m
F_i	Vetor das funções para o método de Newton-Raphson
f_{sp}	Fator de atrito monofásico
F	Força de atrito / Fator de intensificação
G	Fluxo de massa, kg/m^2s
g	Aceleração da gravidade, m^2/s
h	Entalpia específica, J/kg
H_{evap}	Altura do evaporador, m

H_m	Coeficiente de transferência de massa, $\text{kg} / \text{m}^2 \text{s K}$
H	Coeficiente de transferência de calor, $\text{W} / \text{m}^2 \text{ K}$
H_{sa}	Coeficiente de transferência de calor na ebulição em piscina de Stephan & Abdelsalam (1980), $\text{W} / \text{m}^2 \text{ K}$
H_{EC}	Coeficiente de transferência de calor para convecção forçada, $\text{W} / \text{m}^2 \text{ K}$
H_{ENC}	Coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada de Forster & Zuber (1955), $\text{W} / \text{m}^2 \text{ K}$
i	Índice de colunas da malha computacional
j	Índice de linhas da malha computacional
J_{ij}	Matriz jacobiano
j_l	Fluxo superficial de líquido, m / s
j_v	Fluxo superficial de vapor, m / s
k	Condutividade térmica, $\text{W} / \text{m K}$
L_{evap}	Comprimento do evaporador, m
MT	Número total de células da malha computacional
MI	Número de colunas da malha computacional
MJ	Número de linhas da malha computacional
m_f	Parâmetro da aleta
\dot{m}	Vazão em massa, kg / s
M_{tubos}	Massa do tubos do evaporador, kg
M_{fins}	Massa das aletas, kg
M_w	Massa do tubo por unidade de comprimento, kg / m
M_f	Massa das aletas por unidade de comprimento, kg / m
M'_{wf}	Massa do tubo e aletas por unidade de comprimento, kg / m

N_r	Número de circuitos do evaporador
N_{tr}	Número de passes por circuito
N_t	Número total de tubos do evaporador
P	Pressão, Pa
q''	Fluxo de calor, W/m^2
r_e	Raio externo do tubo, m
R_e	Raio externo da aleta circular equivalente, m
S_f	Espaçamento da aletas, m
S	Fator de supressão / Razão de deslizamento
t	Tempo, s
T	Temperatura, K, °C
u	Velocidade, m/s
V_a	Velocidade do ar, m/s
x_a	Espaçamento dos tubos do evaporador na direção y (vide Fig. B1), m
x_b	Espaçamento dos tubos do evaporador na direção z (vide Fig. B1), m
x^*	Fração de massa
x_{novo}	Vetor das variáveis corrigidos pelo método de Newton-Raphson
x_{velho}	Vetor das variáveis não corrigidos pelo método de Newton-Raphson
x_o	Estimativa inicial para o método de Newton-Raphson
x_*	Vetor solução do sistema de equações
x	Título
Y_f	Espessura da aleta, m
y	Coordenada na direção y, m
W_{evap}	Largura do evaporador, m
z	Coordenada na direção z, m

Símbolos Gregos

α	Fração de vazio
β	Ângulo de contato, rad
Δ	Varição, m
λ	Calor latente, J / kg
ρ	Massa específica, kg / m ³
δx	Perturbação da função
σ	Tensão superficial, N / m
μ	Viscosidade dinâmica, Pa .s
ν	Viscosidade cinemática, m ² .s
Ω	Ângulo de inclinação do tubo, graus
ϕ^2	Multiplicador bifásico
ω	Umidade absoluta do ar, kg _v / kg _{ar seco}
λ_{lv}	Entalpia de evaporação
γ	Título volumétrico
η_f	Eficiência da aleta
\Re	Conjunto dos números reais

Subscritos

a	Refere-se ao ar
a,sat	Ar saturado na temperatura da parede do tubo
E	Vizinho localizado a esquerda do ponto P (do lado leste)
e	Refere-se ao lado externo
	Face do volume de controle entre P e E

f	Refere-se à aleta
fins	Refere-se ao conjunto das aletas
i	Refere-se ao lado interno Interface
k	Indica a iteração
l	Refere-se à fase de líquido
lo	Indica o gradiente de pressão devido ao atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa total
n	Face do volume de controle entre P e N
N	Vizinho localizado acima do ponto P (do lado norte)
P	Ponto central da malha considerado no cálculo das variáveis
r	Refrigerante
sat	Saturação
s	Face do volume de controle entre P e E
S	Vizinho localizado abaixo do ponto P (do lado sul)
tot	Total
tt	Regime turbulento
v	Refere-se à fase de vapor
vo	Indica o gradiente de pressão devido ao atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa total
w	Parede do tubo Face do volume de controle entre P e W
W	Vizinho localizado à direita do ponto P (do lado oeste)
wr	Parede do tubo e refrigerante
wf	Parede do tubo e aleta

Sobrescritos

- ~ Mistura
- o Passo de tempo anterior

Números Adimensionais

$$Bo = \frac{\dot{q}}{G \lambda} \quad \text{Número de Ebulição}$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d} \quad \text{Número de Froude}$$

$$Le = \frac{k}{\rho c_p D_{ab}} \quad \text{Número de Lewis}$$

$$Nu = \frac{H d}{k} \quad \text{Número de Nusselt}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{Número de Prandtl}$$

$$Re = \frac{G d}{\mu} \quad \text{Número de Reynolds}$$

$$Sc = \frac{\nu}{D_{ab}} \quad \text{Número de Schmidt}$$

$$We = \frac{G^2 d}{\tilde{\rho} \sigma} \quad \text{Número de Weber}$$

Bueno, S. S., 2004, **Modelagem do Escoamento ao Longo de Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados**. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, SP, Brasil.

Resumo

Neste trabalho, apresenta-se um modelo numérico distribuído para a simulação dos escoamentos do fluido refrigerante e do ar, no regime transiente, em evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, comuns em sistemas de refrigeração e ar condicionado. No modelo proposto, o escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor superaquecido. Considera-se a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoam em fluxo cruzado na parte externa dos tubos. O escoamento bifásico do fluido refrigerante é simplificado como um escoamento unidimensional, considerando o deslizamento entre as fases de líquido e de vapor. Para o escoamento do refrigerante, resolvem-se as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação da energia. Para o escoamento de ar, são resolvidas as equações de conservação da energia e de conservação da massa (umidade). Resolve-se, também, a equação da conservação da energia para a parede do tubo, para se obter a sua temperatura. O método de volumes finitos é utilizado na discretização das equações governantes e o método de Newton-Raphson é utilizado para a solução do sistema de equações resultante. Inicialmente, condições de regime permanente são assumidas e, posteriormente, para avaliar o comportamento transiente do evaporador, uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante é imposta em sua entrada. O modelo permite o cálculo da vazão de refrigerante, conhecidas as condições de operação e os parâmetros geométricos, usando-se o processo de estimativa de parâmetros, com o método de minimização de Levenberg-Marquardt. Além disso, o modelo permite a análise de algumas configurações de serpentinas de evaporadores com diferentes circuitos de refrigerante. Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais e numéricos disponíveis na literatura e com os resultados obtidos pelo modelo homogêneo, para a vazão em massa de refrigerante, para os perfis de

temperatura do ar, para a temperatura do refrigerante e para a temperatura da parede do tubo. Apresenta-se, também, uma análise da influência de algumas configurações de circuitos de refrigerante sobre o desempenho do evaporador.

Palavras chave: evaporador, serpentina com tubos aletados, escoamento bifásico, estimativa de parâmetros não lineares, circuitos de fluidos refrigerantes.

Bueno, S. S., 2004, **Modeling of Flow Through Finned Tube Coil Evaporators**. Master Thesis, Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, SP, Brasil.

Abstract

This work presents a numerical model to simulate the unsteady refrigerant fluid flow and air flow in dry-expansion finned-tube coil evaporators, the kind widely used in air conditioning and refrigeration systems. The model considers the refrigerant flow inside the tubes divided in a region of two-phase flow and a single-phase region, where the refrigerant is in the superheated state. The refrigerant pressure drop and the moisture condensation on the air flow crossing the outside of the tubes are also taking into account. The refrigerant two-phase flow is taken as one-dimensional and the slip between the liquid and vapor phases is considered. For the refrigerant flow, mass, momentum and energy conservation equations are solved in order to evaluate the specific mass, velocity, and temperature of the refrigerant fluid, respectively. For the air flow, energy and mass (humidity) conservation equations are solved, to obtain, respectively, the temperature and absolute humidity of the air crossing the evaporator. Also, the solution of energy conservation equation for the tube wall is used to determine the wall temperature distribution. Finite Volume Method is used all over to discretize the governing equations and a Newton-Raphson Scheme is utilized for the solution of the resulting system of equations. To analyze the evaporator unsteady behavior, the steady conditions are obtained initially and later a step change in the mass flow rate is imposed at the tube inlet. Obtained results such as superheating degree along the coil and air temperature at the outlet are compared to experimental data available in the open literature. From the model the refrigerant mass flow rate can be determined, from a known operating conditions and geometry parameters, using the process of parameter estimation with the method of Levenberg-Marquardt minimization. Moreover, the model allows the analysis of some configurations of coil evaporators with different refrigerant circuits. Results, such as air and refrigerant temperatures and tube-wall temperature distribution

along the coil, are compared to data available in the open literature. Additionally, the influence of some configurations of refrigerant circuits on the performance of the evaporator is analyzed.

Keywords: evaporator, finned tube coil, two-phase flow, non-linear parameter estimation, refrigerant circuitry.

Introdução

A preocupação com o meio ambiente, principalmente no que se refere à camada de ozônio estratosférica e ao efeito estufa, ganha a cada dia novas proporções. A camada de ozônio que envolve a atmosfera terrestre filtra os raios solares, diminuindo ou quase eliminando raios com frequências prejudiciais à vida terrestre. O problema detectado é a redução dessa camada que vem ocorrendo principalmente em razão da emissão de compostos artificiais na atmosfera.

O grande desenvolvimento da indústria da refrigeração deveu-se, principalmente, à utilização dos fluidos refrigerantes halogenados, em particular os clorofluorcarbonos, também conhecidos como CFC's em alusão à sua constituição química: cloro, flúor e carbono. Esses refrigerantes possuem propriedades excepcionais para uso em sistemas de refrigeração, pois são quimicamente muito estáveis e não reagem com a maioria dos materiais, incluindo os óleos lubrificantes. Além disso, não são inflamáveis nem explosivos, apresentam uma toxicidade muito baixa e possuem características térmicas e termodinâmicas muito boas.

Em razão de suas propriedades químicas favoráveis, os CFC's não se restringiram à indústria de refrigeração e passaram a ser usados, dentre outras aplicações, como propelentes para aerossóis, como agentes para a produção de espumas, como solventes, como agentes de limpeza para circuitos eletrônicos e outros. Na área de refrigeração, em virtude de suas características de segurança, deram o impulso necessário para a popularização de pequenas unidades frigoríficas comerciais e residenciais. Em resumo, propiciaram à sociedade como um todo, uma grande melhoria nos níveis de conforto e satisfação de necessidades básicas.

No entanto, os CFC's contribuem com a destruição da camada de ozônio da atmosfera e em razão de uma maior conscientização da população a respeito da necessidade de se preservar o meio ambiente, a produção desses fluidos deverá ser encerrada em um prazo de tempo relativamente curto.

Além da necessidade de fontes energéticas não poluentes, a melhoria do desempenho termodinâmico de alguns componentes nos sistemas de refrigeração também tem motivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos, voltados para a utilização de fluidos refrigerantes alternativos aos CFC's. A comunidade científica tem buscado soluções que amenizem a ação nociva desses fluidos refrigerantes sobre a atmosfera.

Para isso, em 1987 foi estabelecido o Protocolo de Montreal, assinado por vários países e substancialmente revisto em 1990 e 1992, que estabelece a redução progressiva, até a eliminação total, da produção e uso de substâncias que afetam a camada de ozônio, entre elas os CFC's e os hidrofluorcarbonos, também conhecidos como HFC's. Mais tarde, muitos outros países aderiram ao Protocolo, inclusive o Brasil. Os CFC's, com produção proibida desde 1996 nos países desenvolvidos e com permissão de produção até 2010 em países em desenvolvimento, são considerados os principais responsáveis pela destruição da camada de ozônio.

Em 1997 foi assinado o Protocolo de Kioto por 160 nações, limitando a emissão de seis gases e estabelecendo um cronograma para que alguns países industrializados reduzam a emissão de HFC's, mas continuem emitindo CO₂ e outros países continuem emitindo HFC's, mas reduzam a emissão de CO₂, com o objetivo de controlar o efeito estufa.

A comunidade científica vem realizando nos últimos quinze anos um grande esforço, objetivando a substituição dos CFC's e mais recentemente, também dos hidroclorofluorcarbonos, conhecidos como HCFC's, em especial o HCFC-22, ou R-22, o mais usado nas instalações brasileiras, segundo Pinheiro (2001). 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 HFC's, que não contêm cloro, citam-se o R-134a, o R-404A, o R-402B, o R-407C e o R-417A. Além disso, com o aumento da preocupação em relação ao efeito estufa, os refrigerantes naturais, tais como o dióxido de carbono, CO₂, a amônia, NH₃ e alguns hidrocarbonetos têm sido cogitados.

A substituição dos CFC's, entretanto, envolve outros aspectos além dos fluidos em si, como a adaptação dos equipamentos do sistema de refrigeração projetados para a operação sob determinadas condições e com fluidos específicos. Em virtude das diferenças entre as propriedades termodinâmicas e de transporte dos CFC's e aquelas dos fluidos alternativos, torna-se necessário o conhecimento das características do escoamento desses novos refrigerantes ao longo de cada um dos componentes do sistema de refrigeração, visando a otimização dos desempenhos desses componentes.

Outro motivo que tem levado a se investir muito no setor de refrigeração é a preocupação atual com a economia de energia. O consumo de energia de um sistema de refrigeração depende do desempenho de cada um de seus componentes, da carga de refrigerante e das condições dos ambientes interno e externo. Esse consumo deve-se às irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos processos de transferência de calor e do escoamento do fluido refrigerante no interior dos componentes do sistema de refrigeração. Dentre esses componentes, os

compressores, os trocadores de calor, os evaporadores e os condensadores, e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, têm sido extensivamente analisados nos últimos anos.

A principal motivação do presente trabalho é a análise de um desses componentes: os evaporadores do tipo serpentina com tubos aletados, comuns em aplicações relacionadas com os sistemas de refrigeração e ar condicionado.

1.1 Generalidades sobre Evaporadores

Um evaporador é qualquer superfície de transferência de calor na qual o líquido volátil é vaporizado com o objetivo de remover calor de um espaço ou produto. A eficiência do evaporador em um sistema de refrigeração depende de dois requisitos principais, que devem ser considerados em seu projeto e seleção: (i) possuir uma superfície suficiente para absorver a carga térmica necessária, sem uma diferença de temperatura excessiva entre o refrigerante e a substância a resfriar; (ii) apresentar um volume adequado para o fluido refrigerante e evitar queda de pressão excessiva entre a sua entrada e sua saída.

A análise do escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos do evaporador e do escoamento do ar do lado externo é importante, tanto para o projeto quanto para o controle do sistema como um todo.

Na prática, a carga de refrigerante no evaporador deve ser tal que refrigerante no estado líquido não deixe o evaporador, o que poderia danificar o compressor do sistema de refrigeração. Por outro lado, o ponto em que todo o refrigerante líquido torna-se vapor deve ser mantido o mais próximo possível da saída do evaporador, para que sua máxima eficiência seja alcançada. Esses dois pontos contraditórios requerem um controle apropriado do sistema e um entendimento do comportamento dinâmico do evaporador.

O comportamento dinâmico de um evaporador pode resultar da variação da vazão de fluido refrigerante causada pela necessidade em manter as condições preestabelecidas pelos controles de capacidade do sistema. As capacidades térmicas dos tubos e do refrigerante, que atuam como reservatórios de energia térmica, determinam a extensão do escoamento bifásico ao longo dos tubos do evaporador e, por isso, são fatores importantes no comportamento transiente e na eficiência desses trocadores de calor. Dessa forma, o sucesso do modelo dinâmico para evaporadores de serpentina com tubos aletados depende do grau de entendimento do escoamento bifásico.

Os vários estudos realizados sobre evaporadores, geralmente, objetivam: (i) o levantamento de parâmetros de operação desses trocadores de calor, tais como, coeficientes de transferência de

calor, queda de pressão e capacidade de resfriamento; (ii) o desenvolvimento de novos evaporadores, adaptados ao uso de refrigerantes alternativos; (iii) o desenvolvimento e caracterização do desempenho de novos tipos geométricos de aletas e promotores de turbulência para intensificação da transferência de calor.

O estudo de evaporadores é bastante complexo em razão de inúmeros fatores. Um desses é a mudança de fase do refrigerante no interior dos tubos, resultando em variações significativas na transferência de calor e nas características do escoamento do fluido do lado externo dos tubos. Outro fator é a possibilidade de numerosos arranjos de circuitos de refrigerante para uma serpentina.

Em função das diferentes aplicações na refrigeração mecânica, os evaporadores são fabricados em uma grande variedade de tipos, tamanhos, formas e projetos, podendo ser classificados segundo o tipo de construção, o método de alimentação do líquido, a superfície de transferência de calor, a condição de operação, o método de circulação do ar ou do líquido, o tipo de controle da vazão de refrigerante e a aplicação.

Segundo o tipo de alimentação do líquido, os evaporadores são divididos em evaporadores inundados e de expansão seca. O evaporador inundado é disposto com um separador de líquido localizado acima da serpentina, de modo que o interior do evaporador permaneça inundado com refrigerante. Pode apresentar ainda duas configurações de acordo com a recirculação do refrigerante por gravidade, mostrado na Fig. 1.1, ou por bomba.

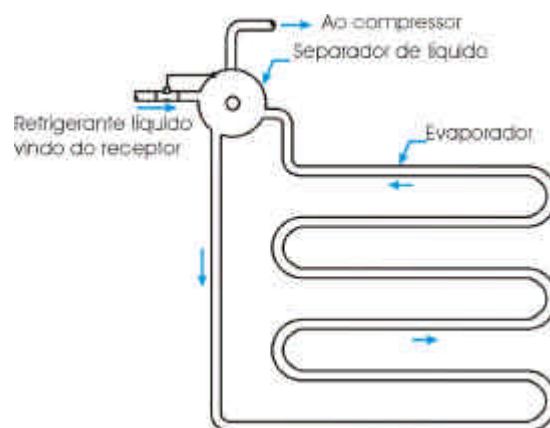


Figura 1.1 – Esquema de um evaporador inundado, com recirculação por gravidade.

No evaporador de expansão seca, mostrado esquematicamente na Fig. 1.2, o controle da vazão de fluido refrigerante é realizado por uma válvula de expansão termostática, ou por um

tubo capilar no caso de sistemas de refrigeração de pequeno porte, permitindo a entrada de uma quantidade de líquido suficiente para ser totalmente evaporado antes de atingir a saída da serpentina.

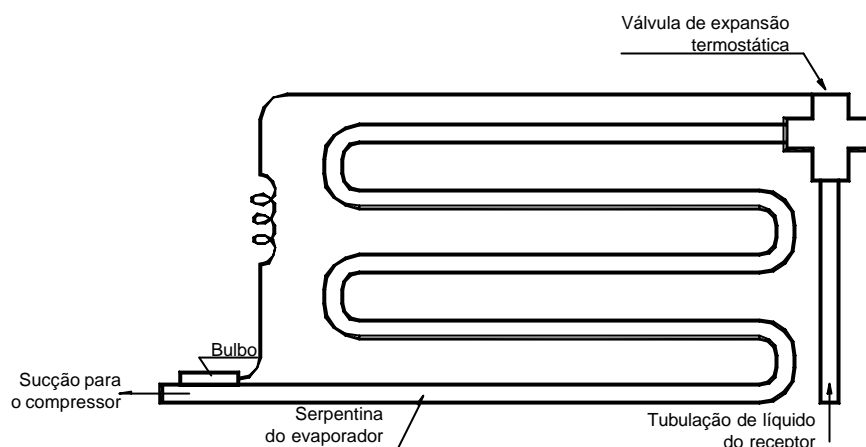


Figura 1.2 – Esquema de um evaporador de expansão seca de superfície primária.

Segundo a superfície de transferência de calor, os evaporadores são classificados em evaporadores de superfície primária e de superfície aletada ou estendida. Os evaporadores de superfície primária são compostos apenas por tubos lisos, vide Fig. 1.2, e os evaporadores de superfície estendida possuem tubos aletados, como mostrado nas Figs. 1.3 e 1.4. As aletas constituem-se de chapas, placas metálicas ou ondulações fundidas ou usinadas na superfície da tubulação.

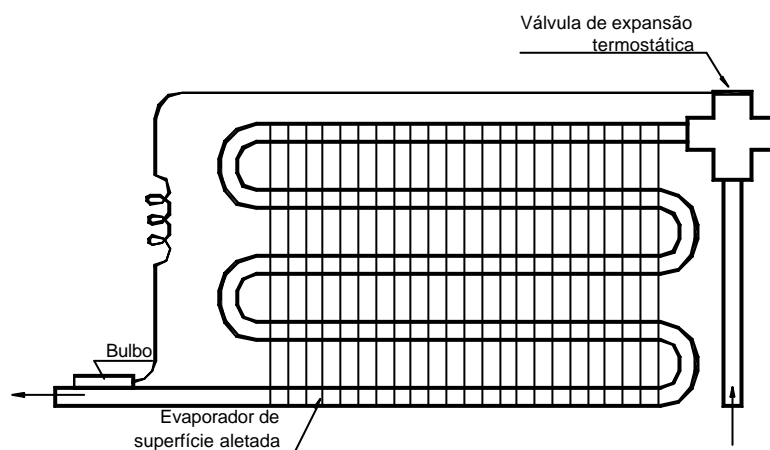


Figura 1.3 – Esquema de um evaporador de expansão seca de superfície aletada.

A tubulação dos evaporadores de tubo liso, geralmente, são de aço ou de cobre. A tubulação

de aço é usada para evaporadores de grande porte e para evaporadores que trabalham com amônia, enquanto que tubulações de cobre são empregadas em evaporadores menores, usados em refrigeradores. Serpentinhas de tubos lisos são construídas em vários tamanhos, formas e projetos e, geralmente, para aplicações específicas. As formas comuns para serpentinhas de tubos lisos são: planas, em zigue-zague, em forma de trombone oval e em espiral. Essa última forma, muitas vezes é empregada para o resfriamento de líquidos.

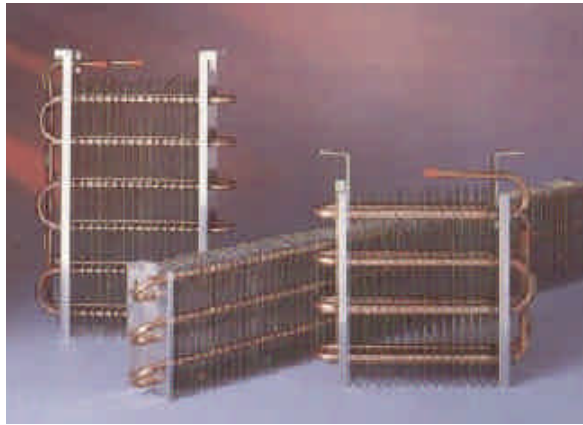


Figura 1.4 – Evaporadores de superfície aletada.

Serpentinhas de tubos lisos, empregando circulação de ar por convecção natural, são também usadas em câmaras frigoríficas e em refrigeradores de armazenamento, nos quais é necessária a circulação de grande vazão de ar a baixa velocidade. São usadas ainda, ou como serpentinhas de expansão seca ou inundadas, em conjunto com ventiladores centrífugos, para fornecer ar resfriado a alta velocidade para operações de congelamento.

Os evaporadores de superfície aletada possuem uma superfície de transferência de calor muito maior do que aquela dos evaporadores de tubos lisos e são utilizados geralmente para o resfriamento de ar ou outros gases. As aletas têm a finalidade de aumentar a área de transferência de calor em contato com o ar, pois desse lado dos tubos o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser de 10 a 50 vezes menor do que no interior dos tubos.

Nos evaporadores de tubo liso, grande parte do ar que circula pela serpentina flui através dos espaços abertos entre os tubos e não entra em contato com a superfície da serpentina. Quando as aletas são adicionadas a uma serpentina, elas são dispostas nos espaços entre os tubos e removem o calor da porção de ar que não entraria em contato com a superfície primária.

As aletas devem ser unidas à tubulação de tal maneira que assegure um bom contato térmico para serem eficazes. Em alguns casos, as aletas são soldadas diretamente à tubulação e em

outros, são colocadas na tubulação, que é expandida por pressão ou algum meio semelhante, de modo que as aletas penetrem na superfície do tubo e estabeleçam um bom contato térmico. Uma variação desse último método é alargar ligeiramente a abertura da aleta permitindo sua entrada no tubo e em seguida, o alargamento é estreitado fixando-a no tubo.

A dimensão, o espaçamento e o formato das aletas dependem em parte da aplicação da serpentina. A dimensão do tubo determina a dimensão da aleta e a densidade linear de aletas, que devem estar na faixa entre 39 a 550 aletas/m dependendo, principalmente, da temperatura de operação da serpentina.

O acúmulo de gelo nas serpentinas de resfriamento de ar, operando a temperaturas baixas, é inevitável e tende a restringir as passagens de ar entre as aletas e a retardar a circulação de ar através da serpentina. Dessa forma, os evaporadores que se destinam a aplicações de baixas temperaturas devem ter um espaçamento entre as aletas adequado, usando 79 ou 118 aletas/m para minimizar o perigo de limitar a circulação de ar. Por outro lado, as serpentinas destinadas ao condicionamento de ar e outras instalações que operam a temperaturas elevadas, podem ter aproximadamente 550 aletas/m.

Quando a circulação de ar sobre as serpentinas aletadas é natural, é importante que a serpentina ofereça menor resistência possível ao fluxo de ar e por isso, geralmente, a distância entre as aletas deve ser maior para serpentinas de convecção natural do que para serpentinas de convecção forçada.

Existe uma relação definida entre as superfícies interna e externa de um evaporador. Uma vez que a aleta externa afeta somente a superfície externa, a adição de aletas acima de um certo limite, não aumentará consideravelmente a capacidade do evaporador. De fato, em algumas circunstâncias, um número alto de aletas pode reduzir tal capacidade, restringindo a circulação do ar sobre a serpentina sem necessidade.

Uma vez que a sua capacidade é afetada pelo acúmulo de gelo, as serpentinas aletadas são apropriadas para aplicações de resfriamento de ar nas quais a temperatura é mantida acima de 1°C. Quando as serpentinas aletadas são usadas para operação em baixas temperaturas, devem ser providenciados alguns modos de degelo em intervalos regulares.

Os evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados geralmente são constituídos de uma série de fileiras paralelas de tubos. A distribuição esquemática de temperatura do fluido refrigerante – linha 1-1'-4 - e do ar – linha 1-2-3 - ao longo de uma fileira desse tipo de evaporador é mostrada na Fig. 1.5. Nessa figura, observa-se que o escoamento do refrigerante é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico, na qual a temperatura do

refrigerante permanece aproximadamente constante – trecho 4-1' – e outra de escoamento de vapor superaquecido, na qual ocorre um aumento da temperatura do refrigerante – trecho 1'-1. O ar, que escoar em fluxo cruzado do lado externo dos tubos, tem a sua temperatura reduzida ao longo da serpentina.

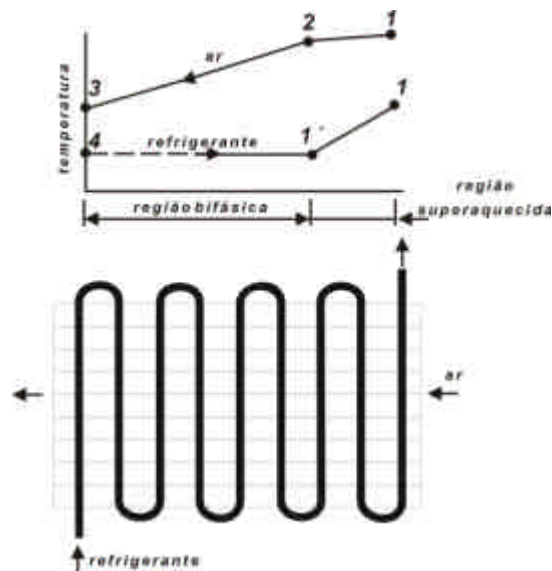


Figura 1.5 – Distribuição esquemática de temperatura do refrigerante e do ar ao longo de um evaporador de serpentina com tubos aletados.

O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos de um evaporador de expansão seca é bastante complexo, identificando-se duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor superaquecido (vide Fig. 1.5). Além disso, durante a operação do sistema de refrigeração, grandes períodos transientes podem surgir como consequência, por exemplo, do início do funcionamento do sistema, dos ciclos de parada e acionamento do compressor ou da variação das condições de operação do sistema. Durante tais períodos, as regiões líquida, bifásica ou de vapor podem se formar ou desaparecer, dificultando ainda mais a modelagem do escoamento.

Outro fator importante é o padrão complexo do escoamento do ar sobre as superfícies externas dos tubos e aletas, uma vez que as possibilidades de arranjos de circuitos de refrigerantes são numerosos. A combinação entre os processos de transferência de calor, transferência de massa (condensação do vapor d'água do ar) e transferência de quantidade de movimento complicam a análise, tornando necessário recorrer-se a trabalhos experimentais para a obtenção de dados empíricos a serem usados em modelos teóricos.

Esse grande número de fenômenos mostra que os sistemas de refrigeração e condicionamento de ar operam sob condições variáveis e, assim, uma condição única de regime permanente não existe, especialmente se os controles de capacidade do sistema estiverem ajustados para uma dada situação. Portanto, as investigações não devem se restringir à análise do regime permanente, mas também, incluir o regime transiente ou a análise dinâmica.

Usualmente, o processo de transferência de calor entre o refrigerante e o ar em um evaporador de serpentina com tubos aletados ocorre em escoamento de fluxo cruzado, como mostrado nas Figs. 1.5 e 1.6. A fim de melhorar a eficiência de transferência de calor ou buscar as condições ideais de funcionamento, várias configurações de tubos são empregadas, vide Fig. 1.6, e vários métodos para se escolher o melhor circuito são utilizados.

Na Figura 1.6 são mostrados, esquematicamente, quatro possibilidades de serpentinhas com diferentes circuitos de refrigerante. As serpentinhas 1 e 2 compõem-se de um circuito de refrigerante simples, sem ramificações, respectivamente, contendo três e quatro fileiras de tubos, com oito tubos em cada fileira. As serpentinhas 3 e 4 compõem-se de circuitos complexos de refrigerante e possuem o mesmo número de tubos do que a serpentina 1, mas com ramificações e junções em diferentes pontos ao longo da trajetória do escoamento. A serpentina 3, por exemplo, possui uma ramificação com 10 tubos, duas ramificações com 6 tubos e uma ramificação com 2 tubos.

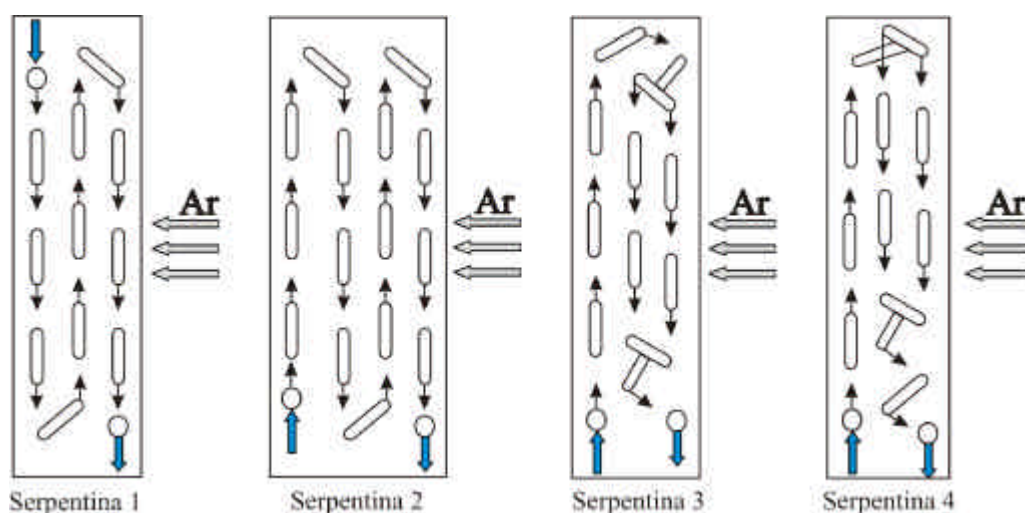


Figura 1.6 – Esquemas de circuitos de refrigerantes.

Essa diversidade de configurações de circuitos torna a modelagem do escoamento ainda mais complexa, fazendo com que os modelos que usam a formulação distribuída, conhecidos

como modelos distribuídos, sejam cada vez mais utilizados em razão da flexibilidade e aplicabilidade em descrever, além do comportamento dinâmico, a diversidade geométrica dos evaporadores de serpentina com tubos aletados.

Além dos tipos anteriores, há também os evaporadores de placa mostrados na Fig. 1.7, geralmente construídos de duas chapas lisas de metal soldadas, com relevo tal que permita um trajeto para o fluxo de refrigerante entre as duas chapas. Esse tipo particular de evaporador, também chamado de *roll bound*, é muito utilizado em refrigeradores domésticos, pois é de fácil limpeza, de fabricação econômica e pode ser prontamente moldado em várias formas.

Outro tipo de evaporador de placa é constituído de uma tubulação instalada entre duas placas de metal que são soldadas juntas nas bordas. A fim de garantir o bom contato térmico entre as placas e o tubo, o espaço entre as placas é preenchido com uma solução eutética ou é evacuado, de modo que a pressão atmosférica exercida na superfície externa das placas fixe-as firmemente contra o tubo. Aqueles que contém a solução eutética são usados especialmente quando é requerida uma capacidade excedente. Muitos são usados em caminhões refrigerados, sendo que a temperatura das placas é controlada pelo ponto de fusão da solução eutética.



Figura 1.7 - Evaporadores de placas conformadas.

Os evaporadores de placa proporcionam excelentes prateleiras em câmaras frigoríficas e aplicações similares. Eles também são muito usados como divisões em frigoríficos, caixas de exposição de alimentos congelados e câmaras de sorvetes. Os evaporadores de placa são usados especialmente para instalações de resfriamento de líquido, nas quais condições de carga máxima não são encontradas periodicamente.

Os evaporadores de serpentinas aletadas podem ser compactos, pois têm maior área de superfície por unidade de comprimento do que os evaporadores de superfície primária.

Geralmente, uma serpentina aletada ocupará menos espaço do que um evaporador de tubo liso ou do que um evaporador de placa de mesma capacidade. Isso assegura uma economia considerável de espaço e torna as serpentinas aletadas as mais indicadas para o uso com ventiladores, em unidades de convecção forçada.

1.2 Revisão Bibliográfica

Vários estudos experimentais e/ou teóricos, sobre evaporadores têm sido documentados na literatura. A maioria das pesquisas apresentadas referem-se a trocadores de calor usados em sistema de refrigeração comerciais e em aplicações de ar-condicionado.

Em função do grande número de fenômenos envolvidos no funcionamento dos evaporadores, diferentes aspectos têm sido analisados, tais como: efeitos da distribuição de ar no desempenho do evaporador; influência da configuração dos circuitos dos tubos do evaporador; efeito do tipo de aleta; estudo do comportamento dinâmico do evaporador quando submetido a variações das condições de operação e outros.

Wang e Toubert (1991) forneceram uma boa revisão bibliográfica dos modelos de análise do desempenho de evaporadores, e os classificaram em quatro grupos: modelos de “caixa preta”, de uma-zona, de duas-zonas e distribuídos. Dentre esses, os que fornecem melhores resultados do comportamento dinâmico do evaporador são os modelos distribuídos. Entretanto, um de seus problemas principais é a descrição da fração de vazio e do escoamento bifásico. A transferência de quantidade de movimento entre as fases líquida e de vapor causa o efeito de deslizamento, que influencia a distribuição de massa do refrigerante. Dessa forma, a fração de vazio deve ser adequadamente descrita para tornar o modelo distribuído mais realista.

Wang e Toubert (1991), apresentaram também um modelo distribuído que leva em conta o efeito do escorregamento entre as fases líquido-vapor no escoamento evaporativo, usando uma equação simplificada de propagação da fração de vazio para descrever o fenômeno de transporte de massa ocorrendo na região de escoamento bifásico. Nessa análise, a temperatura do refrigerante foi considerada constante na região bifásica uma vez que a equação da energia foi integrada e a perda de carga foi considerada apenas no final da região bifásica. Sendo o modelo distribuído, a hipótese de temperatura constante, pode resultar em erros na obtenção da temperatura do ar e de outros parâmetros.

Jia *et al.* (1995) realizaram um trabalho experimental e também apresentaram um modelo distribuído para analisar o escoamento nos regimes permanente e transiente no interior de um evaporador de expansão seca. O modelo permite o cálculo de distribuições de velocidade e de

temperatura do refrigerante, da fração de vazão, da temperatura da parede do tubo, da temperatura e umidade do ar. Jia *et al.* (1995) assumem que a vazão em massa de refrigerante é uniforme em cada circuito, que o escoamento evaporativo bifásico no interior dos tubos é unidimensional e homogêneo, que a variação da energia potencial e a condução de calor axial na parede do tubo são desprezíveis e que não ocorre formação de gelo na superfície externa dos tubos. Os resultados foram comparados com resultados experimentais obtidos em evaporadores comerciais operando com o refrigerante HFC-134a e indicaram que o modelo fornece uma estimativa razoável da resposta dinâmica do evaporador, a uma variação da vazão do refrigerante em sua entrada.

Bensafi *et al.* (1997) analisaram o desempenho de trocadores de calor do tipo serpentina com tubo aletado, utilizando um modelo computacional, conhecido como CYRANO, desenvolvido para o projeto de evaporadores e condensadores, que considera uma variedade de fluidos puros, incluindo água e vapor. Circuitos complexos e não uniformes de distribuição de ar também podem ser considerados. O programa discretiza trocadores de calor em elementos de tubos, nos quais as equações governantes são resolvidas usando valores locais de temperatura, pressão, propriedades físicas e coeficientes de transferência de calor. Os dados obtidos pelo código computacional em serpentinas aletadas usando fluidos puros foram comparados com resultados experimentais e mostram erros menores do que 5% na taxa de transferência de calor e de 30% na queda de pressão de refrigerante.

Um estudo experimental e teórico do desempenho de evaporadores de serpentina aletadas resfriados a ar foi realizado por Horuz *et al.* (1998). Nesse trabalho, analisaram-se alguns parâmetros tais como: a velocidade do ar, o diâmetro dos tubos, a temperatura do evaporador, tipos de refrigerantes, a formação de gelo e o coeficiente global de transferência de calor. Verificou-se que os valores do coeficiente global de transferência de calor apresentados em alguns catálogos industriais são em média de 15 a 30% maiores do que alguns valores experimentais.

Utilizando um modelo distribuído, Jia *et al.* (1999), avaliaram a influência do modelo do escoamento bifásico na resposta transiente de um evaporador de expansão seca. Foram utilizados para o escoamento bifásico o modelo homogêneo e o modelo de escoamentos separados. Três modelos para a razão de deslizamento foram analisados e os resultados foram comparados com dados experimentais obtidos em evaporadores comerciais operando com o refrigerante HFC-134a. Verificou-se que os modelos de fluxo com escorregamento forneceram predições satisfatórias do desempenho de evaporadores comparados com dados experimentais. Comparado

com os modelos de fluxo com escorregamento, o modelo homogêneo subestimou o grau de superaquecimento do refrigerante ao longo da serpentina e antecipou a resposta transiente quando o evaporador foi submetido a uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante em sua entrada.

Friedel (1982), comparou as correlações para a fração de vazio e para a razão de deslizamento, disponíveis na época, e mostrou que esses parâmetros dependem da direção do escoamento. Sob as mesmas condições de teste Friedel (1982) mostrou que a razão de deslizamento é maior no escoamento vertical ascendente do que no escoamento vertical descendente e varia entre esses dois valores limites no escoamento horizontal. A fração de vazio, entretanto, é menor em escoamentos verticais ascendentes do que em escoamentos descendentes ficando, novamente, entre esses dois valores, nos escoamentos horizontais. Tais diferenças são menores, quando o escoamento bifásico é considerado homogêneo.

Um estudo recente para analisar o efeito dos modelos de fração de vazio na simulação numérica de evaporadores e condensadores, foi apresentado por Hermes *et al.* (2001). Nesse trabalho, Hermes *et al.* (2001) apresentam um modelo distribuído unidimensional a partir do qual pode-se obter as distribuições de pressão, entalpia e massa específica ao longo do trocador de calor na condição de regime permanente e estimar a massa total de refrigerante, a taxa global de transferência de calor e a queda de pressão. Além disso, o modelo permite que se analise tanto o efeito local da fração de vazio no escoamento como a sua influência no desempenho global do trocador de calor. Foram realizadas comparações entre diferentes modelos de fração de vazio encontrados na literatura, tais como: Zivi (1964), Smith (1969), Premoli *et al.* (1970), Newell *et al.* (2001) e outros. Os resultados mostram que o grupo de modelos baseados na razão de deslizamento tendem a subestimar a massa de refrigerante no trocador de calor, já que apresentam valores elevados para a fração de vazio, embora apresentem resultados mais realistas para a queda de pressão.

Liang *et al.* (1999) utilizaram um modelo distribuído para prever o desempenho de um evaporador de expansão seca operando em regime permanente. O modelo numérico calcula a vazão em massa ou o comprimento da serpentina do evaporador, considera a queda de pressão do refrigerante e as aletas parcialmente ou totalmente molhadas. Os resultados simulados são comparados com resultados experimentais de um evaporador operando com o refrigerante HFC-134a. Liang *et al.* (1999) também analisaram o efeito da umidade do ar e da substituição do HFC-134a pelo CFC-12 no desempenho do evaporador. As taxas de transferência de calor obtidas pelo modelo possuem uma incerteza de 10% em relação aos valores medidos,

considerando diferentes condições do escoamento de ar.

Os resultados obtidos por Liang *et al.* (1999) revelaram que a umidade do ar tem grande influência no desempenho do evaporador, sendo que um maior consumo de energia é requerido, à medida que a umidade relativa do ar aumenta. Na substituição do HFC-134a pelo CFC-12 ocorreu um ligeiro aumento da taxa de condensação do ar e do efeito de refrigeração, uma diminuição da vazão em massa de refrigerante, permanecendo a temperatura de saída do ar aproximadamente constante. A área total de transferência de calor para o HFC-134a, para o mesmo efeito de refrigeração, é 7% menor em relação àquela requerida para o CFC-12 em razão do maior coeficiente de transferência de calor do HFC-134a.

Liang *et al.* (1999) verificaram também que a perda de pressão foi mais acentuada quando o HFC-134a foi utilizado e analisando os resultados obtidos, concluíram que o modelo elaborado é útil para prever o desempenho de evaporadores de expansão seca.

Barbieri (2001) analisou a resposta dinâmica de evaporadores de serpentina com tubos aletados, apresentando um modelo numérico distribuído e considerando o escoamento bifásico como homogêneo. Conhecidos os dados geométricos e as condições de operação na entrada da serpentina e na entrada do ar o modelo permite uma análise do desempenho do evaporador, ou seja, calcula a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída do refrigerante e do ar. Os resultados obtidos por Barbieri (2001) indicaram que o modelo fornece uma estimativa satisfatória da resposta transiente de um evaporador, submetido a uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante em sua entrada.

Liang *et al.* (2001) desenvolveram um modelo numérico distribuído para a análise do desempenho, no regime permanente, de evaporadores de serpentina aletados de expansão direta, com circuitos complexos de refrigerante. Os resultados calculados foram comparados com os dados experimentais obtidos em evaporadores, usando o refrigerante HFC-134a. Quatro serpentinas sujeitas a diferentes condições do escoamento de ar, foram testadas e suas capacidades de refrigeração, ou capacidades frigoríficas, analisadas pelo modelo, desviam-se em 5% dos respectivos valores medidos. Os valores de queda de pressão preditos pelo modelo desviam-se em 25% em relação aos valores medidos.

Nesse trabalho, Liang *et al.* (2001) mostraram que, para serpentinas com circuitos simples de refrigerante, sem ramificações, a forma das distribuições do gradiente de pressão e do coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante são similares. Tanto o gradiente de pressão como o coeficiente de transferência de calor possuem valores relativamente reduzidos na região bifásica de título reduzido, e valores muito maiores na região bifásica de título elevado.

Dessa forma, a variação da vazão de refrigerante em diferentes regiões, pode ser uma maneira razoável de balancear o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão ao longo da serpentina. Uma forma conveniente de variar a vazão de refrigerante ao longo da trajetória do escoamento é a junção ou a ramificação dos circuitos de refrigerante. A partir dos resultados obtidos, mostrou-se que, usando um circuito complexo no qual os circuitos individuais são unidos ou ramificados, a área de transferência de calor pode ser reduzida em 5 %, em relação a uma serpentina com um circuito simples.

Para simular uma serpentina com um circuito de refrigerante complexo, Liang *et al.* (2001) propõem uma abordagem que permite a ligação de todos os volumes de controle para a realização dos cálculos. Dessa forma, o escoamento ao longo da serpentina pode ser simulado realizando-se balanços de conservação em volumes de controles. Inicialmente é necessário gerar um diagrama que estabelece a configuração da serpentina, identificando-se as ramificações e as junções do circuito do escoamento do refrigerante. Embora o circuito de refrigerante seja complexo, o diagrama gerado é usualmente simples e a serpentina é considerada como um conjunto de várias ramificações.

Observa-se que nos trabalhos experimentais encontrados na literatura, muitas vezes, os dados obtidos não são apresentados de forma organizada e completa, dificultando a validação de modelos numéricos. Além disso, embora sejam encontrados na literatura vários estudos, tanto experimentais quanto computacionais, sobre evaporadores de serpentina com tubos aletados, os modelos que analisam o comportamento transiente desse tipo de evaporador são poucos e bastante recentes. Nota-se que vários parâmetros e efeitos ainda precisam ser analisados, para melhorar o entendimento e a modelagem dos fenômenos complexos envolvidos neste tipo de problema.

1.3 Objetivos da Dissertação

No presente trabalho, apresenta-se um modelo numérico distribuído para a simulação do desempenho e da resposta transiente de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, comuns em sistemas de refrigeração e ar condicionado. O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor superaquecido. Considera-se a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoam em fluxo cruzado na parte externa dos tubos. Na região bifásica, considera-se o deslizamento entre as fases, procurando-se

reproduzir melhor os resultados experimentais e também o melhor entendimento dos fenômenos complexos envolvidos nesse tipo de escoamento.

O modelo permite o cálculo, nos regimes permanente e transiente, da vazão em massa de fluido refrigerante, das distribuições locais de temperatura do refrigerante, temperatura da parede do tubo e temperatura do ar, da velocidade do refrigerante e da umidade do ar, conhecidos os parâmetros geométricos do evaporador e as condições de operação. Além disso, o modelo permite a análise de algumas configurações de serpentinas de evaporadores com diferentes circuitos dos tubos.

O método de volumes finitos é usado na discretização das equações governantes e o método de Newton-Raphson é utilizado para a solução do sistema de equações resultante. A vazão em massa de refrigerante ao longo da serpentina é calculada por um procedimento iterativo, usando-se o método de minimização de Levenberg-Marquardt.

Para validar o modelo desenvolvido, os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais e numéricos disponíveis na literatura. Além disso, os resultados calculados são comparados com aqueles obtidos pelo modelo que considera o escoamento bifásico como homogêneo.

1.4 Esboço da Dissertação

Este texto está dividido em seis capítulos e cinco apêndices, cujos assuntos são resumidos a seguir.

Capítulo 2. Fundamentos dos Escoamentos Bifásicos. Neste capítulo são apresentados alguns fundamentos dos escoamentos bifásicos, a classificação geral e as suas diferentes aplicações tecnológicas. Além disso, apresentam-se importantes aspectos qualitativos desses escoamentos e alguns fundamentos sobre a transferência de calor em ebulição convectiva, os parâmetros básicos e os métodos de análise dos escoamentos bifásicos.

Capítulo 3. Formulação do Problema. Neste capítulo apresenta-se o modelo proposto neste trabalho, incluindo as hipóteses simplificativas consideradas, as equações governantes para a análise do escoamento ao longo de evaporadores de expansão seca do tipo serpentina com tubos aletados e as condições iniciais do problema. Apresentam também, as equações constitutivas para o cálculo da força de atrito, dos coeficientes de transferência de calor e da razão de deslizamento, necessárias para se obter a solução do sistema de equações governantes.

Capítulo 4. Metodologia de Solução. Neste capítulo são apresentados a metodologia usada na solução das equações governantes do problema e as configurações das serpentinas analisadas. As equações são discretizadas usando-se o método de volumes finitos e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado pelo método de Newton-Raphson. O método de estimativa de parâmetros não-lineares de Levenberg-Marquardt é usado para o cálculo da vazão em massa de refrigerante.

Capítulo 5. Resultados e Discussão. Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos para os regimes permanente e transiente e também, os resultados computacionais relativos à análise da influência da disposição de alguns tipos de circuitos de refrigerante sobre o desempenho de evaporadores de serpentina com tubos aletados. Tais resultados são comparados com dados disponíveis na literatura, tanto para o problema direto como para o problema inverso.

Capítulo 6. Conclusões. Neste capítulo são apresentadas as conclusões do trabalho desenvolvido e algumas sugestões para trabalhos futuros.

Apêndice A. Equações Constitutivas. Neste apêndice são apresentadas as equações para o cálculo das propriedades termofísicas do refrigerante, do ar, da água, do material da parede do tubo e das aletas.

Apêndice B. Parâmetros Geométricos do Evaporador. Neste apêndice são apresentados os parâmetros geométricos do evaporador analisado e as equações para o cálculo das diferentes áreas usadas na solução das equações governantes do problema.

Apêndice C. Método de Newton-Raphson. Neste apêndice é apresentado o método de Newton-Raphson usado para a solução do sistema de equações algébricas.

Apêndice D. Estimativa de Parâmetros Não-Lineares: Método de Levenberg-Marquardt. Neste apêndice é apresentado o método de estimativa de parâmetros não-lineares de Levenberg-Marquardt usado para o cálculo da vazão em massa de refrigerante.

Apêndice E. Fluxograma do Algoritmo Numérico.

Fundamentos dos escoamentos Bifásicos

Neste capítulo apresentam-se alguns fundamentos dos escoamentos bifásicos, uma vez que a análise de evaporadores de serpentina com tubos aletados requer uma modelagem adequada do escoamento bifásico envolvido. Além das diferentes aplicações tecnológicas, apresentam-se a classificação geral e importantes aspectos qualitativos desses escoamentos.

Apresentam-se, também, alguns fundamentos sobre a transferência de calor em ebulição convectiva, os parâmetros básicos e os métodos de análise dos escoamentos bifásicos.

2.1 Introdução

Os escoamentos bifásicos ou multifásicos estão presentes em uma grande variedade de problemas de engenharia e possuem uma importância fundamental, tanto na determinação das condições ótimas de projeto de um sistema, quanto na preocupação com as suas condições de operação. Além disso, esse tipo de escoamento apresenta-se em uma grande variedade de fenômenos naturais, que precisam ser melhor entendidos.

Algumas aplicações importantes são (Ishii, 1975):

- (i) Sistemas de geração de potência: reatores nucleares, motores de combustão interna, motores a jato, propelentes líquidos ou sólidos para foguetes;
- (ii) Sistemas de transferência de calor: sistemas de refrigeração e ar-condicionado, evaporadores, condensadores, torres de resfriamento e secadores;
- (iii) Sistemas de lubrificação e canalizações para o transporte de misturas de gases e óleos, de fibras e de partículas sólidas pulverizadas;
- (iv) Fenômenos geo-meteorológicos tais como: sedimentação, erosão de solos, formação de dunas, formação e movimento de gotas de chuva e formação de gelo.

A vaporização de um líquido escoando ao longo de um tubo e originando um escoamento bifásico líquido-vapor, pode ocorrer em razão da adição de calor ou como resultado da redução de pressão desse líquido. Salienta-se que em muitas aplicações esses dois processos podem ocorrer simultaneamente.

No escoamento bifásico, tanto a adição ou a remoção de calor, quanto a redução de pressão do fluido, causam variações na quantidade e na distribuição espacial de cada fase, alterando o

padrão ou a topologia do escoamento. Em virtude dessas variações e das mudanças contínuas nas propriedades do fluido ao longo do tubo, o escoamento não se torna plenamente desenvolvido. Em adição a essa situação de não-equilíbrio local, algumas situações envolvem propriedades que variam com o tempo e o não-equilíbrio termodinâmico.

Além das forças relacionadas com os efeitos de inércia, efeitos viscosos e de pressão, presentes no escoamento monofásico, os escoamentos bifásicos são afetados pela força de tensão interfacial, pelas características de molhamento do líquido sobre a parede do tubo e pela transferência de massa, quantidade de movimento e calor entre as fases. Observa-se, com isso, a complexidade dos fenômenos presentes nos escoamentos bifásicos.

2.2 Classificação Geral

A característica singular dos escoamentos bifásicos é a presença de uma ou várias interfaces separando as fases, o que introduz grandes dificuldades nas formulações matemática e física do problema. Tais escoamentos são classificados de acordo com a combinação entre as fases (Ishii, 1975), em: (i) mistura gás-sólido; (ii) mistura gás-líquido; (iii) mistura líquido-sólido; (iv) mistura de dois líquidos imiscíveis.

Outra forma de classificação baseia-se na estrutura das interfaces e na distribuição topográfica de cada fase e é mais complexa, uma vez que esses dois parâmetros variam continuamente. Considerando tais parâmetros, Ishii (1975) classificou os escoamentos bifásicos em: dispersos, mistos ou de transição e separados. Os escoamentos dispersos ainda podem ser subdivididos segundo a fase dispersa, em: bolhas, gotas e partículas sólidas. A fase dispersa pode ter diferentes geometrias, desde a esférica ou elíptica até geometrias completamente arbitrarias.

A classe de escoamentos separados, dependendo do tipo de interface, é subdividida em:

- (i) escoamentos planos, que incluem escoamentos em películas e escoamentos estratificados;
- (ii) escoamentos quase-axissimétricos, que envolvem escoamentos em jatos e os escoamentos em regime anular.

A classe dos escoamentos mistos ou de transição é caracterizada pela presença tanto dos escoamentos dispersos quanto dos separados. Essa classe apresenta-se com frequência nos escoamentos de misturas de líquido-vapor com mudança de fase ocorrendo progressivamente ao longo de um tubo. Nesse caso, o escoamento é também subdividido de acordo com a fase dispersa, podendo-se distinguir os regimes: agitante, anular-bolhas e anular-gotas.

2.3 Parâmetros Básicos

Considerando o escoamento bifásico líquido-vapor, mostrado esquematicamente na Fig. 2.1, a vazão em massa total ao longo do tubo, \dot{m} , é igual à soma das vazões em massa do vapor, \dot{m}_v , e do líquido, \dot{m}_l , ou seja,

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_l \quad (2.1)$$

A razão entre a vazão em massa de vapor e a vazão em massa total, x^* ,

$$x^* = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (2.2)$$

é freqüentemente denominada de fração de secagem (*dryness fraction*) ou de título, pois geralmente, é assumida ser igual ao título termodinâmico (razão entre a massa de vapor e a massa total) nos processos de evaporação e condensação convectivos (Carey, 1992). Da mesma forma o termo $(1 - x^*) = (\dot{m}_l / \dot{m})$, é conhecido como fração de umidade (*wetness fraction*). Salienta-se que, as definições de fração de secagem e de título termodinâmico são coincidentes somente quando há equilíbrio termodinâmico, ou seja, as fases de líquido e vapor estão na mesma temperatura de saturação, em uma dada pressão.

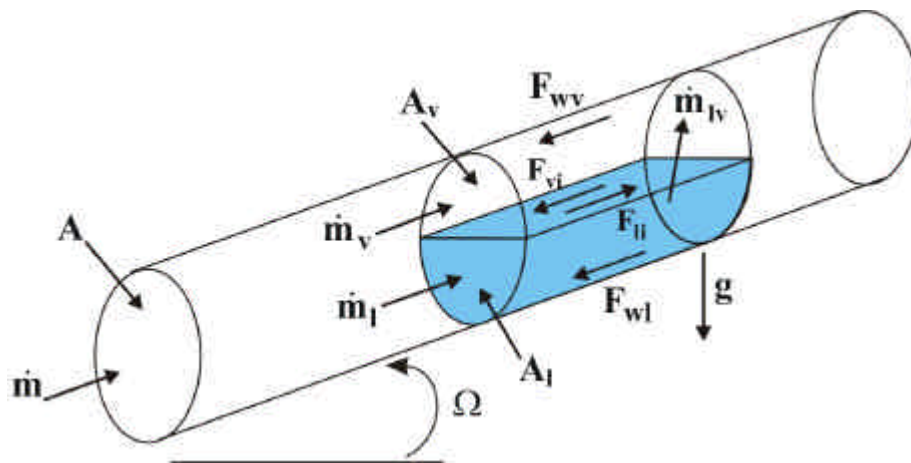


Figura 2.1 - Modelo idealizado para escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo inclinado

(Carey, 1992).

Na figura 2.1, Ω e g são, respectivamente, o ângulo de inclinação do tubo e a aceleração da

gravidade local.

Para um tubo com área de seção transversal A , o fluxo de massa G , é definido como,

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2.3)$$

A fração de vazio, ou fração de vapor, α , é definida como a razão entre a área da seção transversal do escoamento ocupada pelo vapor, A_v , e a área total da seção transversal, A , ou seja,

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (2.4)$$

na qual $A = (A_v + A_l)$ e A_l é a área da seção transversal ocupada pelo líquido. Segue-se da Eq. (2.4) que a fração de líquido é dada por:

$$\alpha_l = 1 - \alpha = \frac{A_l}{A} \quad (2.5)$$

Usando-se as Eqs. (2.2) e (2.4) as vazões em massa de líquido e de vapor, são, respectivamente, dadas por,

$$\dot{m}_l = (1 - \alpha)\rho_l u_l A = (1 - x^*)\dot{m} \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_v = \alpha\rho_v u_v A = x^*\dot{m} \quad (2.7)$$

Dividindo-se as Eqs. (2.6) e (2.7) pela área A da seção transversal do tubo e usando-se a Eq. (2.3), obtém-se, respectivamente, para as fases líquida e vapor,

$$(1 - x^*)G = (1 - \alpha)\rho_l u_l \quad (2.8)$$

$$x^*G = \alpha\rho_v u_v \quad (2.9)$$

nas quais u é a velocidade média da fase, ρ é a massa específica e os subíndices l e v indicam respectivamente, as fases líquida e de vapor.

No estudo dos escoamentos bifásicos é útil a definição dos fluxos superficiais de vapor, j_v , e

de líquido, j_l , respectivamente, dados por,

$$j_v = \alpha u_v = \frac{Gx^*}{\rho_v} \quad (2.10)$$

$$j_l = (1 - \alpha) u_l = \frac{G(1 - x^*)}{\rho_l} \quad (2.11)$$

Os fluxos superficiais possuem unidades de velocidade, mas podem também ser interpretados como fluxos volumétricos de cada fase ao longo de um duto. O valor numérico de cada um deles é igual à velocidade que resultaria se cada fase escoasse sozinha ao longo do tubo, em sua própria vazão.

2.4 Regimes do Escoamento Bifásico em Tubos Horizontais

A disposição entre as fases mostrada esquematicamente na Fig. 2.1, é bastante simples. Nos casos reais, entretanto, a morfologia dos escoamentos bifásicos pode ser muito complexa e pode mudar, dependendo das propriedades do fluido e das condições do escoamento.

De forma geral, diferenças nos padrões dos escoamento bifásicos podem ser encontradas dependendo da posição do tubo, se vertical ou horizontal. Uma das diferenças principais entre esses dois casos é a freqüente tendência à estratificação que ocorre nos escoamentos horizontais, em função da influência da força gravitacional. O vapor tende a migrar para a parte superior do tubo, enquanto que a maior parcela de líquido escoar na parte inferior.

Para o escoamento bifásico em tubos horizontais, os regimes usualmente encontrados são mostrados na Fig. 2.2. Nas regiões em que o título da mistura é muito reduzido, o escoamento no regime de bolhas (*bubbly flow*) é usualmente encontrado. Este tipo de regime é caracterizado por bolhas discretas de vapor dispersas na fase líquida. O tamanho médio dessas bolhas é, geralmente, pequeno comparado com o diâmetro do tubo. Observa-se que as bolhas tendem a se aglomerar na porção superior do tubo.

Com o aumento do título no regime em bolhas, a coalescência de pequenas bolhas dá origem a bolhas maiores, semelhantes a tampões, que ocupam a porção superior do tubo. O escoamento resultante é denominado escoamento pistonado (*plug flow*).

Em escoamentos com vazões muito reduzidas e títulos razoavelmente altos, observa-se o regime estratificado (*stratified flow*). Nesse caso, o líquido escoar pela parte inferior do tubo e o

vapor escoar na parte superior, existindo uma interface relativamente uniforme.

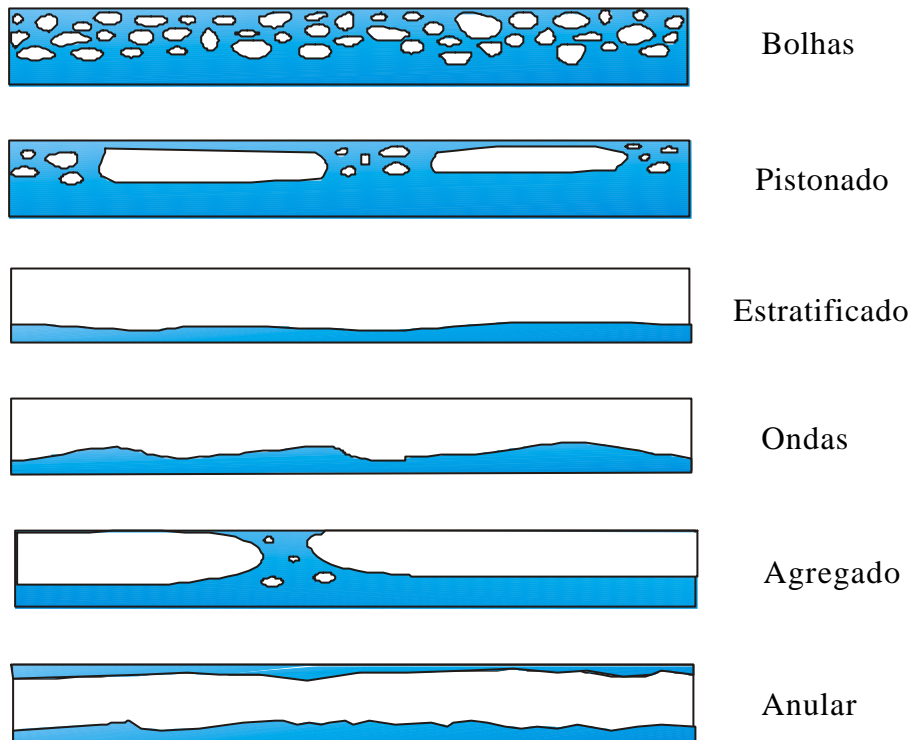


Figura 2.2 - Representação esquemática dos regimes observados em escoamentos horizontais líquido-gás.

À medida que as vazões de cada fase e/ou o título são aumentados no regime estratificado, eventualmente, a interface torna-se instável e ondulada, originando o escoamento conhecido como escoamento em ondas (*wavy flow*). O forte cisalhamento na interface e a formação e ruptura de ondas, pode arrastar gotículas de líquido para o interior do núcleo de vapor. Em vazões de líquido elevadas, a amplitude das ondas pode aumentar de tal forma que a ruptura poderá atingir o topo do tubo, formando grandes bolhas. Este tipo de regime é então conhecido como escoamento agregado (*slug flow*). Devido à força de empuxo, tais bolhas tendem a escoar na porção superior do tubo, presas à sua superfície.

Em vazões de líquido moderadas, com altas velocidades de vapor e títulos elevados aparece o escoamento anular (*anular flow*). Nesse caso um filme de líquido forma-se nas paredes do tubo e a fase de vapor escoar no interior desse filme. Quando a velocidade do escoamento do vapor é alta, a interface do filme de líquido torna-se instável, ocasionando a formação de ondas na interface. Os efeitos da força de empuxo tendem a reduzir a espessura do filme de líquido na porção superior do tubo e a aumentá-la na porção inferior, conforme se observa na Fig. 2.2. O

forte cisalhamento pode propiciar um arraste significativo de líquido para o núcleo de vapor.

Os regimes de escoamentos bifásicos descritos anteriormente e a transição entre eles podem ser representados em mapas de regimes de escoamento. Nesses mapas os regimes são representados por áreas em um gráfico, cujas coordenadas são os fluxos superficiais de cada fase, ou são parâmetros contendo esses fluxos. Um desses mapas, obtido por Taitel e Dukler (1976) é apresentado na Fig. 2.3.

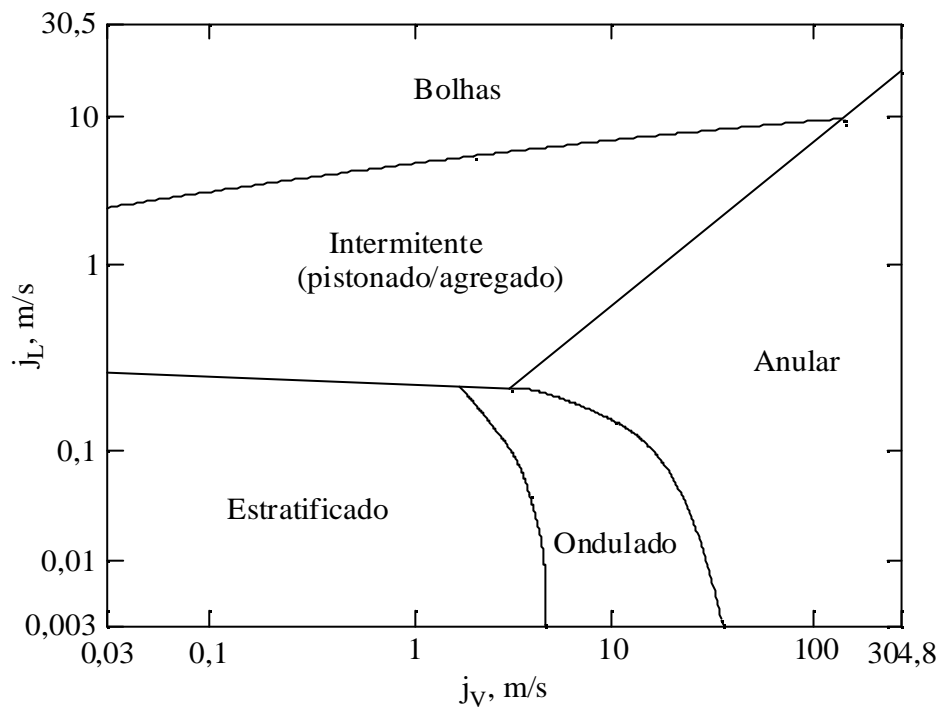


Figura 2.3 - Mapa de regimes de escoamentos horizontais líquido-gás (Taitel e Dukler, 1976).

2.5 Transferência de Calor em Ebulição Convectiva

Quando uma mudança de fase ocorre em um escoamento bifásico ao longo de um duto, vários regimes de escoamento podem ser encontrados em diferentes posições ao longo do comprimento. A seqüência de regimes depende basicamente da vazão, orientação do duto e do sentido do fluxo de calor.

Na Fig. 2.4 é mostrada, esquematicamente, a seqüência de regimes de escoamento e a variação do coeficiente de transferência de calor ao longo de dutos horizontais durante o processo de vaporização.

A ebulição convectiva em tubos ou canais é possivelmente o mais complexo processo de

mudança de fase encontrado em evaporadores e caldeiras. Na Fig. 2.4 observa-se, esquematicamente, um típico processo de vaporização que ocorre no interior de tubos, em que o fluido entra como líquido sub-resfriado e sai como vapor superaquecido. À medida que o processo de vaporização acontece a quantidade de vapor aumenta e, para manter o fluxo de massa do escoamento constante, a densidade média do escoamento diminui e a velocidade média aumenta. Como os regimes de escoamentos bifásicos são fortemente dependentes da velocidade relativa das fases, a aceleração do escoamento produz uma seqüência de mudanças nesses regimes.

No momento em que o processo de ebulição tem início, o regime de escoamento é o de bolhas (vide Fig. 2.4). Em seguida, observam-se, na seqüência os regimes pistonado, agregado, ondas, anular e misto disperso.

Juntamente com as mudanças do regime de escoamento, ocorre a mudança do mecanismo de vaporização. Como indicado na Fig. 2.4, a ebulição nucleada é, geralmente, o mecanismo de vaporização dominante durante o estabelecimento de bolhas. À medida que mais vapor é gerado a fração de vazio aumenta e o escoamento atinge o regime anular, tornando o processo de evaporação na interface líquido-vapor importante. Em títulos moderados ambos os mecanismos são importantes. À medida que a espessura do filme de líquido sobre a parede diminui, o processo de evaporação na interface torna-se o mecanismo de vaporização dominante. Em alguns casos a ebulição nucleada pode ser completamente suprimida, considerando-se apenas o mecanismo de evaporação em filme.

A aceleração do núcleo de vapor durante o regime de escoamento anular, no processo de vaporização, produz desprendimento – *entrainment* - de gotas da película de líquido. Esse efeito e a vaporização do filme de líquido reduzem a espessura do filme que pode, eventualmente, desaparecer em alguns pontos do tubo, causando o efeito de secagem (*dryout*). Em tubos horizontais, devido ao efeito da gravidade, os pontos de secagem são primeiramente observados na porção superior do tubo, permanecendo a porção inferior com o filme de líquido.

Próximo do estabelecimento dos pontos de secagem, a transferência de calor através do filme de líquido torna-se mais eficiente devido à diminuição de sua espessura. Como conseqüência o coeficiente de transferência de calor aumenta significativamente, como mostrado na Fig. 2.4.

Quando a parede do tubo está parcialmente seca, a transferência de calor das porções secas pode ser desconsiderada em comparação àquela das porções molhadas, nas quais ocorre o mecanismo de evaporação em película. À medida que as porções molhadas são eliminadas, o

coeficiente de transferência de calor diminui progressivamente.

Mesmo após o completo desaparecimento do filme de líquido, em muitos casos verifica-se a presença de gotas no escoamento, caracterizando o regime disperso. Como a vaporização continua, há transferência de calor da parede do tubo para as gotas, que pode ser acompanhada pela combinação de mecanismos de convecção através do gás, radiação, colisões entre as gotas e entre essas e a parede do tubo. Tal combinação não é muito efetiva e o coeficiente de transferência de calor associado é significativamente menor do que os valores associados com a ebulição nucleada e/ou evaporação em filme. No processo de evaporação em regime de escoamento disperso o coeficiente de transferência de calor diminui à medida que o título aumenta, até que o escoamento monofásico de vapor se estabeleça.

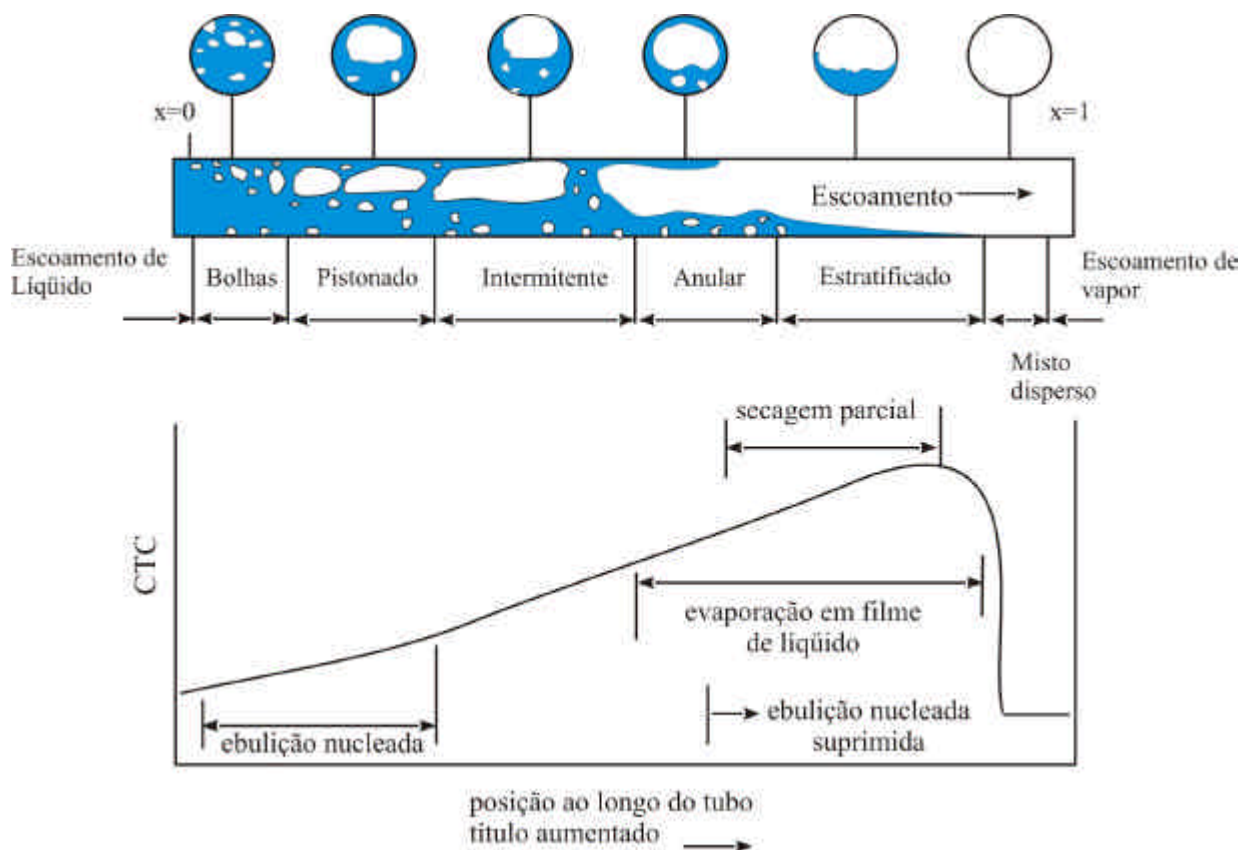


Figura 2.4 - Representação esquemática: (a) da seqüência de regimes do escoamento; (b) do coeficiente de transferência de calor, CTC, ao longo de dutos horizontais durante o processo de vaporização.

Diante do que foi descrito, observa-se que o processo de vaporização de um fluido em tubos horizontais é bastante complexo e depende profundamente das características do escoamento e

do tubo, dificultando ainda mais a obtenção de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

Nos últimos 40 anos, a comunidade científica tem se dedicado à determinação de correlações para o coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva de fluidos refrigerantes. Inicialmente, os estudos buscavam o desenvolvimento de correlações para a transferência de calor e para a queda de pressão baseadas em dados empíricos, mas pouco progresso foi obtido devido à limitada quantidade de dados experimentais disponíveis. Durante os anos 60, procurou-se melhorar o entendimento dos mecanismos físicos, o que foi comprovado pelo aumento das publicações nesse período.

Durante os anos 70 e parte dos anos 80 houve grandes realizações no campo da ebulição convectiva. Na metade dos anos 80, observou-se um crescimento das pesquisas no campo da ebulição convectiva, iniciado pelo surgimento do Protocolo de Montreal que, com o objetivo de controlar a destruição da camada de ozônio, impôs a substituição dos tradicionais CFCs, por refrigerantes ecologicamente seguros.

Com a necessidade de substituir os fluidos refrigerantes, a indústria de refrigeração estava diante de um novo cenário, no qual os novos equipamentos teriam que se adequar às novas características termofísicas desses novos fluidos. Com isso a determinação de correlações para o coeficiente de transferência de calor em ebulição convectiva tornou-se de fundamental importância para a otimização dos componentes, principalmente, os trocadores de calor, evaporadores e condensadores.

Em relação ao progresso conquistado, as correlações atualmente disponíveis, para o coeficiente de transferência de calor são ainda dependentes, até certo grau, das condições de operação e do fluido refrigerante. Por exemplo, em evaporadores de expansão seca predominam os regimes de escoamento anular, para vazões elevadas e estratificado, para vazões relativamente baixas.

2.6 Modelos de Análise

O método usado para análise dos escoamentos bifásicos é uma extensão do método amplamente usado para os escoamentos monofásicos. As equações que governam os princípios básicos de conservação de massa, de quantidade de movimento e de conservação de energia são obtidas e solucionadas usando-se hipóteses simplificativas.

Apesar das dificuldades na formulação matemática, a modelagem dos escoamentos bifásicos líquido-vapor apresentou um avanço significativo nas últimas décadas (Lahey e Drew, 1990). Os

primeiros estudos do escoamento e da transferência de calor em domínios bifásicos foram tratados de forma empírica. Atualmente existe uma tentativa de desenvolvimento de modelos teóricos mecanicistas, mas ainda resta muito a ser feito antes que esses modelos tornem-se completamente realistas.

Os principais modelos de análise dos escoamentos bifásicos são:

(i) Modelo Homogêneo

O modelo homogêneo é a técnica mais simples para a análise de escoamentos bifásicos. Nesse modelo o deslizamento entre as fases é desconsiderado e a mistura bifásica é tratada como um pseudofluido que obedece as equações usuais dos escoamentos monofásicos, com propriedades obtidas por uma média ponderada das propriedades 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 da transferência de calor pode, então, ser aplicado.

Whalley (1987) salienta que os resultados obtidos com o modelo homogêneo representam uma boa estimativa dos resultados experimentais do gradiente de pressão no escoamento ao longo de um tubo. A fração de vazio calculada pelo modelo homogêneo é uma boa estimativa de valor real se: $(\rho_1 / \rho_v) < 10$ ou se $G > 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ (cf. Whalley, 1987). Caso essas condições não sejam atendidas, o modelo homogêneo pode subestimar o valor da massa específica da mistura por um valor de 5 a 10 %.

(ii) Modelo de Escoamento Separado

Nesta abordagem considera-se que as fases sejam artificialmente segregadas, isto é, que tenham propriedades e velocidades diferentes e o modelo pode ser desenvolvido com vários graus de complexidade. Na versão mais simples, permite-se que somente as velocidades das fases sejam diferentes e as equações governantes são combinadas. Na versão mais sofisticada, dois conjuntos de equações de conservação de massa, quantidade de movimento e conservação de energia são escritas, um para cada fase e essas seis equações são resolvidas simultaneamente, em conjunto com as equações que descrevem a interação das fases entre si e com as paredes do tubo.

Em ambos os casos, devem ser fornecidas informações sobre a área da seção do duto ocupada por cada fase, ou alternativamente, sobre a velocidade de cada uma delas, e sobre o atrito com a parede do tubo. Na versão mais sofisticada, são requeridas informações adicionais sobre o atrito entre as fases. Tais informações são inseridas nas equações básicas, ou por meio de

modelos simplificados do escoamento ou mediante correlações empíricas, nas quais a fração de vazio e a tensão de cisalhamento na parede são relacionadas com variáveis primárias.

O modelo de fluxo com escorregamento, *drift flux*, desenvolvido por Wallis (1969), é essencialmente um modelo de escoamentos separados, no qual a atenção é voltada para o movimento relativo entre as fases e não para os seus movimentos individuais.

O modelo *drift flux* (Whalley, 1987), é mais adequado para escoamentos em que a velocidade da fase gasosa é bem definida, como nos regimes de escoamento em bolhas e no escoamento pistonado. Entretanto, esse modelo é pouco adequado para o escoamento anular, no qual há duas velocidades características para uma fase: a velocidade da película de líquido e a velocidade das gotas de líquido dispersas no núcleo de vapor.

(iii) Modelo de Dois Fluidos

Durante a década de 70, com o significativo crescimento da indústria nuclear, análises mais preciosas sobre as condições de segurança dos reatores nucleares tornaram-se prioridade. Em consequência, durante essa década iniciou-se o desenvolvimento do modelo de dois fluidos, a princípio para uma abordagem unidimensional e posteriormente para uma abordagem tridimensional (Lahey e Drew, 1990).

Nesse modelo, o escoamento é representado por uma seqüência de padrões, como aqueles encontrados quando um vapor e um líquido escoam juntos ao longo de um tubo. Um conjunto de equações que governam os balanços de massa, de quantidade de movimento e de energia, é escrito para cada fase. Para aplicar esse modelo, é necessário estabelecer os padrões de escoamento a serem considerados e usar critérios capazes de predizer as transições entre esses padrões.

Usando-se técnicas apropriadas, obtém-se equações médias no espaço ou no tempo, nas quais aparecem os termos que representam o transporte de massa, de quantidade de movimento e de energia de cada fase através das interfaces.

O modelo de dois fluidos, necessita também de informações sobre o atrito e a transferência de calor entre cada fase e as paredes do tubo. Conforme mostrado em estudos prévios (Ishii e Mishima, 1980), tais informações, em conjunto com as equações constitutivas dos termos de transferência interfacial devem ser suficientemente precisas. Caso contrário os resultados obtidos com esse modelo não serão significativamente melhores do que aqueles obtidos com modelos mais simplificados.

Ishii (1975) observou que as dificuldades matemáticas encontradas com a formulação local

e instantânea podem ser consideráveis e em alguns casos insuperáveis. Entretanto essa formulação pode ser diretamente aplicada no estudo de escoamentos separados, tais como o escoamento estratificado e o anular, no estudo do crescimento de uma bolha ou problemas envolvendo frentes de fusão ou solidificação. Adicionalmente, a formulação local e instantânea é a base fundamental de todos os modelos de escoamentos multifásicos cujas equações sejam obtidas por técnicas de realização de médias e é matematicamente rigorosa, desde que a hipótese do contínuo seja válida para cada subregião.

Os métodos de obtenção de valores médios que podem ser aplicados a problemas termo-hidrodinâmicos são aqueles que obtêm médias temporais, médias espaciais ou médias amostrais. Diferentes abordagens matemáticas usadas na obtenção do modelo de dois fluidos são apresentadas por Ishii (1975) usando a técnica da média temporal, por Delhaye (em Bergles, 1981) usando a técnica da média espacial e temporal e por Lahey e Drew (1990) usando a técnica da média amostral. Salienta-se que todas essas abordagens conduzem essencialmente ao mesmo modelo e todas dependem de correlações constitutivas para a sua complementação.

Para obter a forma unidimensional do modelo de dois fluidos integra-se o modelo tridimensional, apresentado por Ishii (1975), ao longo da área da seção transversal do tubo introduzindo-se valores médios adequados para as variáveis (Ishii e Mishima, 1984). Com a realização de médias, a informação sobre a alteração do valor local das variáveis na direção normal ao escoamento no interior do tubo é perdida e a transferência de quantidade de movimento e energia entre a parede e o fluido são expressas por correlações empíricas ou modelos simplificados.

Por simplicidade, as notações de médias no tempo e na área da seção transversal do tubo não serão usadas aqui, mas observa-se que as equações consideradas são equações médias no tempo e no espaço.

Com isso, as formas unidimensionais, no regime transiente, das equações que governam os balanços de massa, quantidade de movimento e energia para as fases líquida e vapor, são respectivamente, dadas por,

(i) Equações de Conservação da Massa

$$\frac{\partial}{\partial t} [(1 - \alpha)\rho_1] + \frac{\partial}{\partial z} [(1 - \alpha)\rho_1 u_1] = -\dot{m}_{1v} \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha\rho_v) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha\rho_v u_v) = \dot{m}_{1v} \quad (2.13)$$

na qual, t é tempo, z é a coordenada ao longo do tubo, os subíndices l e v indicam, respectivamente, as fases líquida e vapor, ρ é a massa específica, u é a velocidade e \dot{m}_{1v} é a taxa de conversão da fase líquida para a fase vapor por unidade de volume.

(ii) Equações da Quantidade de Movimento

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1-\alpha)\rho_l u_l] + \frac{\partial}{\partial z}[(1-\alpha)\rho_l u_l^2] = -(1-\alpha)\frac{\partial p}{\partial z} - F_{wl} + F_{lv} - \dot{m}_{1v} u_i \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha\rho_v u_v) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha\rho_v u_v^2) = -\alpha\frac{\partial p}{\partial z} - F_{wv} - F_{lv} + \dot{m}_{1v} u_i \quad (2.15)$$

na qual, p é a pressão do escoamento, F_{wl} e F_{wv} são as forças por unidade de volume em razão do atrito entre a parede do tubo e, respectivamente, as fases líquida e vapor, $F_{li} = -F_{vi} = F_{lv}$ é a força interfacial por unidade de volume atuando sobre a fase líquida na direção do escoamento e na direção oposta sobre a fase de vapor e u_i é a velocidade interfacial.

(iii) Equação de Conservação da Energia da Mistura Líquido-Vapor

A equação de conservação da energia da mistura líquido-vapor, desconsiderando as variações de energias cinética e potencial ao longo do tubo, é obtida somando-se as respectivas equações de cada fase, sendo dada por,

$$\frac{\partial}{\partial t}[\alpha\rho_v h_v + (1-\alpha)\rho_l h_l] + \frac{\partial}{\partial z}[\alpha\rho_v u_v h_v + (1-\alpha)\rho_l u_l h_l] = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{A_i}{A} dq''_{wr} \quad (2.16)$$

na qual, h_l e h_v são as entalpias, respectivamente, do líquido e do vapor, A_i é a área interna do tubo por unidade de comprimento e dq''_{wr} é fluxo de calor da parede do tubo para o fluido no interior do tubo.

Observa-se que, nesse caso, a hipótese de equilíbrio térmico entre as fases é considerada, uma vez que a equação a ser resolvida é da energia da mistura líquido-vapor. Caso, o não equilíbrio térmico seja considerado o modelo necessitará de uma equação de conservação de

energia para cada fase.

Para a solução do sistema de Eqs. 2.12 a 2.16 é necessário especificar as relações constitutivas da transferência interfacial de massa, de quantidade de movimento e de energia para cada fase, assim como é feito para o tensor de tensões e para o fluxo de calor. Além disso, para complementar o modelo, são necessárias equações para o cálculo das propriedades termodinâmicas.

Formulação do Problema

As equações governantes para a análise do escoamento ao longo de evaporadores de expansão seca do tipo serpentina com tubos aletados são apresentadas neste capítulo, com as condições iniciais e as hipóteses simplificativas consideradas no modelo. Apresentam-se também as equações constitutivas para o cálculo da força de atrito, dos coeficientes de transferência de calor e da razão de deslizamento, necessárias para se obter a solução do sistema de equações governantes.

3.1 Introdução

No modelo aqui proposto, o objetivo é a modelagem do escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos e do escoamento do ar do lado externo dos tubos, nos regimes permanente e transiente, em evaporadores de expansão seca do tipo serpentina com tubos aletados. Na Figura 3.1, mostra-se um esquema de um circuito desse tipo de evaporador e seus respectivos parâmetros geométricos.

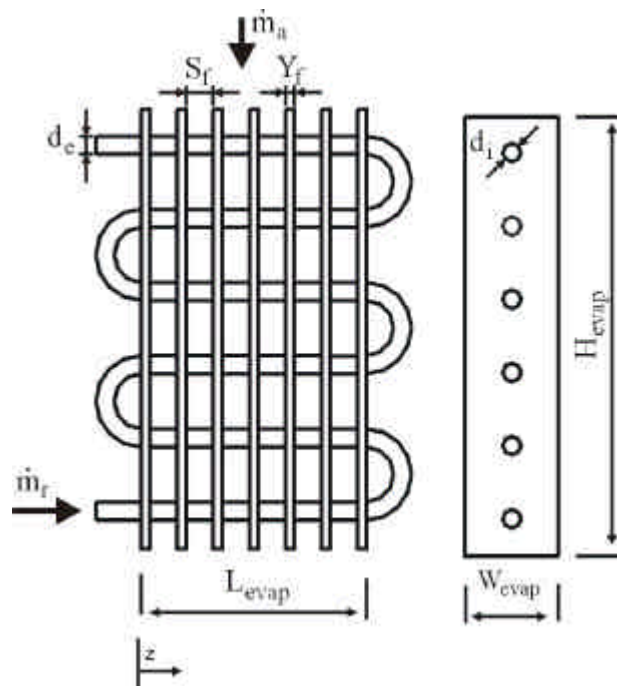


Figura 3.1 - Parâmetros geométricos do evaporador.

O escoamento ao longo da serpentina do evaporador é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e outra na qual o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido. No modelo, considera-se o deslizamento entre as fases líquida e vapor, a queda de pressão devido ao atrito e à aceleração do fluido refrigerante no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoar em fluxo cruzado externamente aos tubos.

Para simplificar o problema, as hipóteses consideradas são:

- a) o escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é unidimensional;
- b) a variação da energia potencial do refrigerante é desconsiderada;
- c) a difusão de calor na parede do tubo é desconsiderada;
- d) o escoamento do ar é incompressível;
- e) não há formação de gelo;
- f) o fluido refrigerante é isento de óleo.

3.2 Equações Governantes

As equações governantes do escoamento no interior do tubo são divididas conforme o tipo de escoamento: monofásico ou bifásico. As equações apresentadas a seguir referem-se à região de escoamento bifásico. Substituindo-se $\alpha = 1$, fração de vazio, nessas equações, obtém-se as equações governantes para a região monofásica, região de vapor superaquecido.

- **Equação da Conservação da Massa para o Refrigerante:**

Adicionando as Eqs. (2.12) e (2.13) e utilizando as Eqs. (2.8) e (2.9), a equação da conservação da massa para o refrigerante é dada por,

$$\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho}u)}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

na qual, t é o tempo, z é a coordenada ao longo do tubo do evaporador (vide Fig. 3.1) e $\tilde{\rho} = [\alpha\rho_v + (1-\alpha)\rho_l]$ é a massa específica da mistura líquido-vapor.

A fração de vazio é dada por,

$$\alpha = \left\{ 1 + \left[S \frac{\rho_v}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (3.2)$$

na qual, $S = (u_v / u_l)$ é a razão de deslizamento entre as fases e u_v e u_l são, respectivamente, as velocidades das fases de vapor e líquida. Observa-se que, no modelo homogêneo a razão de deslizamento é igual à unidade, $S = 1$, e para os modelos não-homogêneos, ou seja, aqueles que consideram o deslizamento entre as fases, o parâmetro S pode depender das propriedades do fluido, do título e do fluxo de massa.

Adicionando-se as Eqs. (2.8) e (2.9) e usando a Eq. (2.3), na qual $\dot{m}_r = \tilde{\rho}uA$, a velocidade média do escoamento, u , é dada por,

$$u = \frac{G}{\tilde{\rho}} = \frac{(1 - \alpha)\rho_l u_l + \alpha\rho_v u_v}{\tilde{\rho}} \quad (3.3)$$

- ***Equação da Quantidade de Movimento para o Refrigerante:***

Adicionando as Eqs. (2.14) e (2.15) e utilizando as Eqs. (2.8), (2.9), (3.2) e (3.3) obtém-se a equação da quantidade de movimento para o escoamento do refrigerante, dada por,

$$\frac{\partial(\tilde{\rho}u)}{\partial t} + \frac{\partial(\beta\tilde{\rho}u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (3.4)$$

na qual, $p = p(h_r, \tilde{\rho})$ é a pressão do fluido refrigerante, calculado por uma equação de estado, $F_z = (F_{wv} + F_{wl})$ é a força por unidade de volume em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do tubo e β , é dado por,

$$\beta = x^2 \left[1 + \frac{\rho_l(1 - \alpha)}{\alpha\rho_v} \right] + (1 - x)^2 \left[1 + \frac{\alpha\rho_v}{(1 - \alpha)\rho_l} \right] \quad (3.5)$$

Na equação (3.4) a força de atrito por unidade de volume, F_z , representa a parcela da queda de pressão causada pelo atrito entre o refrigerante e a parede do tubo. Frequentemente esse termo é representado por $F_z = (dp_F / dz)$.

- ***Equação da Conservação da Energia para o Refrigerante:***

Substituindo as Eqs. (2.8), (2.9) e (3.3) na Eq. (2.16) obtém-se,

$$\frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\tilde{h}u) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{A_i}{A_{tub}} dq''_{wr} \quad (3.6)$$

na qual $\tilde{h} = \tilde{\rho} h_r = [\alpha \rho_v h_v + (1 - \alpha) \rho_l h_l]$ e $h_r = [(1 - x) h_l + x h_v]$ é a entalpia do refrigerante, $dq''_{wr} = [H_r (T_w - T_r)]$ é o fluxo de calor transferido da parede do tubo para o refrigerante, H_r é o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo, T_w e T_r são, respectivamente, a temperatura da parede do tubo e a temperatura do refrigerante.

Salienta-se que as Eqs. (3.1), (3.4) e (3.6) possuem a mesma forma na região do escoamento monofásico, com os parâmetros α , β e x iguais à unidade.

- **Equação da Conservação da Energia Para o Ar:**

Quando o ar escoar ao longo de uma superfície aquecida ou resfriada é possível que ocorra uma transferência simultânea de calor sensível e calor latente. Se a temperatura da superfície for distinta da temperatura do ar, haverá transferência de calor sensível. Se a pressão parcial do vapor na corrente de ar for diferente da pressão parcial do vapor do ar junto à parede, haverá transferência de massa (vapor d'água). Essa transferência de massa determina uma transferência de energia, em virtude do calor latente necessário para a mudança de fase da água: condensação ou evaporação. Dessa forma, se ocorrer condensação do vapor d'água, calor latente deve ser removido e, ao contrário, se ocorrer evaporação de água, o calor latente deve ser fornecido.

Nas serpentinas com tubos aletados, largamente usadas em aplicações para o resfriamento do ar atmosférico, é comum a ocorrência de desumidificação do ar. Com a desumidificação, a superfície da serpentina do lado do ar ficará coberta por uma película de água líquida que, eventualmente, poderá se congelar. Dessa forma, além da transferência de calor sensível, haverá a transferência de calor em razão da condensação.

Realizando o balanço de energia para o ar no volume de controle mostrado na Fig. 3.2, desconsiderando a inércia térmica do ar, tem-se que (vide Threlkeld, 1970),

$$\dot{m}_a \frac{dh_a}{dy} dy = dq''_a A_t dz + \frac{d\dot{m}_{\text{água}}}{dy} dy h_{l,\text{água}} \quad (3.7)$$

na qual $\dot{m}_a = [\rho_a V_a (W_{\text{evap}} L_{\text{evap}})]$ é a vazão em massa de ar, ρ_a é a massa específica do ar, V_a é a velocidade do ar, L_{evap} é o comprimento do trecho reto do evaporador, W_{evap} é a largura do evaporador, A_t é a área externa total de transferência de calor por unidade de comprimento calculada pela Eq. (B.11), $d\dot{m}_{\text{água}}$ é a vazão em massa de água (umidade) em razão da desumidificação, $h_{l,\text{água}}$ é a entalpia da água líquida na temperatura da parede (T_w) e

dq''_a é o fluxo de calor entre o ar e a superfície externa da serpentina com tubos aletados, dada por,

$$dq''_a = H_a (T_a - T_w) + H_m \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (3.8)$$

na qual H_a é o coeficiente de transferência de calor do lado do ar, ω_a é a umidade absoluta do ar, $\omega_{a,\text{sat}}$ é a umidade do ar saturado na temperatura da parede do tubo, $\lambda_{\text{água}}$ é o calor latente de condensação da água na temperatura da parede e H_m é o coeficiente de transferência de massa, calculado pela correlação de Lewis, dada por,

$$H_m = \frac{H_a}{Le c_{p,a}} \quad (3.9)$$

na qual $Le = [k_a / (\rho_a c_{p,a} D_{ab})]$ é o número de Lewis, D_{ab} é a difusividade de massa, k_a é a condutividade térmica do ar e $c_{p,a}$ é o calor específico à pressão constante do ar seco.

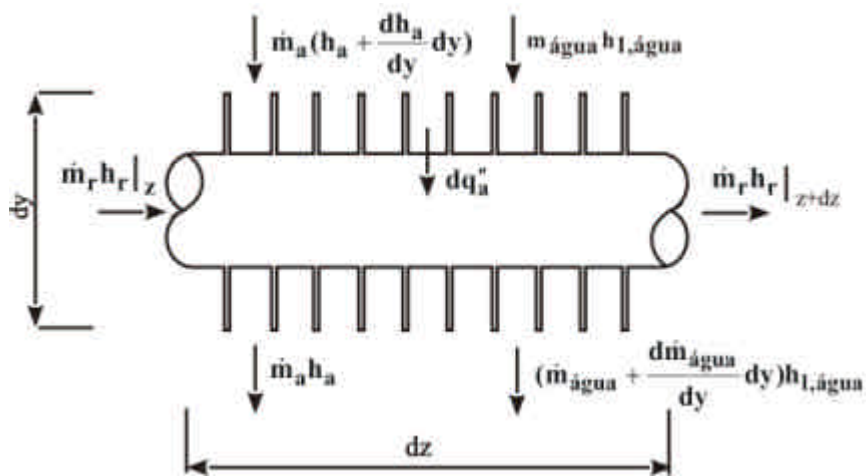


Figura 3.2 – Volume de controle para o balanço de energia para o ar.

Na equação (3.7) a vazão em massa de água (umidade) em razão da desumidificação, é dada por,

$$dm_{\text{água}} = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (3.10)$$

Substituindo as Eqs. (3.8) e (3.10) na Eq. (3.7) tem-se que,

$$\begin{aligned} \dot{m}_a \frac{dh_a}{dy} dy = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) + \\ + H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) h_{l,\text{água}} \end{aligned} \quad (3.11)$$

• **Equação da Conservação da Energia para a Parede do Tubo:**

Realizando o balanço de energia no volume de controle, mostrado na Fig. 3.3, por unidade de comprimento do tubo, tem-se que,

$$\frac{dE}{dt} = dq_a'' A_t dz - dq_{wr}'' A_i dz \quad (3.12)$$

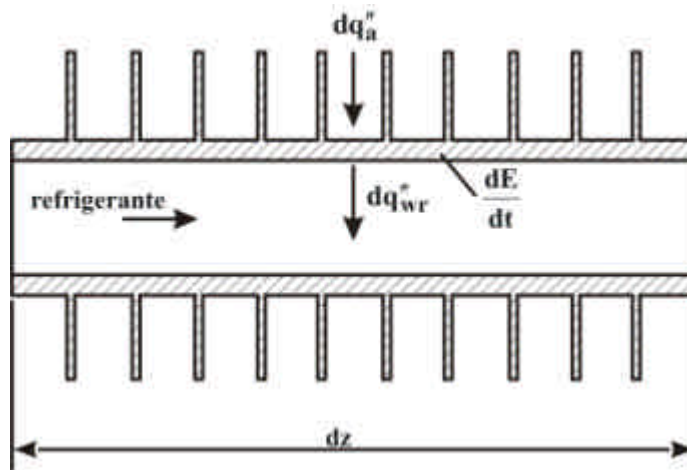


Figura 3.3 – Volume de controle para o balanço de energia para a parede do tubo.

O termo transiente da Eq. (3.12) é dado por,

$$\frac{dE}{dt} = M'_{wf} c_{wf} \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (3.13)$$

na qual M'_{wf} é a massa da parede do tubo e aletas por unidade de comprimento e c_{wf} é o calor específico médio considerando o material do tubo e o material das aletas, calculado pela Eq. A4.

Substituindo a expressão de dq_{wr}'' e as Eq. (3.8) e (3.13) na Eq. (3.12), a equação da conservação da energia para a parede do tubo é dada por,

$$\begin{aligned} M'_{wf} c_{wf} \frac{dT_w}{dt} = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) - \\ - H_r A_i dz (T_w - T_r) \end{aligned} \quad (3.14)$$

- **Equação da Conservação da Massa (Umidade) do Ar:**

Realizando o balanço de massa do ar no volume de controle, mostrado na Fig. 3.4, tem-se,

$$\dot{m}_a \frac{d\omega_a}{dy} dy = \frac{d\dot{m}_{\text{água}}}{dy} dy \quad (3.15)$$

Substituindo a Eq. (3.10) na Eq. (3.15), obtém-se,

$$\dot{m}_a \frac{d\omega_a}{dy} dy = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (3.16)$$

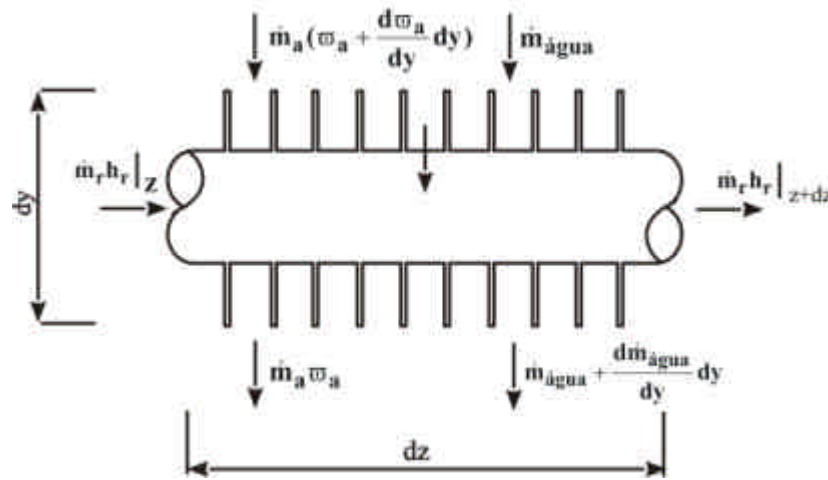


Figura 3.4 – Volume de controle para o balanço de umidade do ar.

Assim, no presente modelo, as equações que governam os escoamentos do refrigerante e do ar em evaporadores de serpentina com tubos aletados são: Eqs. (3.1), (3.4), (3.6), (3.11), (3.14) e (3.16), que devem ser solucionadas, respectivamente, para os cálculo das variáveis: \tilde{p} , u , h_r (ou T_r), h_a (ou T_a), T_w e ω_a . Entretanto, para a conclusão do modelo, são requeridas ainda equações constitutivas para o cálculo do termo de perda de carga devido ao atrito, do fator de deslizamento entre as fases, dos coeficientes de transferência de calor para o refrigerante e para o ar, do coeficiente de transferência de massa para o ar e das propriedades termofísicas do refrigerante, do ar e da água, uma vez que as equações governantes dependem desses parâmetros.

Neste trabalho, obtém-se algumas propriedades termofísicas do ar usando-se os dados apresentados pela ASHRAE (1993) e as do fluido refrigerante são calculadas pelos dados fornecidos por McLinden *et al.* (1998). As demais propriedades termofísicas do ar e da água, necessárias no modelo matemático foram obtidos por ajustes dos dados fornecidos por Incropera e DeWitt (2003). No Apêndice A, apresentam-se a equação de estado $p = p(h_r, \tilde{p})$ e as

demais propriedades termofísicas do ar e da água, necessárias no modelo matemático.

3.3 Condições Iniciais

Para analisar a resposta transiente do evaporador às variações das condições de operação, as condições iniciais são aquelas estabelecidas no regime permanente, ou seja, o escoamento do refrigerante ao longo do evaporador e o escoamento do ar do lado externo, são assumidos inicialmente em regime permanente. Nesse caso, resolvem-se as Eqs. (3.1), (3.4), (3.6) e (3.14) com os termos transientes anulados e as Eqs. (3.11) e (3.16), a partir das condições conhecidas na entrada do tubo, $z = 0$, ou seja, \dot{m}_r, x, T_r e T_w e das condições do ar conhecidas na entrada do evaporador, ou seja, T_a, ω_a e \dot{m}_a .

3.4 Equações Constitutivas

As equações constitutivas, necessárias para se obter a solução do sistema de equações governantes, geralmente, são de base empírica ou são estabelecidas segundo modelos semi-empíricos. Tais equações e modelos são apresentados nos próximos sub-ítem.

3.4.1 Força de Atrito

- **Região Monofásica**

Na região de escoamento de vapor superaquecido a força de atrito por unidade de volume, F_z , ou perda de carga devido ao atrito, é calculada por,

$$F_z = \frac{f_{sp} G_r^2}{2 d_i \rho_v} \quad (3.17)$$

na qual f_{sp} é o fator de atrito monofásico, G_r é o fluxo de massa de refrigerante e d_i é o diâmetro interno do tubo. O fator de atrito f_{sp} é calculado pela correlação de Churchill (1977), que foi obtida a partir de dados experimentais de vários autores, válida para os regimes laminar, de transição e turbulento. Tal correlação é dada por,

$$f_{sp} = \left[\left(\frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

$$A = \left\{ 2457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_{sp}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d_i}} \right] \right\}^{16} \quad B = \left(\frac{37530}{Re_{sp}} \right)^{16}$$

nas quais $Re_{sp} = [G_r d_i / \mu_v]$ é o número de Reynolds para o escoamento monofásico, μ_v é viscosidade dinâmica do vapor e ε é a rugosidade da parede do tubo.

- **Região Bifásica**

Nos escoamentos bifásicos, a perda de carga causada pelo atrito, $[F_z = (dp_F/dz)]$, é calculada, freqüentemente, em termos de multiplicadores bifásicos definidos por,

$$\phi_l^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_l} \quad (3.19)$$

$$\phi_v^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_v} \quad (3.20)$$

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_{lo}} \quad (3.21)$$

$$\phi_{vo}^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_{vo}} \quad (3.22)$$

nas quais os subíndices indicam:

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

v: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa $\dot{m}_v = [G_r x A_{tub}]$;

lo: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa total $\dot{m}_r = [G_r A_{tub}]$;

vo: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de

vapor à vazão em massa total $\dot{m}_r = [G_r A_{\text{tub}}]$.

Nas correlações para o cálculo dos multiplicadores bifásicos, são freqüentemente utilizados o parâmetro adimensional de Martinelli, definido por,

$$X^2 = \frac{\phi_v^2}{\phi_l^2} = \frac{(dp_F/dz)_l}{(dp_F/dz)_v} \quad (3.23)$$

e o parâmetro adimensional de Chisholm, definido por,

$$Y^2 = \frac{\phi_{lo}^2}{\phi_{vo}^2} = \frac{(dp_F/dz)_{vo}}{(dp_F/dz)_{lo}} \quad (3.24)$$

nas quais X e Y são funções das propriedades físicas do fluido e do título da mistura.

Os gradientes de pressão apresentados nos parâmetros X e Y, são dados por,

$$\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_l = \frac{f_l G_r^2 (1-x)^2}{2 d_i \rho_l} \quad (3.25)$$

$$\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_v = \frac{f_v G_r^2 x^2}{2 d_i \rho_v} \quad (3.26)$$

$$\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_{lo} = \frac{f_{lo} G_r^2}{2 d_i \rho_l} \quad (3.27)$$

$$\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_{vo} = \frac{f_{vo} G_r^2}{2 d_i \rho_v} \quad (3.28)$$

nas quais os fatores de atrito, f, podem ser calculados utilizando-se a Eq. (3.18), sendo os números de Reynolds, dados por,

$$Re_l = \frac{G_r d_i (1-x)}{\mu_l} \quad (3.29)$$

$$Re_v = \frac{G_r d_i x}{\mu_v} \quad (3.30)$$

$$\text{Re}_{lo} = \frac{G_r d_i}{\mu_l} \quad (3.31)$$

$$\text{Re}_{vo} = \frac{G_r d_i}{\mu_v} \quad (3.32)$$

nas quais μ_l e μ_v são, respectivamente, as viscosidades dinâmicas do líquido e do vapor.

Um grande número de correlações para o cálculo da queda de pressão em escoamentos bifásicos é encontrado na literatura. Frequentemente, a justificativa física para o uso de tais correlações é obscura e muitas delas podem ser consideradas um simples ajuste. A seguir apresentam-se algumas dessas correlações.

(i) *Correlação de Paliwoda (1989)*

No modelo proposto por Paliwoda (1989), a força F_z é calculada diretamente pela equação,

$$F_z = \left(\frac{dp_F}{dz} \right) = \left[\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_l + 2 \left[\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_v - \left(\frac{dp_F}{dz} \right)_l \right] x \right] (1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp_F}{dz} \right)_v x^3 \quad (3.33)$$

na qual $(dp_F/dz)_l$ e $(dp_F/dz)_v$ são calculados, respectivamente, pelas Eqs. (3.25) e (3.26).

(ii) *Correlação de Jung e Radermacher (1989)*

Jung e Radermacher (1989) obtiveram uma correlação para o multiplicador bifásico ϕ_l obtida a partir de dados experimentais envolvendo vários refrigerantes, dada por,

$$\phi_l = 3,58 X_{tt}^{-0,735} \quad \text{para} \quad X_{tt} \leq 1 \quad \text{e} \quad G_r \leq 100 \text{ kg/m}^2 \text{s} \quad (3.34)$$

na qual X_{tt} é o parâmetro de Martinelli, com o subíndice tt indicando regime turbulento quando as fases líquida e vapor escoam isoladamente ao longo do tubo, calculado por,

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (3.35)$$

(iii) *Correlação de Souza e Pimenta (1995)*

A correlação proposta por Souza e Pimenta (1995), para vazões reduzidas,

$G_r \leq 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ é dada por,

$$\phi_1 = \sqrt{1,376 \left(\frac{C_1}{X_{tt} C_2} \right) (1-x)^{1,75}} \quad (3.36)$$

na qual, $C_1 = 4,172 + 5,48F_r - 1,564F_r^2$, $C_2 = 1,773 - 0,169F_r$, $F_r = (G_r^2 / \rho_l^2 g d_i)$ é o número de Froude e g é a aceleração da gravidade.

(iv) *Correlação de Bandarra Filho (2002)*

Bandarra Filho (2002) desenvolveu uma correlação para o multiplicador bifásico ϕ_1 em função do número de Froude local, F_{rl} , para valores de $G_r \leq 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, em tubos lisos, dada por,

$$\phi_1 = 0,8F_r^{-0,45} \quad \text{para} \quad X_{tt} \leq 1 \text{ e } G_r < 200 \text{ kg/sm}^2 \quad (3.37)$$

na qual, $F_{rl} = [G_r^2 (1-x)^2 / \rho_l^2 g d_i]$ é o número de Froude local.

A correlação de Bandarra Filho (2002) foi obtida a partir de um banco de dados experimentais para o refrigerante HFC-134a e proporcionou um desvio médio absoluto¹ de 18,9 % em relação aos dados experimentais. A comparação entre os resultados experimentais de Bandarra Filho (2002) e as correlações de Jung e Radermacher (1989) e de Souza e Pimenta (1995) resultou em desvios médios absolutos, respectivamente, de 30 % e 62 %.

3.4.2 Coeficientes de Transferência de Calor – Fluido Refrigerante

- *Região Monofásica*

Na região de vapor superaquecido o coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante, H_r , pode ser calculado pelas seguintes correlações:

¹ Desvio médio absoluto: $|E| = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |E_i|$, na qual $E_i = \left(\frac{\phi_{\text{correl.}} - \phi_{\text{exp.}}}{\phi_{\text{exp.}}} \right)$

(i) *Correlação de Dittus-Boelter (1930):*

A correlação de Dittus-Boelter (1930), uma das mais conhecidas, é dada por,

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad (3.38)$$

na qual $Nu = [H_r d_i / k_v]$ é o número de Nusselt, $Re = [G_r d_i / \mu_v]$ é o número de Reynolds, $Pr = [\mu_v c_{p,v} / k_v]$ é o número de Prandtl, n é igual a 0,4 para o caso de aquecimento e igual a 0,3 para o caso de resfriamento, k_v e $c_{p,v}$ são, respectivamente, a condutividade térmica e o calor específico à pressão constante do refrigerante na fase de vapor.

Todas as propriedades devem ser calculadas na temperatura média de mistura. A equação (3.38) é válida para as faixas:

$$0,7 \leq Pr \leq 160; \quad Re \geq 10.000; \quad \frac{L}{d_i} \geq 10 \quad (3.39)$$

nas quais d_i é o diâmetro interno do tubo e L é o comprimento do tubo.

(ii) *Correlação de Gnielinski (1976):*

Uma outra correlação bastante utilizada é a de Gnielinski (1976), dada por,

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_v}{8}\right)(Re-1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f_v}{8}\right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.40)$$

na qual f_v é o fator de atrito de Darcy calculado pela correlação de Churchill (1977) ou Blasius. A equação (3.40) é válida para a faixa de números de Reynolds entre $2,3 \times 10^3$ e 5×10^4 e para números de Prandtl maiores do que 0,5.

(iii) *Correlação de Sieder e Tate (1936):*

Nos escoamentos caracterizados por grandes variações das propriedades termofísicas dos fluidos, recomenda-se a utilização da correlação de Sieder e Tate (1936), dada por,

$$Nu = 0,027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_v}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (3.41)$$

na qual μ_v é a viscosidade dinâmica do vapor na temperatura da mistura e μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede. A equação (3.41) é válida para as faixas: $10^4 \leq Re \leq 10^6$; $0,7 \leq Pr \leq 16700$ e $(L/d_i) > 10$.

(iv) *Correlação de Sleicher e Rouse (1975):*

Uma correlação amplamente usada é a de Sleicher e Rouse (1975), dada por,

$$Nu = 5 + 0,015 Re^a Pr^b \quad (3.42)$$

na qual os coeficientes a e b são dados por,

$$a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr} \quad ; \quad b = 0,333 + 0,5 \exp(-0,6 \cdot Pr) \quad (3.43)$$

A equação (3.42) é válida para as faixas: $10^4 \leq Re \leq 10^6$ e $0,1 \leq Pr \leq 10^4$.

• *Região Bifásica*

As correlações para o coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante na região bifásica apresentadas a seguir, foram classificadas conforme Jabardo *et al.* (1999), em três grupos:

- *Correlações estritamente convectivas (G1)*
- *Correlações baseadas na superposição de efeitos (G2)*
- *Correlações estritamente empíricas (G3)*

As correlações estritamente convectivas são apresentadas em termos adimensionais, em função do parâmetro de Martinelli. Tais correlações são obtidas assumindo a hipótese de padrão anular de escoamento em que o único mecanismo de vaporização é o de evaporação em filme. A maioria dessas correlações não considera as regiões nas quais o título tende a 0 e a 1, uma vez que as condições operacionais envolvem títulos relativamente elevados (superiores a 20 %). Em sistemas de refrigeração os efeitos convectivos são predominantes em relação aos efeitos da ebulição nucleada, pois geralmente, o título na entrada do evaporador é superior a 20 %

As correlações baseadas na superposição de efeitos consideram a possibilidade de ocorrência simultânea dos efeitos convectivos e de ebulição nucleada. Os padrões de escoamento que potencialmente apresentariam as condições físicas para a superposição de efeitos são:

bolhas, pistonado e sua transição para os padrões anular e estratificado. Deve-se reconhecer, no entanto, que as correlações foram propostas ou desenvolvidas para ajustar dados experimentais. Por outro lado, as ocorrências da ebulição nucleada têm sido constatadas ou propostas, não como resultado de observações físicas diretas, mas da análise de dados experimentais, nos quais se verifica uma dependência do fluxo de calor. A superposição de efeitos pode ser linear, como o modelo de Chen (1966) ou como no modelo de Kutateladze (1961), que propõe uma superposição não linear.

Os efeitos convectivos e de ebulição nucleada são, de forma geral, relacionados pelos fatores de intensificação, F , e de supressão, S_u . Tais fatores S_u e F , apresentam características físicas semelhantes, embora apresentem certas nuances que os diferenciam, relacionadas ao modelo físico proposto e, eventualmente, a uma necessidade de correlacionar os dados experimentais. De forma geral, envolvem parâmetros adimensionais tais como o parâmetro de Martinelli (X), o número de ebulição (Bo) ou mesmo o número de Froude (Fr). É interessante mencionar o comportamento distinto de cada correlação, que as tornam inadequadas a generalizações.

As correlações estritamente empíricas são obtidas por ajustes de bancos de dados experimentais, envolvendo vários fluidos refrigerantes e condições operacionais. Os resultados fornecidos por essas correlações podem se diferenciar significativamente daqueles obtidos com as correlações do segundo grupo, dependendo das condições operacionais, mas apresentam a mesma característica para o coeficiente bifásico global.

Uma comparação entre as correlações dos três grupos mostra resultados significativamente distintos, sendo possível verificar desvios da ordem de 133 %, em média, entre elas. Isso demonstra a ligação das distintas correlações com as condições operacionais para as quais foram desenvolvidas, evidenciando que ainda não há um padrão de correlação ideal para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico.

Neste trabalho algumas correlações foram avaliadas e são apresentadas a seguir.

(i) *Correlação de Wattelet et al. (1991) e Panek (1992) – G1*

Inicialmente, (Bandarra Filho, 2002) Wattelet *et al.* (1991) desenvolveram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor a partir dos dados experimentais para o refrigerante CFC-12. Em todos os experimentos realizados, foram mantidos constantes a temperatura de evaporação, em aproximadamente 4,4 °C, e o título na entrada da seção de testes igual a 20 %. A correlação obtida por Wattelet *et al.* (1991) é dada por,

$$H_r = 2,30(X_{tt})^{-(0,666)} H_1 \quad (3.44)$$

na qual, H_1 é o coeficiente de transferência de calor associado à fase líquida escoando isoladamente ao longo do tubo e calculada pela correlação de Dittus-Boelter (1930).

Posteriormente, Panek (1992), usando a mesma bancada experimental de Wattelet *et al.* (1991), com um sistema de aquisição de dados aperfeiçoado, a partir de regressão dos resultados experimentais obtidos para os refrigerantes CFC-12 e HFC-134a, obteve a correlação dada por,

$$H_r = 3,686(X_{tt})^{-0,563} H_1 \quad (3.45)$$

Nos experimentos realizados por Panek (1992) o título na entrada da seção de testes variou entre 20 e 60 %, o fluxo de calor entre 5 e 30 kW/m² e o fluxo de massa, G_r , entre 100 e 500 kg/m²s. Os padrões de escoamento observados nos ensaios foram o anular e o estratificado ondulado (cf. Bandarra Filho, 2002).

(ii) *Correlação de Bandarra Filho et al. (1997) – G1*

Bandarra Filho *et al.* (1997) desenvolveram uma correlação considerando aproximadamente 600 pontos experimentais para o refrigerante HFC-134a. As condições operacionais escolhidas foram: fluxos de massa entre 50 e 500 kg/m²s, fluxos de calor entre 3 e 30 kW/m², títulos na entrada da seção de teste entre 5 e 90 % e temperaturas de entrada no evaporador entre –20 e 15 °C. A correlação desenvolvida é dada por,

$$H_r = 1 + 3,0.(X_{tt})^{-(0,65)} H_1 \quad (3.46)$$

Essa correlação apresentou um desvio médio da ordem de 14 % em relação aos dados experimentais.

(iii) *Correlação de Jung e Radermacher (1991) – G2*

A correlação de Jung e Radermacher (1991) foi obtida a partir de um conjunto de aproximadamente de 3000 pontos experimentais, de treze tipos de refrigerantes halogenados. Tal correlação é baseada no modelo de superposição de efeitos e é dada por,

$$H_r = F_{JR} H_1 + Su_{JR} H_{sa} \quad (3.47)$$

na qual, H_1 é calculado pela correlação de Dittus-Boelter (1930), F_{JR} é um fator intensificador da convecção que depende do parâmetro de Martinelli e Su_{JR} é o fator de supressão de bolhas, proposto originalmente por Chen (1966), para considerar a redução no coeficiente de transferência de calor em função da supressão dos locais de nucleação. Os fatores F_{JR} e Su_{JR} , são respectivamente, dados por,

$$F_{JR} = 2,37 \left(0,27 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad (3.48)$$

$$Su_{JR} = 4048 X_{tt}^{1,22} Bo^{1,13} \quad \text{para } X_{tt} \leq 1 \quad (3.49)$$

$$Su_{JR} = 2,0 - 0,1 X_{tt}^{-0,28} Bo^{-0,33} \quad \text{para } 1 \leq X_{tt} \leq 5 \quad (3.50)$$

nas quais $Bo = [q''_{wr} / \lambda_{lv} G_r]$ é o número de ebulição, e λ_{lv} é a entalpia de evaporação.

Na equação (3.47), H_{sa} é o coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada, calculado pela correlação de Stephan e Abdelsalam (1980), dada por,

$$H_{sa} = 207 \frac{k_l}{B_d} \left(\frac{q''_{wr} B_d}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \quad (3.51)$$

na qual o coeficiente B_d é dado por,

$$B_d = 0,0146 \beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (3.52)$$

na qual $\beta = 45^\circ$ é o ângulo de contato, σ é a tensão superficial e g é a aceleração da gravidade.

(iv) Correlação de Wattelet (1994) – G2

Wattelet (1994) desenvolveu uma correlação para os fluidos refrigerantes CFC-12 e HFC-134a, usando um conjunto de 1000 pontos experimentais, com fluxos de massa variando entre 25 e 500 kg/m²s, fluxos de calor entre 2 e 30 kW/m², títulos na entrada da seção de teste entre 10 e 90 % e temperaturas de entrada no evaporador entre 8 e 15 °C. A correlação obtida é dada por,

$$H_r^{2,5} = (H_{ec})^{2,5} + (H_{enc})^{2,5} \quad (5.53)$$

na qual, H_{ec} é o coeficiente de transferência de calor para a convecção forçada, dado por

$$H_{ec} = H_1 F_w R \quad (3.54)$$

na qual H_1 é calculado pela correlação de Dittus-Boelter (1930). O fator intensificador de convecção F_w e o fator R , que engloba os efeitos de gravidade associados ao número de Froude, F_r , são respectivamente dados por,

$$F_w = 1 + 1,925 X_{tt}^{-0,83} \quad (3.55)$$

$$\begin{aligned} R &= 1,32 F_r^{0,2}, & \text{para } F_r < 0,25 \\ R &= 1,0, & \text{para } F_r \geq 0,25 \end{aligned} \quad (3.56)$$

Para calcular o coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada, H_{enc} , Wattelet (1994) utiliza a correlação de Cooper, dada por,

$$H_{enc} = 55 p_{red}^{0,12} (-\log_{10} p_{red})^{0,55} M^{-0,5} q''_{wr}{}^{0,67} \quad (3.57)$$

na qual, $p_{red} = (p/p_{crítica})$ é a pressão reduzida e M é a massa molecular.

(v) Correlação de Lima (2000) – G2

Lima (2000) analisou a ebulição convectiva dos fluidos refrigerantes HCFC-22, HFC-134a e HFC-404A, escoando em tubos com diâmetro de 12,7 mm, fluxo de massa variando entre 50 e 500 kg/m²s, fluxos de calor entre 5 e 20 kW/m², títulos na entrada da seção de teste entre 5 e 98 % e temperaturas de entrada no evaporador entre 8 e 15 °C. A partir de 960 pontos experimentais, Lima (2000) propôs a correlação baseada na superposição de efeitos, dada por,

$$0 \quad (3.58)$$

na qual, o fator intensificador de convecção, F_{LI} , e o fator de supressão de bolhas, Su_{LI} , são, respectivamente, dados por,

$$F_{LI} = 1 + 1,893X_{tt}^{-0,77} \quad (3.59)$$

$$S_{LI} = \frac{1}{\left(1 + 3,4510^{-6} Re_L^{1,25} 1,55Bo^{0,22}\right)} \quad (3.60)$$

3.4.3 Coeficientes de Transferência de Calor – Ar

(i) *Correlação de Turaga et al. (1998)*

O fator de transferência de calor de Colburn para o ar, j_a , obtido por Turaga *et al.* (1988), depende da situação em que se encontra a superfície do tubo, que pode estar seca ou úmida. Para a superfície do tubo seca, o fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $j_{a,se}$, é dado por,

$$j_{a,se} = 0,053 \left(\frac{A_o}{A_p} \right)^{-0,24} Re_a^{-0,18} \quad (3.61)$$

na qual A_o é a área total de transferência de calor no lado do ar, A_p é a área do tubo sem aletas e Re_a é o número de Reynolds para o escoamento de ar.

Para a superfície do tubo úmida, o fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $j_{a,mo}$, é dado por,

$$j_{a,mo} = 0,04 \left(\frac{A_o}{A_p} \right) \left(\frac{S_f}{Y_f} \right)^{1,15} Re_a^{-0,75} \quad (3.62)$$

na qual S_f é o espaçamento entre as aletas e Y_f é a espessura da aleta (vide Fig. B1).

O número de Reynolds para o escoamento de ar, Re_a , sobre um evaporador do tipo serpentina com tubos aletados, é dado por,

$$Re_a = \frac{G_a D_h}{\mu_a} \quad (3.63)$$

na qual μ_a é a viscosidade dinâmica do ar e D_h é o diâmetro hidráulico para o evaporador, dado por,

$$D_h = \frac{4A_a W_{\text{evap}}}{A_o} \quad (3.64)$$

na qual W_{evap} é a largura do evaporador e A_a é a área do escoamento de ar.

As faixas de validade dos fatores de transferência de calor de Colburn para superfícies úmidas e secas são,

$$11 < \frac{A_o}{A_p} < 50; \quad 12 < \frac{S_f}{Y_f} < 22; \quad 300 < Re_a < 1500 \quad (3.65)$$

Para o escoamento de ar o coeficiente de transferência de calor, H_a , para a superfície na condição seca, é dado por,

$$H_a = \frac{j_{a,se} c_{pa} G_a}{Pr_a^{0,66}} \quad (3.66)$$

na qual G_a é o fluxo de massa de ar, Pr_a é o número de Prandtl do ar e c_{pa} é o calor específico à pressão constante do ar.

Para a superfície na condição úmida, H_a é dado por,

$$H_a = \frac{j_{a,mo} c_{pa} G_a}{Sc_a^{0,66}} \quad (3.67)$$

na qual $Sc_a = [\nu_a / D_{ab}]$ é o número de Schmidt do ar, ν_a é viscosidade cinemática do ar e D_{ab} é difusividade de massa.

(ii) Correlação de McQuiston (1981)

McQuiston (1981) propôs uma correlação para o fator de transferência de calor de Colburn considerando evaporadores com quatro fileiras, dada por,

$$j_4 = 0,0014 + 0,2618(JP)(JS) \quad (3.68)$$

na qual os parâmetros JP e JS são, respectivamente, dados por,

$$JP = Re_d^{-0,4} \left(\frac{A_o}{A_p} \right)^{-0,15} \quad (3.69)$$

$$JS = [0,95 + 4 \cdot 10^{-5} Re_s^{1,25}] FS^2 \quad (3.70)$$

nas quais $Re_s = [G_a (S_f + Y_f) / \mu_a]$ é o número de Reynolds baseado no espaçamento entre as aletas, $Re_d = [G_a d_e / \mu_a]$ é o número de Reynolds baseado no diâmetro externo do tubo e o parâmetro FS é dado por,

$$FS = \frac{S_f + Y_f}{S_f} \quad (3.71)$$

O parâmetro JS foi introduzido na correlação para considerar o efeito de desumidificação. Para os casos nos quais a temperatura da superfície é superior à temperatura do ponto de orvalho do ar, o parâmetro JS é dado por,

$$JS = 0,84 + 4 \cdot 10^{-5} Re_s^{1,25} \quad (3.72)$$

A Eq. (3.68) é válida somente para evaporadores com quatro fileiras de tubos. Entretanto uma extrapolação proposta por McQuiston (1981), possibilita utiliza-la para evaporadores que possuem um número superior de fileiras. Essa extrapolação é dada por,

$$\frac{j_n}{j_4} = \frac{(1 - 1280 N_{tr} Re_h^{-1,2})}{(1 - 5120 Re_h^{-1,2})} \quad (3.73)$$

na qual j_n é o fator de transferência de calor de Colburn para um evaporador com n fileiras, N_{tr} é o número de tubos na direção do escoamento de ar e $Re_h = [G_a (H_{evap} / N_{tr}) / \mu_a]$ é o número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal dos tubos.

Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor, H_a , para superfície nas condições seca e molhada, é calculado, respectivamente, pelas Eqs. (3.66) e (3.67), com o fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $j_a = j_n$, calculado pela Eq. (3.73).

A correlação de McQuiston (1981) é válida para as seguintes faixas,

$$\begin{aligned}
 9,525 \leq d_e \leq 15,88 \text{ mm} & & 25,4 \leq (H_{\text{evap}} / N_{\text{tr}}) \leq 50,8 \text{ mm} \\
 0,645 \leq S_f \leq 6,35 \text{ mm} & & 0,152 \leq Y_f \leq 0,254 \text{ mm} & & 1,16 \leq V_a \leq 4,04 \text{ m/s} \\
 3000 \leq Re_s \leq 15000 & & 100 \leq Re_d \leq 4000
 \end{aligned}$$

(iii) *Correlação de Wang et al. (1996,1997)*

Wang *et al.* (1996) propuseram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor sob condições de superfície seca. Essa correlação foi obtida a partir de ensaios realizados com 15 evaporadores, caracterizados por diferentes parâmetros geométricos. Posteriormente Wang *et al.* (1997) realizaram ensaios em 9 evaporadores sob condições de desumidificação e obtiveram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor, para superfícies úmidas.

Para a superfície do tubo seca, a correlação do fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $j_{a,se}$, obtida por Wang *et al.* (1996) é dada por,

$$j_{a,se} = 0,394 Re_{dc}^{-0,392} \left(\frac{Y_f}{dc} \right)^{-0,0449} N_r^{-0,0897} \left(\frac{S_f}{dc} \right)^{-0,212} \quad (3.74)$$

na qual $Re_{dc} = (G_a dc) / \mu_a$ é o número de Reynolds baseado no diâmetro $dc = (de + 2Y_f)$ e N_r é o número de circuitos do evaporador.

Para a superfície do tubo úmida, a correlação do fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $j_{a,mo}$, obtida por Wang *et al.* (1997) é dada por,

$$j_{a,mo} = 0,4 Re_{dc}^{-0,468+0,04076 N_r} \left(\frac{A_o}{A_p} \right)^{0,159} N_r^{-1,261} \quad (3.75)$$

As correlações de Wang *et al.* (1997) são válidas para as faixas:

$$\text{Superfície seca: } 800 < Re_{dc} < 7500; \quad 0,13 < Y_f < 0,20; \quad 1,77 < S_f < 3,21$$

$$\text{Superfície úmida: } 300 < Re_{dc} < 5500; \quad 1,82 < Y_f < 3,20$$

3.4.4 Razão de Deslizamento (S)

Muitas correlações disponíveis na literatura para o cálculo da fração de vazio, são realmente correlações para o cálculo da razão de deslizamento, S, (Whalley, 1987). A partir de ensaios

experimentais determina-se que a razão de deslizamento é função, em ordem decrescente de importância: (a) das propriedades físicas, usualmente em termos da razão entre as massas específicas das fases líquida e de vapor, ρ_l / ρ_v ; (b) do título, x ; (c) do fluxo de massa, G , e (d) do diâmetro, da inclinação e do comprimento do tubo, do fluxo de calor e dos padrões de escoamento.

Na tabela 3.1 apresenta-se de forma resumida a dependência de algumas das correlações para o cálculo da razão de deslizamento existentes na literatura, em relação a algumas das variáveis anteriores.

Tabela 3.1 – Dependência da razão de deslizamento, S (Whalley, 1987)

Correlações	S depende		
	ρ_l / ρ_v	x	G
Modelo Homogêneo, $S=1$	não	não	não
Zivi (1964)	sim	não	não
Smith (1969, 1970)	sim	sim	não
Premoli <i>et al.</i> (1970) - CISE	sim	sim	sim
Chisholm (1973)	sim	sim	não

Algumas das correlações mencionadas na Tab. 3.1 são aqui apresentadas.

(a) Correlação de Zivi (1964)

A correlação de Zivi (1964) foi desenvolvida assumindo-se que o fluxo de energia cinética é mínimo, de modo que a razão de deslizamento baseia-se somente na relação entre a massa específica do líquido e do vapor e é dada por,

$$S = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/3} \quad (3.76)$$

(b) Correlação de Smith (1970)

Smith (1970) propôs uma correlação considerando o escoamento como uma mistura homogênea na região central e somente líquido na região anular, dada por,

$$S = K + (1 - K) \left[\frac{\frac{\rho_l}{\rho_v} + K \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + K \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{1/2} \quad (3.77)$$

na qual K é a fração de entranhamento (razão entre a massa de líquido escoando na mistura homogênea e a massa total), calculada por: $K = -1.09 + 0.11596 \ln G$.

(c) Correlação de Premoli *et al.* (1970)

A correlação obtida por Premoli *et al.* (1970), conhecida como correlação CISE, é de natureza empírica e foi obtida para escoamentos bifásicos em canais verticais adiabáticos. Os ensaios experimentais realizados abrangem uma ampla faixa de condições operacionais, velocidades da mistura bifásica, propriedades físicas e configurações dos canais.

Tal correlação, é dada por,

$$S = 1 + E_1 \left(\frac{y}{1 + yE_2} - yE_2 \right)^{1/2} \quad (3.78)$$

na qual,

$$y = \frac{\gamma}{1 - \gamma}, \quad \gamma = \frac{\rho_l x}{\rho_l x + \rho_v (1 - x)} \quad (3.79)$$

$$E_1 = 1,578 \text{Re}^{-0,19} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,22}, \quad E_2 = 0,0273 \text{We} \text{Re}^{-0,51} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,08} \quad (3.80)$$

$$\text{Re} = \frac{G_r d_i}{\mu_l}, \quad \text{We} = \frac{G_r^2 d_i}{\sigma \rho_l} \quad (3.81)$$

na qual d_i é o diâmetro interno do tubo, μ_l é a viscosidade do líquido, γ é o título volumétrico, σ é a tensão superficial, Re é o número de Reynolds e We é o número de Weber.

(d) Correlação de Chisholm (1973)

Chisholm (1973) obteve uma correlação simples, dada por,

$$S = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right]^{1/2} \quad (3.82)$$

Observa-se nas correlações de Zivi (1964) e Chisholm (1972) que S tenderá à unidade à medida que $(\rho_l / \rho_v) \rightarrow 1$, ou seja, à medida em que se aproxima do ponto crítico, na qual as densidades das fases são iguais, o escoamento adquire caráter homogêneo.

Metodologia de Solução

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia usada na solução das equações governantes do problema. As equações discretizadas, usando-se o método de volumes finitos, são apresentadas e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado pelo método de Newton-Raphson. O método de estimativa de parâmetros não-lineares de Levenberg-Marquardt é usado para o cálculo da vazão em massa de refrigerante. Também apresenta-se a configuração da serpentina analisada.

4.1 Introdução

Para obter a solução do sistema de equações governantes é necessário definir inicialmente a configuração da serpentina a ser analisada. No código computacional estão previstas duas possibilidades:

- (i) serpentina com uma única fileira de tubos e com ar entrando na face superior, mostrada esquematicamente na Fig. 4.1(a);
- (ii) serpentina de múltiplas fileiras de tubos, com entrada de ar frontal, sendo uma das possíveis configurações de circuitos mostrados esquematicamente na Fig. 4.1(b).

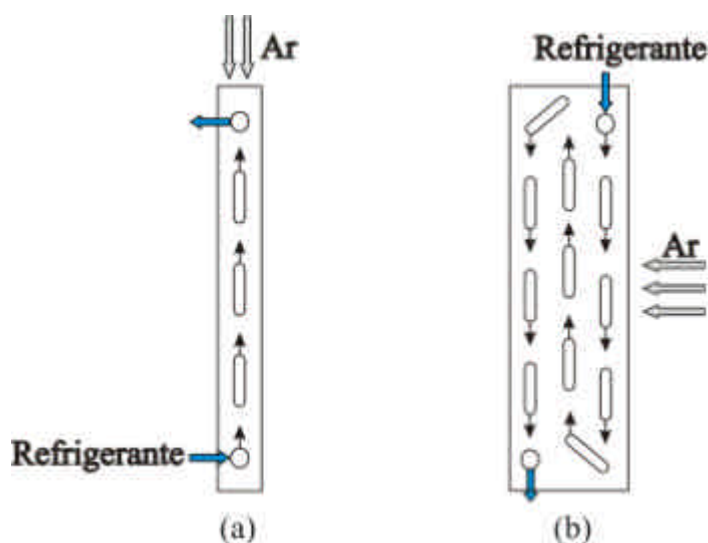


Figura 4.1 – Representação esquemática de configurações da serpentina: (a) uma fileira com oito tubos e (b) três fileiras com oito tubos cada.

É importante mencionar que inúmeras configurações de serpentinas podem ser encontradas na prática. Conforme mostrado na Fig. 1.2, as serpentinas de múltiplas fileiras de tubos podem constituir-se de apenas um circuito simples de refrigerante ou de circuitos complexos, que apresentam várias ramificações e junções ao longo da trajetória do escoamento do refrigerante.

4.2 Discretização das Equações Governantes

Para obter a solução numérica do sistema formado pelas Eqs. (3.1), (3.4), (3.6), (3.11), (3.14) e (3.16) utiliza-se, neste trabalho, o método de volumes finitos, no qual o domínio de cálculo é dividido em volumes de controle de comprimento Δz , mostrados na Fig. 4.2.

O arranjo desencontrado é usado para a localização relativa das variáveis na malha computacional. Nesse arranjo, as variáveis a serem calculadas, com exceção das velocidades, são armazenadas nos pontos centrais dos volumes de controle, ponto “P” mostrado na Fig. 4.2(a). Dessa forma, o gradiente de pressão representa a força motriz das velocidades armazenadas nas faces dos volumes de controle, pontos “e” e “w” mostrados na Fig. 4.2(a) ou 4.2(b), ou seja, entre dois pontos de pressão. O arranjo desencontrado é fisicamente consistente, pois, entre outros fatores, as velocidades estão localizadas adequadamente para o balanço de massa, cujo volume de controle é centrado na pressão. Além disso, segundo Patankar (1980), o arranjo desencontrado é uma forma eficiente de prevenir o aparecimento de uma solução oscilatória do campo de pressões.

É importante salientar que, se por um lado o arranjo desencontrado promove a estabilidade necessária para o acoplamento pressão-velocidade, também provoca uma complexidade adicional do ponto de vista de programação computacional, uma vez que o controle de índices das variáveis é, obviamente, mais complexo.

Uma vez que o problema é predominantemente convectivo o esquema *upwind* é usado na discretização das equações governantes, pois o uso de diferenças centrais na aproximação dos termos convectivos cria, quase sempre, coeficientes negativos. O uso de coeficientes negativos, associados à natureza do método iterativo usado na solução do sistema de equações, pode impedir totalmente a obtenção da solução. Além disso, a presença de aproximações de alta ordem, como diferenças centrais nos termos convectivos, quando esses forem dominantes, gera instabilidades, produzindo soluções que apresentam oscilações numéricas em regiões de gradientes elevados.

Para a obtenção das equações discretizadas no método dos volumes finitos, as equações governantes são integradas no tempo e no espaço ao longo dos volumes de controle. Para o

refrigerante e para a parede do tubo, as Eqs. (3.1), (3.6) e (3.14) são integradas ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 4.2(a) e a Eq. (3.4) é integrada ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 4.2(b). As equações para o ar, Eqs. (3.11) e (3.16), são integradas ao longo do volume de controle mostrado na Fig. 4.2(c).

Os termos transientes das equações governantes são discretizados segundo a aproximação $\partial\phi/\partial t = [(\phi - \phi^o)/\Delta t]$, na qual o índice superior “o” indica o instante de tempo imediatamente anterior.

Para realizar as integrais no tempo, utiliza-se o esquema completamente implícito, com a finalidade de garantir estabilidade numérica ao algoritmo.

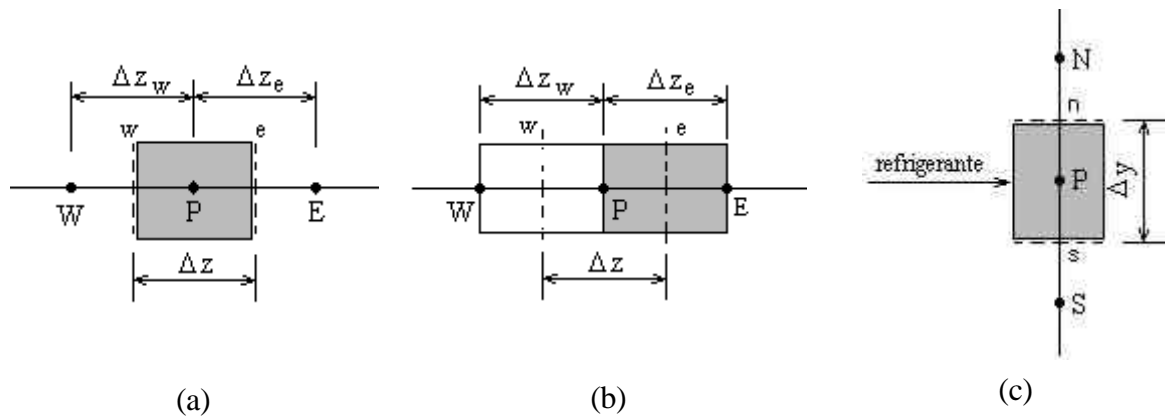


Figura 4.2 – (a) Volume de controle para o cálculo das variáveis, com exceção das velocidades, (b) Volume de controle para o cálculo das velocidades; (c) volume de controle para o ar.

Realizando, então, as integrações no espaço e no tempo, com as aproximações mencionadas, obtém-se as equações discretizadas dadas por,

• *Equação da Conservação da Massa para o Refrigerante:*

$$a_p \tilde{\rho}_p - a_w - b = 0 \quad (4.1)$$

na qual,

$$a_p = u_e + \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (4.1a)$$

$$a_w = \tilde{\rho}_w u_w \quad (4.1b)$$

$$b = \tilde{\rho}_p^o \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (4.1c)$$

nas quais Δz é o comprimento do volume de controle, mostrado na Fig. 4.2, Δt é o intervalo de tempo e os índices inferiores “e”, “W” e “P” indicam as posições mostradas na Fig. 4.2.

• *Equação da Quantidade de Movimento para o Refrigerante:*

$$a_e u_e - a_w u_w + (p_E - p_P) - b = 0 \quad (4.2)$$

na qual,

$$a_e = \tilde{\rho}_P \frac{\Delta z}{\Delta t} + \beta \tilde{\rho}_E u_e \quad (4.2a)$$

$$a_w = \beta \tilde{\rho}_P u_w \quad (4.2b)$$

$$b = \tilde{\rho}_P^o u_e^o \frac{\Delta z}{\Delta t} - F_{z,P} \Delta z \quad (4.2c)$$

• *Equação da Conservação da Energia para o Refrigerante:*

$$a_P h_{r,P} - a_w h_{r,W} - b = 0 \quad (4.3)$$

na qual,

$$a_P = \tilde{\rho}_P \frac{\Delta z}{\Delta t} + \tilde{\rho}_P u_e \quad (4.3a)$$

$$a_w = \tilde{\rho}_W u_w \quad (4.3b)$$

$$b = \tilde{\rho}_P^o h_{r,P}^o \frac{\Delta z}{\Delta t} + A_i H_{r,P} (T_{w,P} - T_{r,P}) \frac{\Delta z}{A_{tub}} + (p_P - p_P^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (4.3c)$$

• *Equação da Conservação da Energia para a Parede do Tubo:*

$$a_P T_{w,P} - b = 0 \quad (4.4)$$

na qual,

$$a_P = M'_{wf,P} c_{wf,P} \frac{\Delta z}{\Delta t} + H_{a,P} A_t \Delta z + H_{r,P} A_i \Delta z \quad (4.4a)$$

$$b = M'_{wf,P} c'_{wf,P} T'_{w,P} \frac{\Delta z}{\Delta t} + H_{a,P} A_t \Delta z T_{a,S} + H_{r,P} A_i \Delta z T_{r,P} + H_{m,P} \lambda_{\text{água}} A_t \Delta z (\omega_{a,S} - \omega_{a,\text{sat},P}) \quad (4.4b)$$

• *Equação da Conservação da Energia para o Ar:*

$$\dot{m}_a (h_{a,N} - h_{a,S}) - b = 0 \quad (4.5)$$

na qual os índices “N” e “S” indicam as posições mostradas na Fig. 4.2(c) e o coeficiente b é dado por,

$$b = H_{a,P} A_t \Delta z (T_{a,S} - T_{w,P}) + H_{m,P} \lambda_{\text{água}} A_t \Delta z (\omega_{a,S} - \omega_{a,\text{sat},P}) + H_{m,P} h_{l,\text{água},P} A_t \Delta z (\omega_{a,S} - \omega_{a,\text{sat},P}) \quad (4.5a)$$

• *Equação da Conservação da Massa (Umidade) do Ar:*

$$\dot{m}_a (\omega_{a,N} - \omega_{a,S}) - H_{m,P} A_t \Delta z (\omega_{a,S} - \omega_{a,\text{sat},P}) = 0 \quad (4.6)$$

4.3 Procedimento de Solução

Analisando o sistema de equações algébricas formadas pelas Eqs. (4.1) a (4.6), observa-se a necessidade de uma equação de estado para o cálculo da pressão, pois a natureza segregada do processo de solução requer que cada variável tenha uma equação evolutiva para ser avançada.

Se \tilde{p} tem variação considerável com a pressão, então a equação de estado relaciona a pressão com uma função de \tilde{p} e h_r , $p = p(\tilde{p}, h_r)$ (vide Apêndice A). A equação de estado e a equação da continuidade são, respectivamente, as equações para a pressão e para a massa específica. Essa formulação, na qual todas as variáveis dependentes possuem a sua equação de evolução, é conhecida como *formulação compressível*.

Para uma dada configuração da serpentina o modelo pode ser usado para:

- determinar os parâmetros de desempenho do evaporador, tais como a taxa de transferência de calor total, ou a potência de refrigeração, as temperaturas de saída do refrigerante e do ar, dentre outros. Para isso, deve-se conhecer as condições de operação e as dimensões do evaporador.
- determinar a vazão em massa de refrigerante ao longo dos tubos do evaporador, conhecidas as suas dimensões e as demais condições de operação.

No primeiro caso, trata-se da solução de um problema direto e no segundo, de um problema

inverso, uma vez que as equações de conservação dependem do fluxo de massa. O procedimento de solução adotado em cada caso é apresentado a seguir.

4.3.1 Problema Direto

Neste caso, a solução do sistema de equações governantes, é obtida a partir das condições do refrigerante conhecidas na entrada do tubo, $z = 0$, ou seja, \dot{m}_r , x e T_r e das condições do ar conhecidas na entrada do evaporador, ou seja, T_a , ω_a e \dot{m}_a .

A solução do sistema de Eqs. (4.1) a (4.6) é obtida ao longo do evaporador, dividindo-o em volumes de controle de comprimento Δz , em um total de MT , conforme mostrado na Fig. 4.3. Em cada volume, sete variáveis devem ser calculadas: \tilde{p} , u , p , h_r , T_w , T_a e ω_a . As variáveis \tilde{p} , p , h_r e T_w , são armazenadas no centro do volume de controle, enquanto que a velocidade, u , é armazenada na face vertical.

Observa-se que na Fig. 4.3 a entrada do ar ocorre na face superior do evaporador. Para esse caso, as variáveis T_a e ω_a são armazenadas na face horizontal de cada volume. Para o caso em que a entrada do ar é frontal [vide Fig. 4.1(b)], as variáveis T_a e ω_a são armazenadas a montante e a jusante de cada volume de controle.

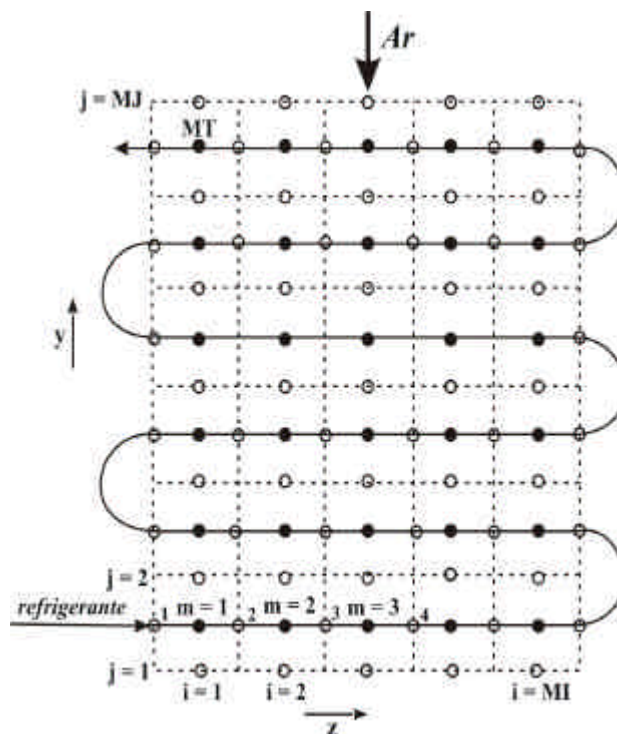


Figura 4.3 – Divisão de uma fileira do evaporador para a solução numérica.

As equações (4.1) a (4.4), para o refrigerante e parede do tubo, e as Eqs. (4.5) e (4.6), para o ar, formam dois sistemas de equações algébricas lineares e no presente trabalho, são resolvidas utilizando-se o método de Newton-Raphson, descrito resumidamente no Apêndice C.

Para melhorar a eficiência do processo de solução, utiliza-se um método iterativo de dois níveis para a solução das equações. Tais níveis são:

(i) *Nível 1 – Cálculo das variáveis do refrigerante e da parede do tubo:*

Neste nível, é assumido que as condições do ar, T_a e ω_a , ao longo de todo o domínio de solução sejam conhecidas. Assim, um método de Newton-Raphson ponto a ponto, iniciando-se na entrada do tubo, é usado para resolver o sistema de equações para o cálculo de \tilde{p} , u , h_r e T_w . A convergência do processo iterativo em cada ponto é alcançada quando a soma das funções F_i ou a soma das perturbações δx_i (vide Apêndice C), relativos a cada variável, forem inferiores à 10^{-4} .

A solução numérica inicia-se na entrada do tubo, $m=1$, onde o escoamento é bifásico e prossegue ponto a ponto até que o título da mistura atinja o valor unitário, passando o escoamento a ser monofásico, e até que a saída do tubo seja alcançada. Quando a temperatura da parede do tubo atinge a temperatura do ponto de orvalho do ar, para a condição especificada do ar, tem início o processo de condensação do vapor d'água do escoamento de ar sobre os tubos.

(ii) *Nível 2 – Cálculo das variáveis para o lado do ar:*

Neste nível realiza-se a correção dos valores da temperatura e umidade do ar pelo método de Newton-Raphson. Essa correção é realizada para toda a malha e não ponto a ponto, constituindo um sistema de ordem igual a 2MT.

A convergência do procedimento iterativo é obtida quando o somatório das correções das condições do ar, T_a e ω_a , forem inferiores a 10^{-4} , caso contrário retorna-se ao nível 1.

Para a malha apresentada na Fig. 4.3 os índices “i”, “j” e “m” são relacionados pela equação dada por,

$$m = i + (j - 1)MI \quad (i = 1, 2, 3, \dots, MI; \quad j = 1, 2, 3, \dots, MJ) \quad (4.7)$$

Para analisar a resposta transiente do escoamento ao longo do evaporador, a solução do regime permanente é inicialmente obtida fazendo-se $\Delta t \rightarrow \infty$ nas equações governantes. Atingido o regime permanente, a vazão em massa de refrigerante é aumentada ou reduzida.

Como o evaporador encontrava-se em regime permanente, essa perturbação fará com que, após um período transiente, um novo regime permanente se estabeleça. Tal variação da vazão em massa de refrigerante simula a variação das condições de operação do sistema, às quais um equipamento de refrigeração, ou de ar-condicionado, está freqüentemente submetido.

Considera-se que o regime permanente é novamente alcançado quando as variações de $\tilde{\rho}$, u , h_r e T_w , de um passo de tempo para o outro, forem inferiores a 10^{-3} .

O procedimento de solução descrito acima refere-se ao caso da serpentina com uma única fileira de tubos e com ar entrando na face superior, mostrada esquematicamente na Fig. 4.1(a). Caso a serpentina seja composta de múltiplas fileiras de tubos, com entrada de ar frontal, tal como aquela mostrada esquematicamente na Fig. 4.1(b), o procedimento de solução para cada fileira é o mesmo método iterativo de dois níveis descrito acima. Obtida a convergência do procedimento iterativo para uma fileira, inicia-se a solução para a próxima fileira, sendo os dados em sua entrada, os valores convergidos da fileira anterior. Esse procedimento é repetido para todas as fileiras de tubos.

4.3.2 Problema Inverso

Neste caso, inicialmente o valor de \dot{m}_r é estimado e o procedimento de cálculo é idêntico ao descrito para o problema direto. Assim que a convergência desse procedimento é alcançada a temperatura do refrigerante calculada na saída da serpentina, $T_{s,c}$, é comparada com o respectivo valor medido ou estimado por outros modelos, $T_{s,m}$. Caso a diferença entre essas temperaturas seja maior do que uma dada tolerância, $|T_{s,c} - T_{s,m}| > \text{tol}$, o valor de \dot{m}_r é corrigido usando-se o método de estimativa de parâmetros não-lineares de Levenberg-Marquardt e a temperatura do refrigerante na saída da serpentina é novamente calculada, até que a convergência entre os valores de $T_{s,c}$ e $T_{s,m}$ seja obtida. O método de Levenberg-Marquardt está apresentado resumidamente no Apêndice D e o fluxograma do procedimento de solução dos problemas direto e inverso está apresentado no Apêndice E.

Resultados e Discussão

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados obtidos para os regimes permanente e transiente. Tais resultados são comparados com dados disponíveis na literatura, tanto para o problema direto como para o problema inverso. Inicialmente os trabalhos selecionados da literatura para a validação do modelo desenvolvido são brevemente abordados. Em seguida, várias simulações são realizadas com o objetivo de analisar a influência das diferentes equações constitutivas, apresentadas no Item 3.4.

As comparações com dados experimentais e computacionais da literatura são apresentados em termos de distribuições de temperatura do refrigerante, temperatura da parede do tubo, temperatura do ar, vazão em massa de refrigerante e grau de superaquecimento, obtidos para diferentes evaporadores operando com o refrigerante HFC-134a, em diferentes condições de operação.

Apresentam-se, também, os resultados computacionais relativos à análise da disposição de alguns tipos de circuitos de refrigerante, sobre o desempenho de evaporadores de serpentina com tubos aletados.

5.1 Introdução

Para validar o modelo desenvolvido, os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais e numéricos disponíveis na literatura. A falta de informações completas sobre a geometria dos evaporadores analisados e sobre as condições de operação, reduz grandemente o número de trabalhos disponíveis que podem ser usados em exercícios de validação de modelos teóricos.

Os trabalhos selecionados para a validação do presente modelo são aqueles de Jia *et al.* (1995) e de Liang *et al.* (1999). Entretanto, mesmo nesses trabalhos, alguns dados não são fornecidos, tornando-se necessário obtê-los indiretamente ou estimá-los. No trabalho de Jia *et al.* (1995), por exemplo, o valor da espessura da aleta não é apresentado e foi então, calculado pela área total de transferência de calor. Nesse mesmo trabalho, também não se apresenta a umidade relativa inicial do ar.

A bancada experimental utilizada por Jia *et al.* (1995) compõe-se, essencialmente, de um sistema de refrigeração comercial, constituído por um evaporador e uma válvula de expansão

eletrônica, localizados no interior de uma câmara (*container*), um condensador e um compressor. O escoamento externo de ar é cruzado em relação ao escoamento do refrigerante no interior dos tubos. A vazão em massa de refrigerante é controlada pela válvula de expansão eletrônica e medida por um fluxímetro cuja incerteza de medição máxima foi estimada em 2 %. A vazão em massa de ar é estimada em função da velocidade e das curvas de desempenho do ventilador fornecidas pelo fabricante. As temperaturas do ar e do refrigerante na entrada e na saída do evaporador e do condensador são medidas por termopares do tipo T, com incerteza de medição máxima estimada em $\pm 0,5$ °C. Dois transdutores de pressão com erro estimado de $\pm 0,2$ % foram instalados, um na entrada do evaporador e outro na saída do condensador para monitorar as variações de pressão de evaporação e condensação.

O evaporador testado por Jia *et al.* (1995) é de serpentina de tubos aletados, com nove fileiras de tubos, seis tubos por fileira com 514 aletas de alumínio. Os tubos são de cobre com diâmetro externo de 12,7 mm e espessura da parede de 0,432 mm. O evaporador possui 1632 mm de comprimento, 286 mm de largura e 165 mm de altura com uma área total de transferência de calor de 44,8 m². Os demais parâmetros geométricos do evaporador e as condições de operação empregados no experimento realizado por Jia *et al.* (1995) são apresentados, respectivamente, nas Tabs. 5.1 e 5.2. A temperatura do refrigerante na entrada do evaporador corresponde à temperatura de saturação relativa à pressão de entrada.

Tabela 5.1 – Parâmetros geométricos do evaporador testado por Jia *et al.* (1995).

Parâmetros geométricos		Parâmetros geométricos	
Número de fileiras de tubos	9	Diâmetro externo do tubo (mm)	12,70
Número de tubos por fileira	6	Diâmetro interno do tubo (mm)	11,84
Comprimento tubo reto (m)	1,632	Espessura da aleta (mm)	0,12
Espaçamento transversal dos tubos (mm)	27,50	Tipo de aleta	Lisa
Espaçamento longitudinal dos tubos (mm)	31,78	Número de aletas	514

Tabela 5.2 – Condições de operação usadas por Jia *et al.* (1995).

Condições de operação na entrada		Condições de operação na entrada	
Temperatura do refrigerante (°C)	-2,0	Título	0,359
Pressão do refrigerante (kPa)	273	Temperatura do ar (°C)	14,5
Vazão em massa de refrigerante por circuito (kg/s)	0,00811	Velocidade do ar (m/s)	2,0

Liang *et al.* (1999) realizaram um trabalho experimental e apresentaram um modelo distribuído para simular, em regime permanente, o desempenho de um evaporador de expansão seca. Nesse modelo, considera-se a desumidificação do ar e a queda de pressão do refrigerante, inclusive as perdas localizadas e calcula-se a vazão em massa ou o comprimento da serpentina do evaporador. Um evaporador com três fileiras de tubos foi testado para uma ampla faixa de umidade relativa do ar na entrada (de 38 % a 88 %), usando o refrigerante HFC-134a.

A bancada experimental de Liang *et al.* (1999) é composta por quatro sistemas: um túnel de vento em circuito fechado, um sistema de controle das condições do ar, um sistema de refrigeração e um sistema de aquisição de dados. O túnel de vento e o sistema de controle fornecem as condições do escoamento de ar requeridas na seção de testes e o sistema de refrigeração fornece as condições do escoamento do refrigerante no interior dos tubos. Um inversor é usado para controlar a capacidade do compressor ajustando-o às variações de carga da serpentina em diferentes condições de teste. O higrômetro e o medidor de vazão de refrigerante usados, possuem incertezas de medição, respectivamente, de $\pm 0,5$ % e $\pm 0,64$ %.

Os parâmetros geométricos do evaporador testado por Liang *et al.* (1999) são apresentados na Tab. 5.3. A falta de informações sobre a vazão em massa de refrigerante ao longo dos tubos, impossibilitou a comparação dos dados experimentais apresentados por Liang *et al.* (1999) com os resultados obtidos pelo presente modelo.

Tabela 5.3 – Parâmetros geométricos do evaporador testado por Liang *et al.* (1999).

Parâmetros geométricos		Parâmetros geométricos	
Número de fileiras de tubos	3	Diâmetro interno do tubo (mm)	8,83
Número de tubos por fileira	8	Espessura da aleta (mm)	0,12
Comprimento de tubo reto (m)	0,2125	Tipo de aleta	ondulada
Espaçamento transversal dos tubos (mm)	25,0	Arranjo de tubos	desencontrado
Espaçamento longitudinal dos tubos (mm)	21,6	Número de aletas	84
Diâmetro externo do tubo (mm)	9,53		

Visando a análise das características gerais de evaporadores de serpentina, Liang *et al.* (1999) simularam, também, um evaporador com o escoamento de refrigerante em um circuito de apenas uma fileira com quatro tubos, em fluxo cruzado com o escoamento de ar, cujos parâmetros geométricos são apresentados na Tab. 5.4. Para esse caso, os resultados obtidos por Liang *et al.* (1999) foram comparados com os resultados obtidos com o presente modelo.

Tabela 5.4 – Parâmetros geométricos do evaporador simulado por Liang *et al.* (1999).

Parâmetros Geométricos	Valores
Comprimento do tubo reto (m)	1,0
Espaçamento transversal dos tubos (m)	0,025
Espaçamento longitudinal dos tubos (m)	0,0216
Diâmetro externo do tubo (mm)	9,53
Diâmetro interno do tubo (mm)	8,83
Espessura das aletas (mm)	0,12
Espaçamento das aletas (mm)	2,41
Número de aletas	394

As condições de operação empregadas por Liang *et al.* (1999), para os problemas direto e inverso são, respectivamente, apresentadas nas Tabs. 5.5 e 5.6. A entalpia do refrigerante na entrada do evaporador é determinada pelas condições na saída do condensador: temperatura de condensação de 45 °C e grau de sub-resfriamento de 5 °C.

Tabela 5.5 – Condições de operação usadas por Liang *et al.* (1999): problema direto.

Condições de operação na entrada	Caso 01	Caso 02	Caso 03
Temperatura do refrigerante (°C)	10,5	10,5	11,0
Vazão em massa de refrigerante (kg/s)	0,003	0,0055	0,0086
Título	0,22	0,22	0,22
Temperatura do ar (°C)	28,0	28,0	28,0
Umidade relativa (%)	30	60	90
Velocidade do ar (m/s)	2,0	2,0	2,0

Tabela 5.6 – Condições de operação usadas por Liang *et al.* (1999): problema inverso.

Condições de operação na entrada	Valores
Temperatura do refrigerante (°C)	15,0
Título	0,22
Temperatura do ar (°C)	25,0
Umidade relativa (%)	60
Velocidade do ar (m/s)	2,0

5.2 Definição do Modelo

Na etapa de validação do modelo, o código computacional é testado inicialmente para o regime permanente, pois essa é a condição inicial para a simulação dinâmica do evaporador. Nessa etapa, o evaporador usado nos testes é o mesmo de Liang *et al.* (1999), cujos parâmetros

geométricos e as condições de operação são, respectivamente, apresentados nas Tabs. 5.4 e 5.5. O modelo de solução proposto, apresentado no Cap. 3, consiste então das Eqs. (3.1), (3.4), (3.6), (3.11), (3.14) e (3.16) que devem, respectivamente, ser solucionadas para o cálculo das variáveis: $\tilde{\rho}$, u , h_r , h_a , T_w e ω_a .

As equações auxiliares requeridas para o cálculo das propriedades termodinâmicas do refrigerante, do ar, da água, do material da parede do tubo e das aletas estão apresentadas no Apêndice A.

Uma vez que os resultados obtidos são dependentes das equações constitutivas apresentadas no Cap. 3, o modelo foi investigado inicialmente com o intuito de verificar a influência e definir as diferentes correlações a serem adotadas. No Item 5.3 são apresentados os resultados dos testes realizados, os quais utilizam o Caso 02 apresentado na Tab. 5.5.

Concluída essa análise, as equações constitutivas adotadas no modelo, para o cálculo dos demais parâmetros do problema, são:

- (i) Fator de atrito na região monofásica (vapor superaquecido): correlação de Churchill (1977) (Eq. 3.18);
- (ii) Perda de pressão devido ao atrito na região bifásica: correlação de Paliwoda (1989) (Eq. 3.33);
- (iii) Coeficiente de transferência de calor monofásico ($H_{r,sp}$): correlação de Dittus-Boelter (1930) (Eq. 3.38);
- (iv) Coeficiente de transferência de calor bifásico ($H_{r,tp}$): correlação de Jung e Radermacher (1991) (Eq. 3.47);
- (v) Coeficiente de transferência de calor no lado do ar (H_a): correlações de Turaga *et al.* (1988) (Eqs. 3.66 e 3.67).
- (vi) Razão de deslizamento entre as fases: correlação de Zivi (1964) (Eq. 3.76).

5.3 Análise das Equações Constitutivas - Regime Permanente

5.3.1 Influência do Modelo de Cálculo da Força de Atrito, F_z

Um termo da equação da quantidade de movimento do fluido refrigerante Eq. (3.4), que merece atenção é aquele referente ao atrito entre o refrigerante e a parede do tubo, F_z . Dentre as várias correlações disponíveis na literatura para calcular esse termo, são aqui analisadas as de Jung e Radermacher (1989) e Bandarra Filho (2002), que são correlações para o multiplicador

bifásico ϕ_1 (vide Item 3.4.1), e também a correlação de Paliowoda (1989) que fornece diretamente o valor de F_z .

Nas Figuras 5.1 e 5.2 apresentam-se, respectivamente, as distribuições de F_z e da pressão do refrigerante calculadas pelas correlações analisadas, em função do comprimento relativo ao longo da serpentina, z/L , razão entre a posição ao longo da serpentina e o seu comprimento total. Na Fig. 5.1, observa-se que na região monofásica, $(z/L) \geq 0,92$, os valores de F_z são coincidentes, pois são calculados pela Eq. (3.17) com o fator de atrito determinado pela correlação de Churchill (1977), Eq. (3.18).

Observa-se também na Fig. 5.1 que a força F_z cresce continuamente ao longo da serpentina, sendo que valores máximos são atingidos próximos do ponto de vaporização completa do refrigerante. A correlação de Souza e Pimenta (1995) também foi testada, mas, diferentemente das correlações anteriores, obteve-se uma queda no valor de F_z ao longo da serpentina e por isso os resultados foram desconsiderados.

Nota-se nas Figs. 5.1 e 5.2 uma relação direta entre o modelo de cálculo do termo F_z e a distribuição de pressão do refrigerante, ou seja, um maior valor de F_z fornece um maior gradiente de pressão.

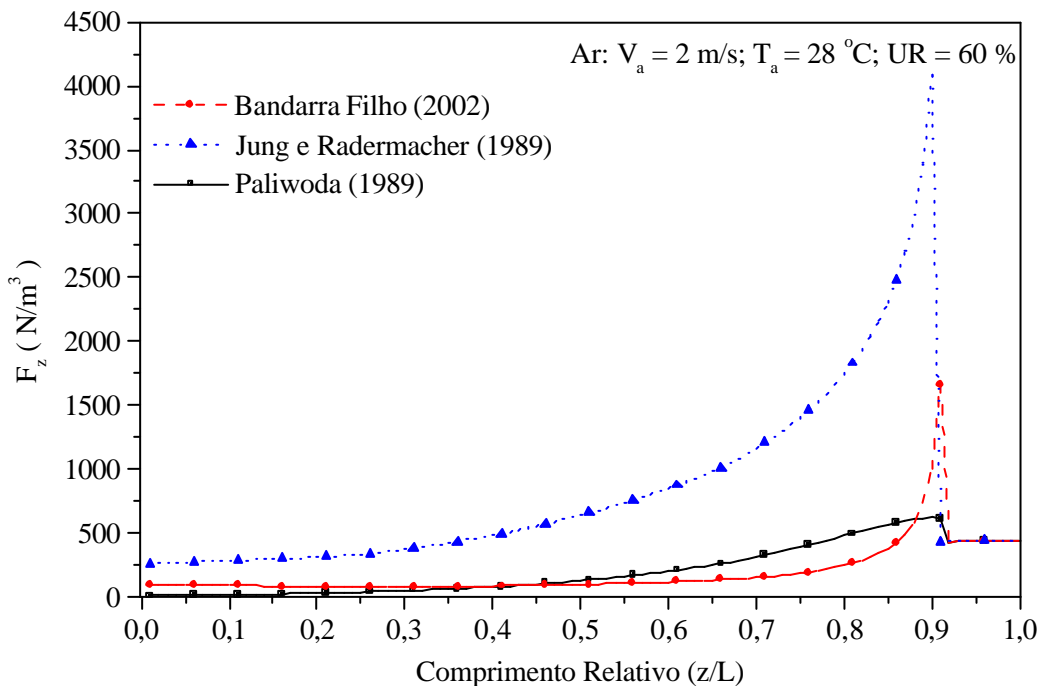


Figura 5.1 – Distribuições da força F_z ao longo da serpentina.

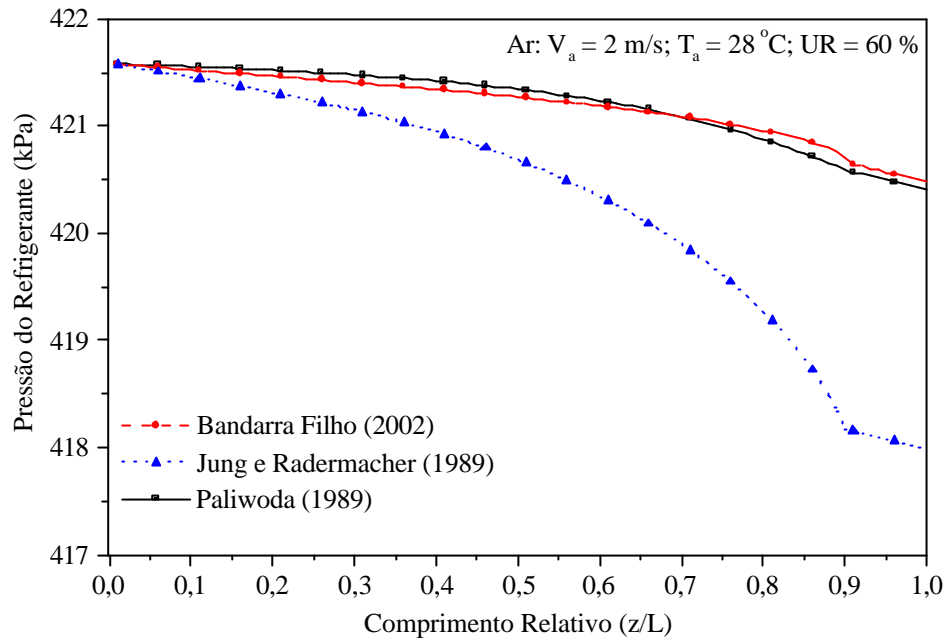


Figura 5.2 – Distribuições de pressão do refrigerante ao longo da serpentina.

A influência do modelo de cálculo da força F_z sobre as distribuições de temperatura do refrigerante e do ar é mostrada, respectivamente, nas Figs. 5.3 e 5.4,. Observa-se que os perfis de temperatura, tanto do refrigerante como do ar, são muito próximos entre si ao longo do maior trecho da serpentina, com um gradiente de temperatura do refrigerante ligeiramente maior quando a correlação de Jung e Radermacher (1989) é usada.

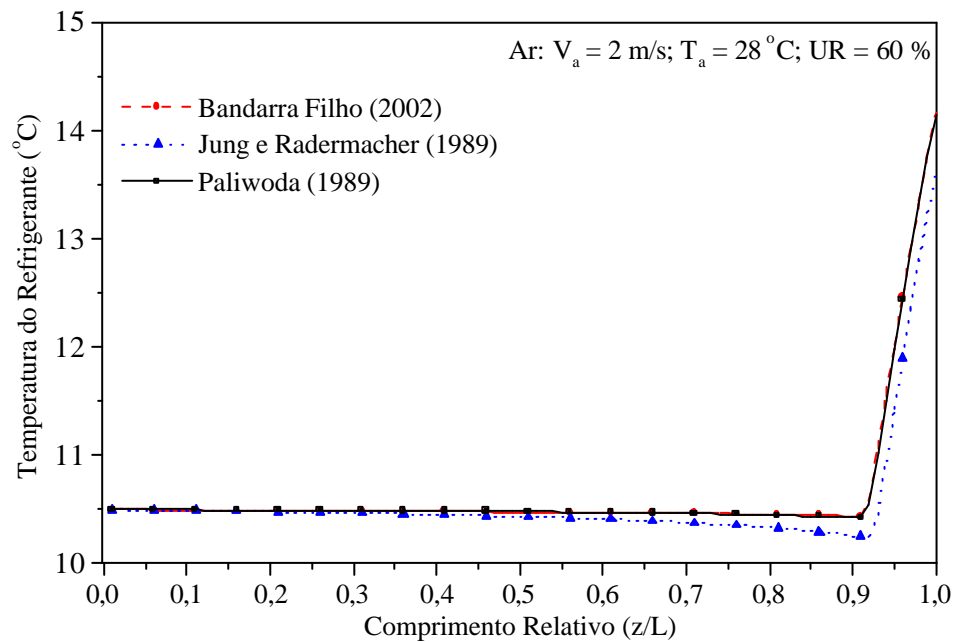


Figura 5.3 – Efeito do modelo de cálculo de F_z sobre a temperatura do refrigerante.

Dessa forma, as distribuições de temperatura do refrigerante e do ar, praticamente, foram independentes da correlação usada para o cálculo do termo F_z , embora a queda de pressão do refrigerante ao longo da serpentina calculada pela correlação de Jung e Radermacher (1989) tenha sido bem maior do que aquela calculada pelas demais correlações.

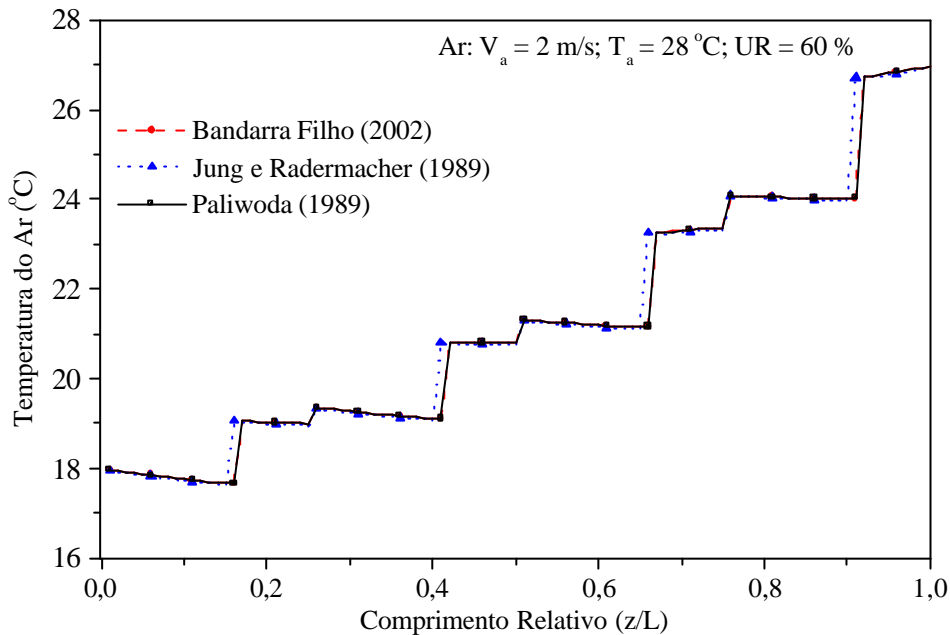


Figura 5.4 – Efeito do modelo de cálculo de F_z sobre a temperatura do ar.

5.3.2 Influência do Coeficiente de Transferência de Calor Bifásico.

Na Figura 5.5, são mostradas as distribuições do coeficiente de transferência de calor, CTC, do lado do refrigerante. O CTC bifásico é calculado pelas correlações de: Wattelet *et al.* (1991), Bandarra Filho *et al.* (1997) e Jung e Radermacher (1991). As correlações de Wattelet (1994) e Lima (2000) também foram testadas, mas, em razão dos elevados valores do CTC fornecidos, resultaram em graus de superaquecimento elevados, aproximadamente de 14 °C, e não foram incluídas na Fig. 5.5. As discontinuidades observadas nos perfis do coeficiente de transferência de calor mostrados na Fig. 5.5 devem-se à transição do escoamento bifásico para o monofásico.

Verifica-se na Fig. 5.5 que as correlações para o CTC bifásico apresentam comportamentos claramente diferentes, sendo que a correlação de Wattelet *et al.* (1991) é a que resulta nos menores valores, acarretando a vaporização incompleta do fluido refrigerante na saída da serpentina. Tal fato pode ser melhor observado na Fig. 5.6 na qual apresentam-se os perfis de temperatura do refrigerante ao longo da serpentina calculados pelo presente modelo, usando-se

diferentes correlações para o CTC bifásico, comparados com aquele obtido segundo o modelo de Liang *et al.* (1999).

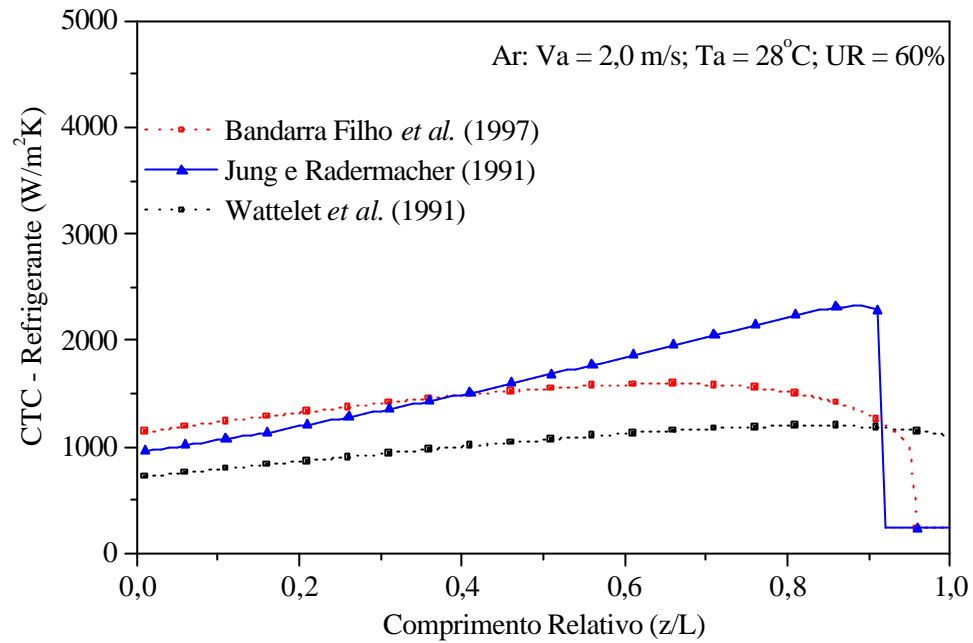


Figura 5.5 – Distribuições do coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante.

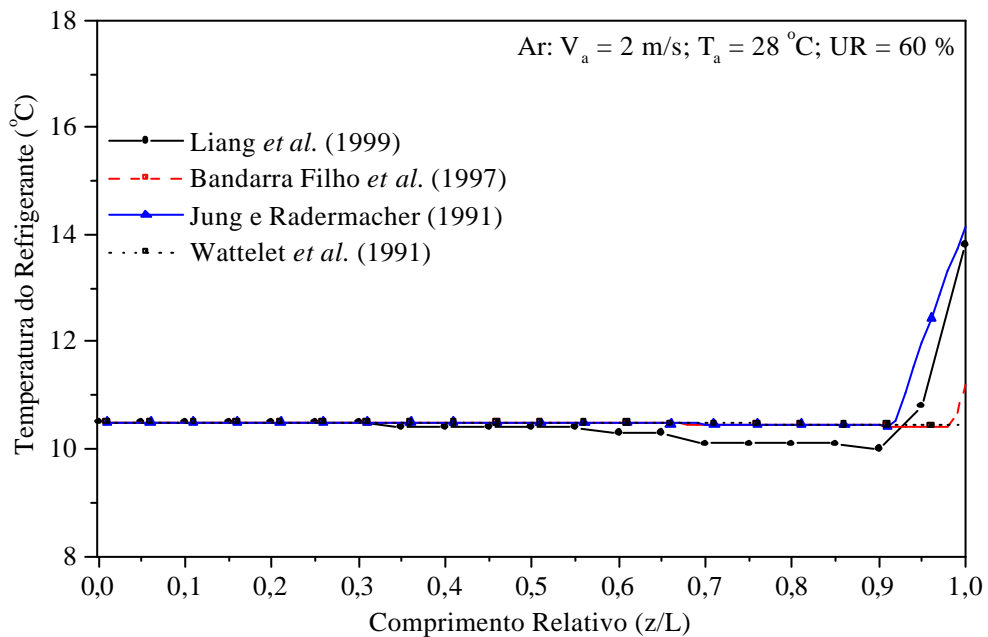


Figura 5.6 – Efeito do coeficiente de transferência de calor bifásico sobre a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo da serpentina.

Observa-se na Figura 5.6 que a posição na qual ocorre a vaporização completa do refrigerante, ponto de “secagem”, é influenciado pela correlação do CTC bifásico usada. O maior grau de superaquecimento é obtido quando a correlação de Jung e Radermacher (1991) é empregada, uma vez que tal correlação fornece os maiores valores do CTC bifásico para o caso analisado (vide Fig. 5.5). Na Figura 5.6, verifica-se também que o perfil de temperatura obtido quando se usa a correlação de Jung e Radermacher (1991) é a que melhor se ajusta ao resultado de Liang *et al.* (1999).

É importante mencionar que Barbieri (2001) analisou a influência do coeficiente de transferência de calor da região de escoamento monofásico, usando as equações de Dittus-Boelter (1930), Gnielinski (1976), Sieder e Tate (1936) e Sleicher e Rouse (1975). Barbieri (2001) mostrou que os perfis de temperatura do refrigerante foram praticamente coincidentes, independente da correlação usada para o cálculo do CTC monofásico. Além disso, deve-se lembrar que em evaporadores de serpentina com tubos aletados de expansão seca, a região de escoamento monofásico de vapor superaquecido, geralmente, compreende menos do que 20 % do comprimento total da serpentina.

5.3.3 Influência do Coeficiente de Transferência de Calor do Ar

O coeficiente de transferência de calor do lado do ar foi calculado pelas correlações de Wang (1996, 1997), Turaga *et al.* (1988) e de McQuiston (1981), apresentadas no Item 3.4.3, para se verificar a influência desse parâmetro sobre os resultados obtidos.

Na Figura 5.7, apresentam-se os perfis de temperatura do ar calculados pelo presente modelo, para as três correlações do CTC do ar analisadas, comparados com o resultado de Liang *et al.* (1999). Quando as correlações de Turaga *et al.* (1988) e de McQuiston (1981) são usadas, os perfis de temperatura do ar obtidos apresentam o mesmo comportamento e são praticamente coincidentes (vide Fig. 5.7). Para a correlação de Wang (1999) a distribuição de temperatura está mais próxima daquela obtida por Liang *et al.* (1999).

Na Figura 5.7 as temperaturas obtidas pelo presente modelo são menores do que aquelas obtidas por Liang *et al.* (1999). Essa diferença é provavelmente causada pela correlação do coeficiente de transferência de calor do ar de Fisher e Rice (1983) utilizada por Liang *et al.* (1999), a qual não foi obtida pelo presente autor.

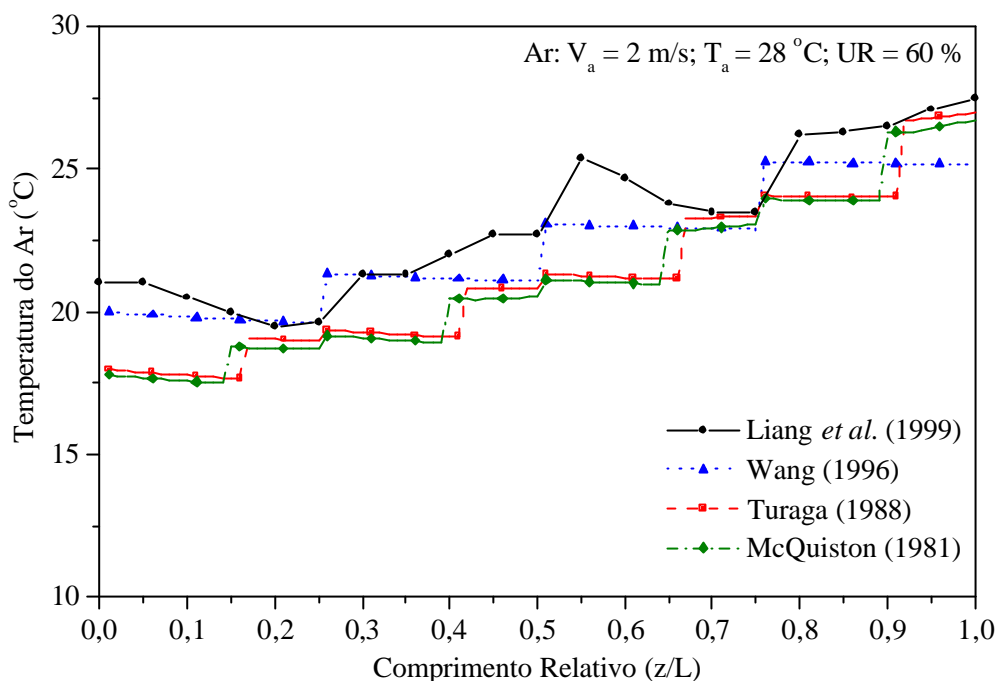


Figura 5.7 – Efeito do CTC do ar sobre a distribuição de temperatura do ar.

5.3.4 Influência dos Modelos de Cálculo da Razão de Deslizamento

Para analisar a influência do deslizamento entre as fases sobre os resultados obtidos foram testadas as correlações de razão de deslizamento, S , de Chisholm (1973), Smith (1970), Premoli *et al.* (1970) e Zivi (1964).

Nas Figuras 5.8 a 5.10 apresentam-se, respectivamente, os perfis de temperatura do refrigerante, da parede do tubo e do ar calculados pelo presente modelo, considerando o deslizamento entre as fases, comparados com os resultados obtidos por Liang *et al.* (1999). Nessas figuras estão apresentados também os perfis de temperatura obtidos quando o escoamento bifásico é considerado homogêneo, ou seja, $S = 1$.

Observa-se na Figura 5.8, que os resultados obtidos pelos modelos de deslizamento indicam uma redução na temperatura do refrigerante ao longo da serpentina, até o ponto de vaporização completa, aproximadamente de $0,8 \text{ }^\circ\text{C}$, quando a correlação de Zivi (1964) é usada, até $2,0 \text{ }^\circ\text{C}$, quando a correlação de Premoli *et al.* (1970) é usada. Esse fato está diretamente relacionado com os valores da razão de deslizamento obtidos pelas diferentes correlações. Na Figura 5.11 são apresentadas as distribuições de S ao longo da serpentina segundo as diferentes correlações consideradas. Nota-se um pequeno aumento de S à medida em que a vaporização do refrigerante ocorre ao longo do tubo, com exceção dos valores obtidos pela correlação de

Premoli *et al.* (1970), que foram bastante superiores àqueles das demais correlações a partir do comprimento relativo $z/L = 0,4$. Tal comportamento é responsável pela maior variação da temperatura do refrigerante ao longo da serpentina, mostrada na Fig. 5.8. A melhor concordância entre os resultados de Liang *et al.* (1999) e aqueles do presente modelo é obtida quando se usa a correlação de Zivi (1964) (vide Fig. 5.8).

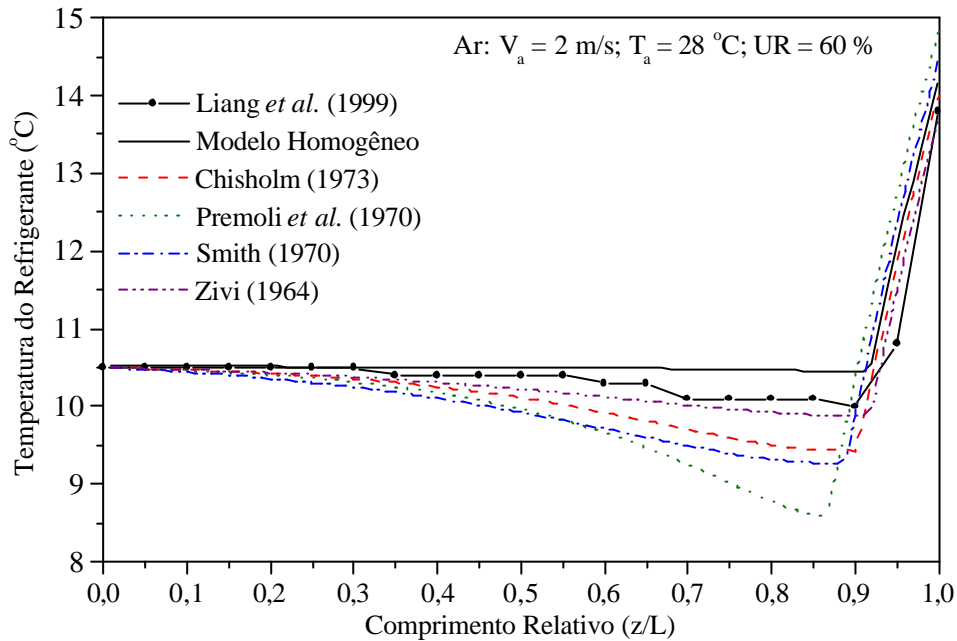


Figura 5.8 – Efeito da razão de deslizamento sobre a temperatura do refrigerante ao longo da serpentina.

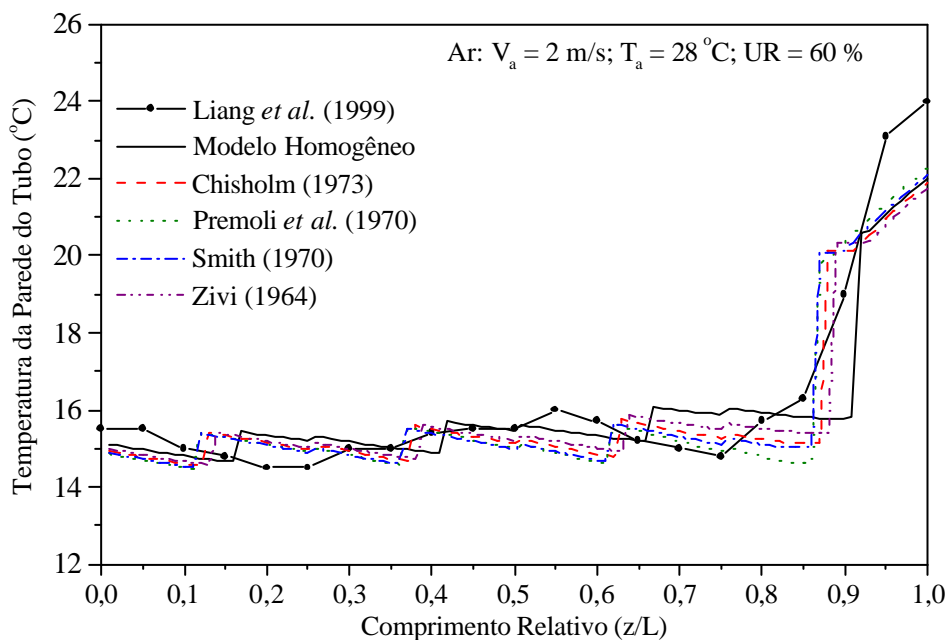


Figura 5.9 – Efeito da razão de deslizamento sobre a temperatura da parede do tubo.

Nas Figuras 5.9 e 5.10, é mostrado que os modelos de deslizamento entre as fases exercem uma pequena influência sobre os perfis de temperatura, respectivamente, da parede do tubo e do ar. Nesses casos, os resultados obtidos, considerando o deslizamento entre as fases, estão muito próximos entre si e dos resultados obtidos com o modelo homogêneo, ou seja, a variação total da temperatura da parede do tubo e da temperatura do ar é aproximadamente a mesma, independente da correlação de razão de deslizamento utilizada.

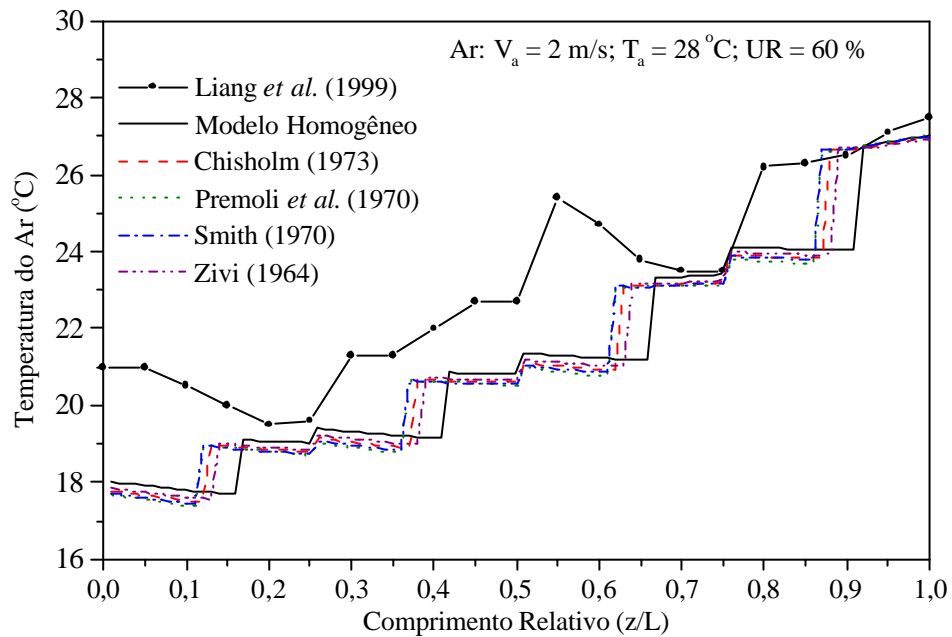


Figura 5.10 – Efeito da razão de deslizamento sobre a temperatura do ar ao longo da serpentina.

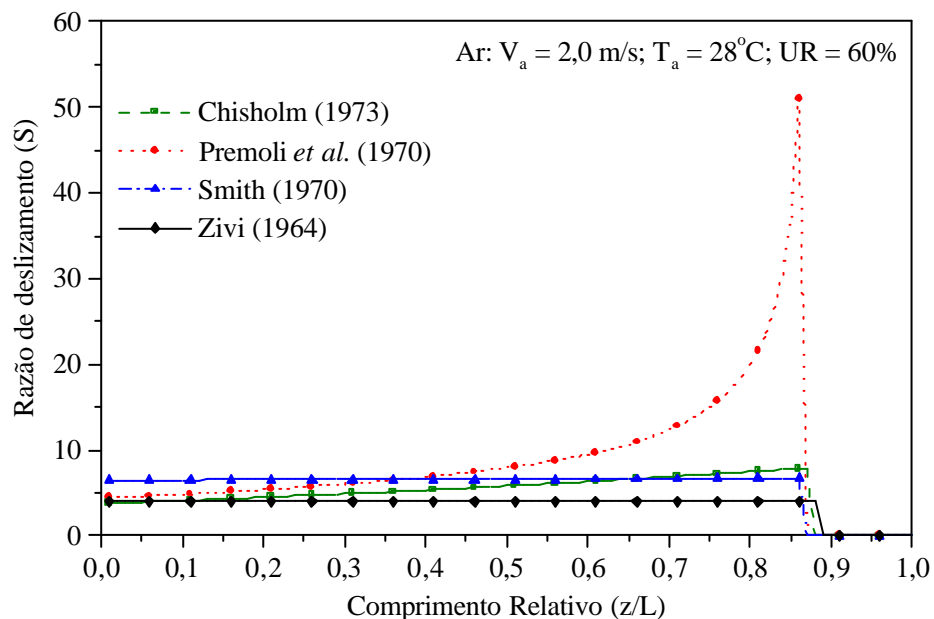


Figura 5.11 – Razão de deslizamento entre as fases ao longo da serpentina.

5.4 Comparações dos Resultados – Regime Permanente

Neste item, são apresentadas as comparações entre os resultados calculados usando-se o presente modelo e os resultados calculados por Liang *et al.* (1999), em termos de distribuições de temperatura do refrigerante, da parede do tubo e do ar e da vazão em massa de refrigerante.

Nas Figuras 5.12 a 5.14 apresentam-se, respectivamente, para as umidades relativas do ar na entrada de 30 %, 60 % e 90 %, as comparações entre os perfis de temperatura do ar, temperatura do refrigerante e temperatura da parede do tubo calculados pelo presente modelo com aqueles calculados por Liang *et al.* (1999). Nessas figuras, são apresentados também os resultados calculados quando a hipótese de escoamento bifásico homogêneo é adotada ($S=1$). Para esses casos, o problema direto é resolvido, ou seja, a solução das equações governantes é obtida a partir das condições do refrigerante conhecidas na entrada do tubo, $z = 0$ (\dot{m}_r , x e T_r) e das condições do ar conhecidas na entrada do evaporador (T_a , ω_a e \dot{m}_a).

Verifica-se nas Figuras 5.12 a 5.14 uma boa concordância entre os resultados calculados pelo presente modelo e aqueles apresentados por Liang *et al.* (1999), principalmente os perfis de temperatura do refrigerante e da parede do tubo ao longo do trecho de escoamento bifásico.

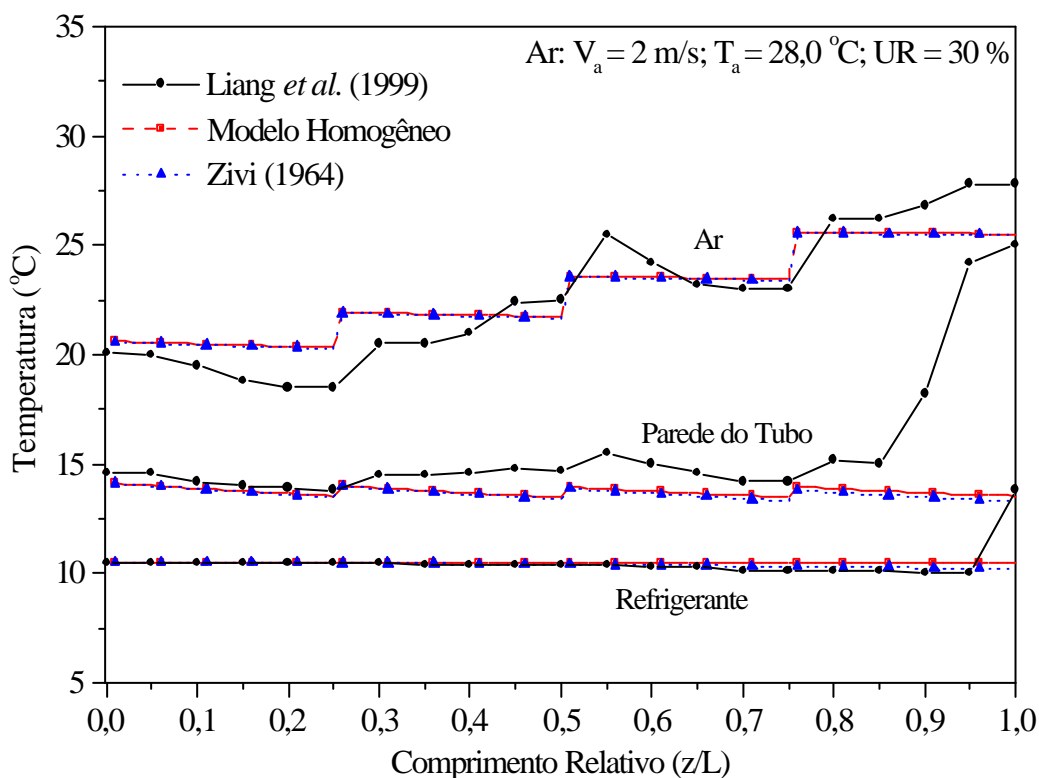


Figura 5.12 – Comparação entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR=30 %.

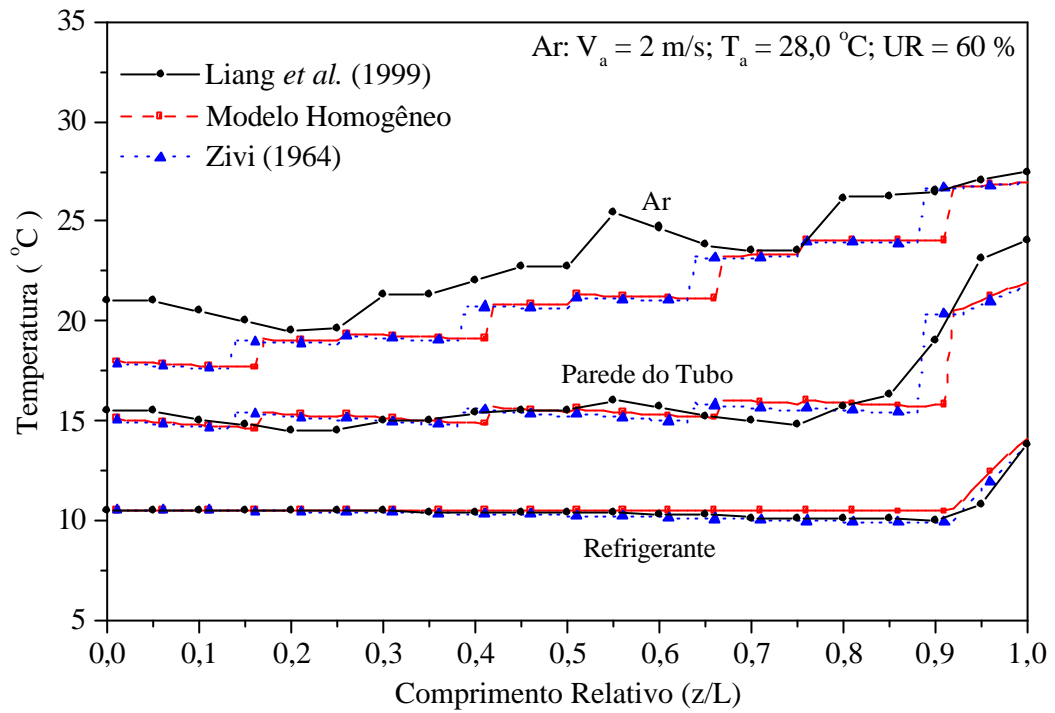


Figura 5.13 – Comparação entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para $UR=60\%$.

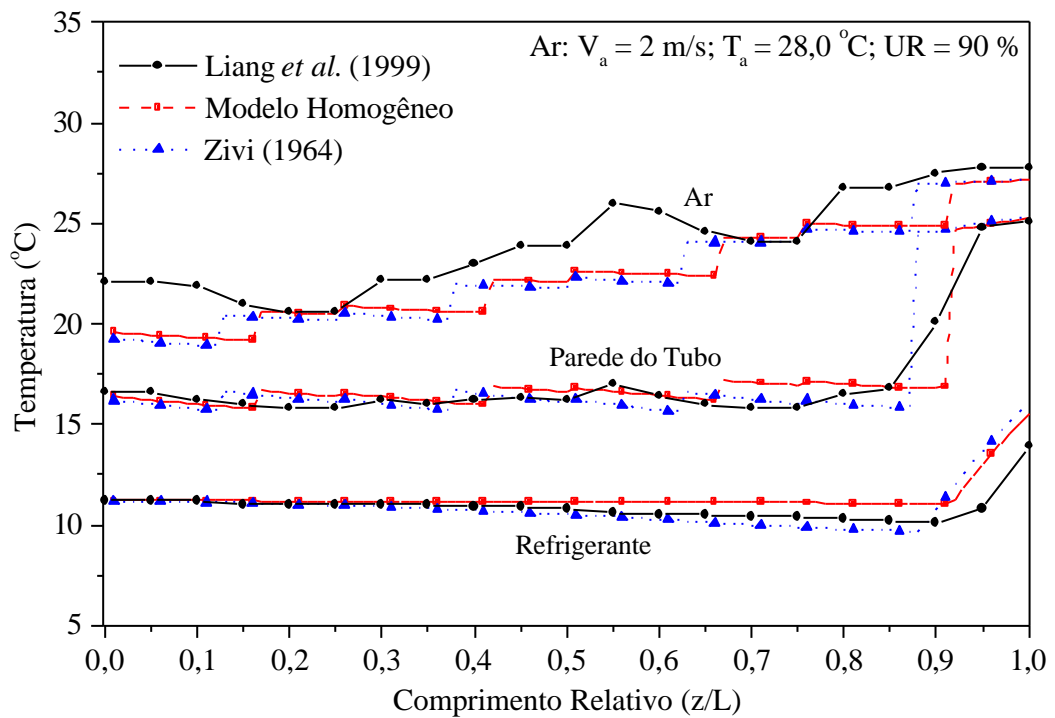


Figura 5.14 – Comparação entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para $UR=90\%$.

Entretanto, para a umidade relativa de entrada do ar de 30 % (vide Fig. 5.12), observa-se que o presente modelo não prevê a vaporização completa do refrigerante. Nesse caso, o título do refrigerante na saída da serpentina é de 0,81 o que difere do resultado de Liang *et al.* (1999). Apesar disso, os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo estão próximos, apresentando uma diferença mais acentuada apenas na região de vapor superaquecido. Observa-se também a proximidade entre os perfis de temperatura obtidos pelo modelo de deslizamento e o modelo homogêneo.

Na Figura 5.15 mostra-se a variação da vazão em massa de refrigerante em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador. Nesse caso, o problema inverso é resolvido, conforme descrito no Item 4.2.2, ou seja, a vazão em massa de refrigerante é calculada, conhecidos os parâmetros geométricos do evaporador (vide Tab. 5.4) e as condições de operação (vide Caso 02, Tab. 5.5). Os valores das vazões em massa calculados são comparados com aqueles obtidos por Liang *et al.* (1999) para uma faixa de umidades relativas do ar de 20 % a 90 %.

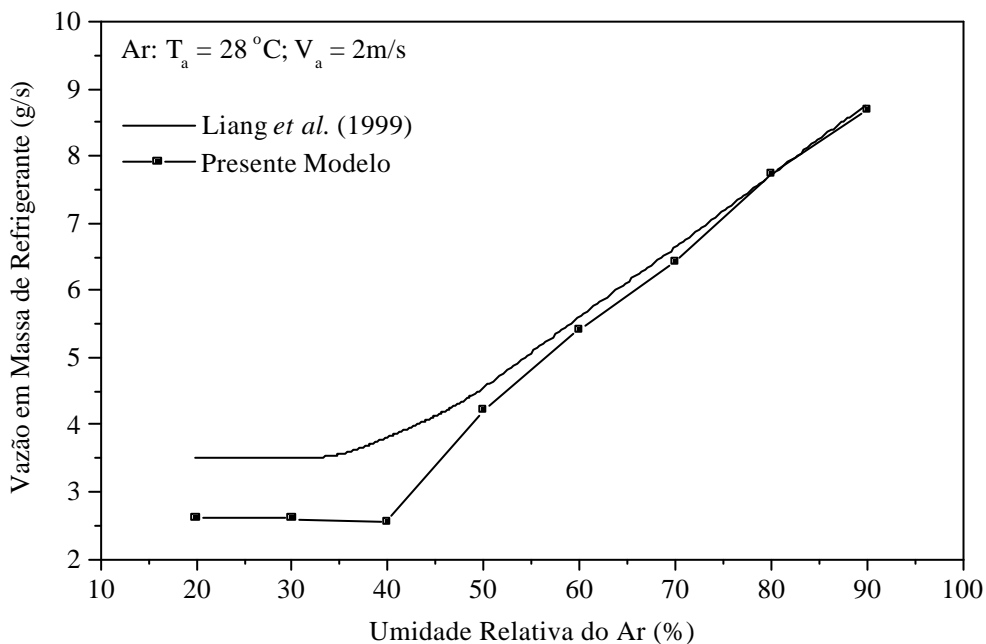


Figura 5.15 – Vazão em massa de refrigerante em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador.

Nota-se na Fig. 5.15 que, embora a tendência apresentada pelas duas curvas seja a mesma, um desvio entre os resultados ocorre para umidades relativas do ar inferiores a 50 %. Para umidades relativas acima de 50 % observa-se uma boa concordância entre os resultados e

considerando toda a faixa de umidades relativas do ar, 20 a 90 %, o desvio médio absoluto é de 12,1 % em relação aos resultados de Liang *et al.* (1999). Observa-se, ainda, o aumento significativo da vazão em massa de refrigerante para umidades relativas do ar acima de 40 %. Esse comportamento, conforme mostrado por Liang *et al.* (1999) e Barbieri (2001), se deve ao aumento da potência de refrigeração requerida, que, aproximadamente, dobra de valor para umidades na faixa entre 50 e 90 %. O aumento na potência de refrigeração se deve principalmente ao rápido aumento na parcela de calor latente em razão do aumento da umidade relativa do ar.

Na Figura 5.16, apresenta-se a variação da vazão em massa de refrigerante em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. Mais uma vez, os parâmetros geométricos do tubo e das aletas são aqueles apresentados na Tab. 5.4, com as condições de operação: grau de superaquecimento do refrigerante de 5 °C, velocidade do ar na entrada de 2 m/s, umidade relativa do ar na entrada de 60 % e temperatura do ar na entrada de 24 °C e de 28 °C. Para esses casos, o desvio médio absoluto entre os valores de vazão em massa de refrigerante calculados pelo presente modelo e aqueles obtidos por Liang *et al.* (1999), é de 5 %.

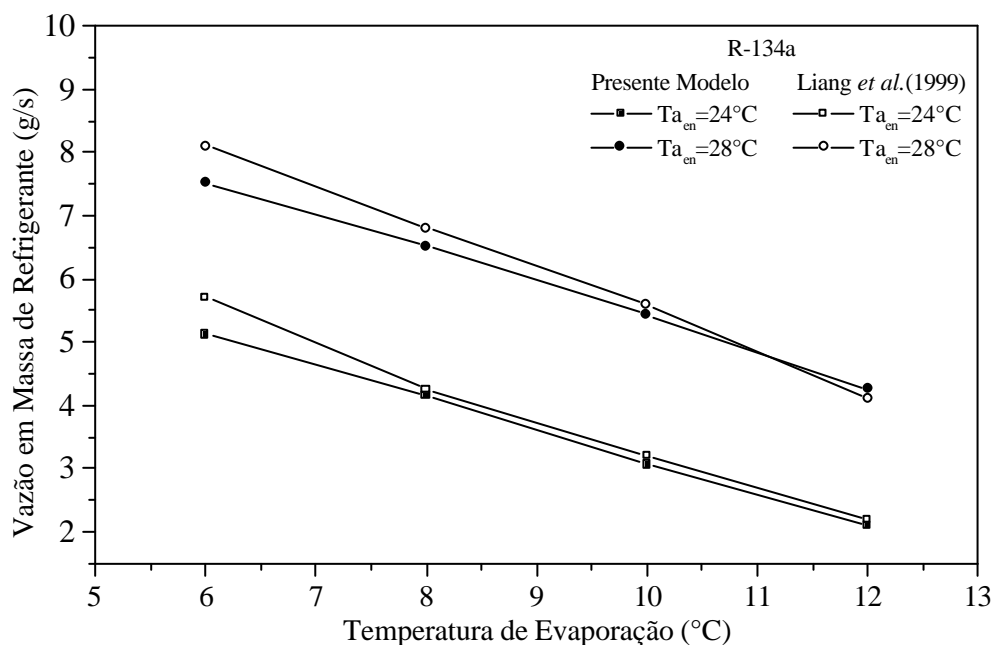


Figura 5.16 – Vazão em massa de refrigerante em função da temperatura de evaporação e da temperatura do ar na entrada do evaporador.

Mantendo-se constante a temperatura de entrada do ar, observa-se na Fig. 5.16, que a vazão

em massa de refrigerante, necessária para manter o mesmo grau de superaquecimento do refrigerante, diminui com o aumento da temperatura de evaporação. Da mesma forma, para a mesma temperatura de evaporação, a vazão em massa de refrigerante diminui com a redução da temperatura de entrada do ar.

5.5 Comparações com Resultados Experimentais – Regime Transiente

Atingido o regime permanente, a vazão em massa de refrigerante é aumentada ou reduzida para simular a resposta transiente do evaporador. Como o evaporador encontrava-se em regime permanente, essa perturbação fará com que, após um período transiente, um novo regime permanente se estabeleça.

Nesta etapa de validação do modelo, o evaporador usado nos testes é o mesmo de Jia *et al.* (1995), cujos parâmetros geométricos e as condições de operação são, respectivamente, apresentados nas Tabs. 5.1 e 5.2.

Na Tabela 5.1 observa-se que, embora o evaporador possua nove fileiras de tubos os resultados experimentais apresentados por Jia *et al.* (1995) referem-se apenas a uma fileira, permitindo, assim, a comparação com os resultados obtidos pelo presente modelo.

Durante o período transiente, a pressão na entrada do evaporador é controlada por uma função $p_1(t)$, obtida por ajuste de valores medidos. Essa função governa o intervalo de tempo em que o evaporador se adapta às novas condições de operação do sistema. As condições de entrada do ar sobre o evaporador permanecem constantes, sendo que o aumento ou diminuição do efeito de refrigeração é simulado exclusivamente pelo aumento ou diminuição da vazão em massa de refrigerante.

No experimento de Jia *et al.* (1995), para obter a resposta transiente do evaporador à variação da vazão em massa de refrigerante, as condições do sistema no regime permanente foram inicialmente estabelecidas. Em seguida, a vazão em massa de refrigerante foi alterada, abrindo-se ou fechando-se uma válvula de expansão eletrônica.

Na Figura 5.17 apresenta-se a variação da pressão do refrigerante na entrada do evaporador em função do tempo, obtida experimentalmente por Jia *et al.* (1995), para um aumento de 9,5 % da vazão em massa de refrigerante. Para o caso mostrado na Fig. 5.17, o início do período transiente ocorre 30 segundos após o início da gravação dos dados, instante em que a vazão em massa é instantaneamente aumentada em 9,5 %. Esse aumento de vazão causa um aumento nas pressões de entrada do evaporador e de saída do condensador. Após 140 segundos, o regime

permanente é novamente estabelecido e a pressão de evaporação alcança o valor médio de 290 kPa.

Para a comparação com os resultados de Jia *et al.* (1995, 1999), uma função $p_r(t)$, mostrada na Fig. 5.17, foi ajustada aos dados experimentais, para representar a variação da pressão do refrigerante na entrada do evaporador durante o período transiente.

A variação de temperatura de saída do ar com o tempo, foi medida por Jia *et al.* (1995) na posição ao longo do evaporador correspondente ao ponto $i = MI$ e $j = 1$ na malha computacional, (vide Fig. 4.3). A malha computacional usada na obtenção dos resultados numéricos possui 180 pontos, uniformemente distribuídos e o intervalo de tempo usado para o avanço no tempo é de 10 segundos.

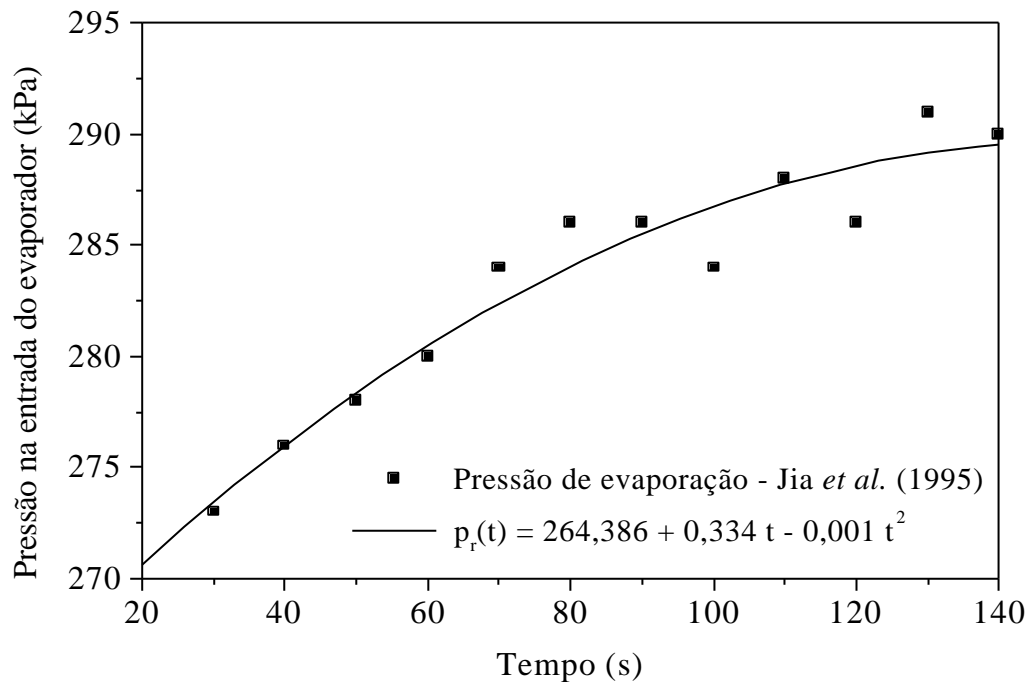


Figura 5.17 - Função $p_r(t)$ ajustada aos dados experimentais de Jia *et al.* (1995).

Nas Figuras 5.18 e 5.19 são mostradas as comparações, respectivamente, entre as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar no regime transiente medidas por Jia *et al.* (1995) e calculadas pelo presente modelo, usando-se correlações da força de atrito. As correlações da força de atrito, F_z , analisadas são as de Bandarra Filho (2002), Jung e Radermacher (1991) e Paliwoda (1989).

Observa-se na Figura 5.18, que as distribuições do grau de superaquecimento calculadas pelo presente modelo apresentam o mesmo comportamento daquele obtido por Jia *et al.* (1995),

embora os valores calculados sejam em média 8,8 % superiores aos valores medidos. Dessa forma, os resultados calculados demonstram que a região de escoamento de vapor superaquecido é superestimada pelo presente modelo em relação aos dados experimentais. Isso quer dizer que o chamado ponto de secagem do refrigerante, ou seja, o ponto no qual o refrigerante vaporiza-se completamente, previsto pelo modelo, ocorre a uma distância da entrada do evaporador, menor do que aquela medida, resultando em um grau de superaquecimento maior.

Verifica-se, ainda na Fig. 5.18 que as distribuições do grau de superaquecimento calculados pelo modelo, praticamente, independem da correlação usada para o cálculo da força de atrito, F_z .

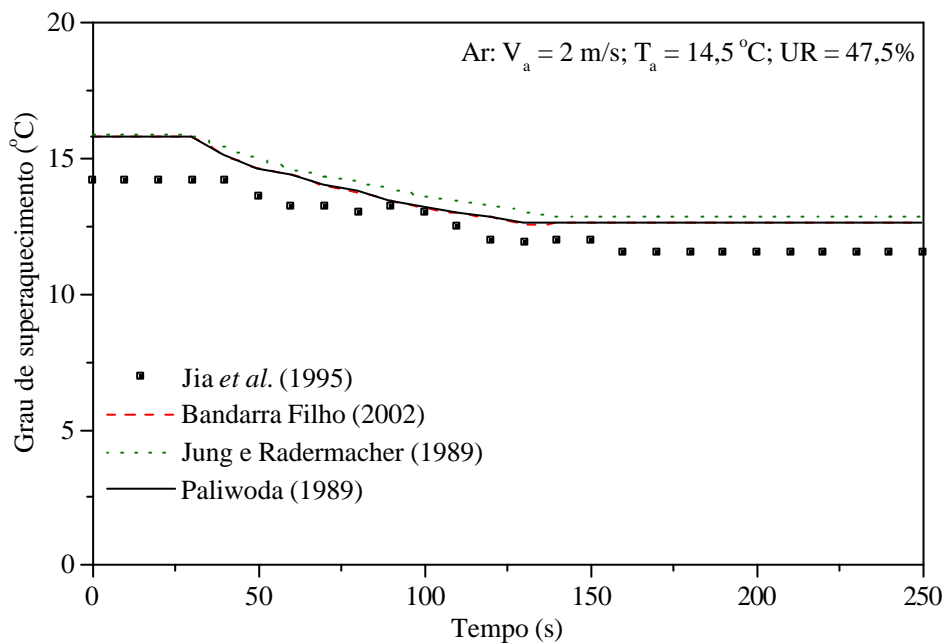


Figura 5.18 – Comparação entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia et al. ,1995): influência das correlações da força de atrito, F_z .

Na Figura 5.19 observa-se que os perfis de temperatura de saída do ar do evaporador calculados pelo presente modelo, embora apresentem uma boa concordância com os dados de Jia et al. (1995) a partir do instante de tempo de 75 s, exibem um período transiente menor em relação aos dados experimentais. Esse comportamento pode estar relacionado ao fato de, na simulação, considerar-se a temperatura do ar na entrada do evaporador constante durante o período transiente. Entretanto, Jia et al. (1995) relataram que, na prática, essa temperatura diminui suavemente após o aumento da vazão em massa de refrigerante, em função de aspectos construtivos da bancada experimental. Isso faz com que a redução da temperatura medida com o

tempo seja atenuada.

Na Figura 5.19 verifica-se também que os perfis de temperatura calculados quando se usam as diferentes correlações para o cálculo de F_z , são aproximadamente coincidentes a partir do instante de tempo de 35 s. A correlação de Bandarra Filho (2002) resultou em valores menores de temperaturas no regime permanente em relação às demais correlações e aos dados experimentais

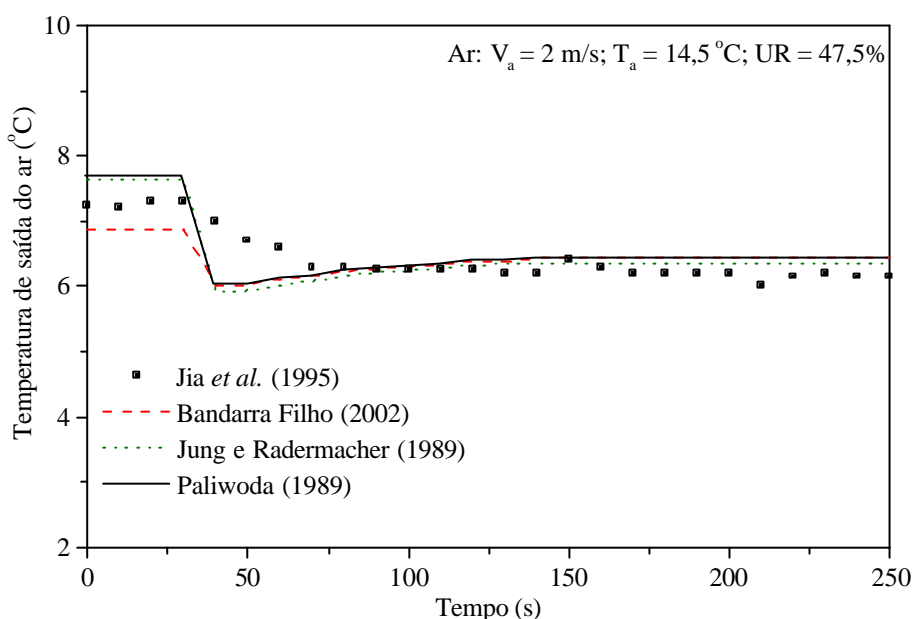


Figura 5.19 – Comparações entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia et al. 1995): influência das correlações da força de atrito, F_z .

Vários testes foram realizados para verificar a influência das diferentes correlações do coeficiente de transferência de calor bifásico, do coeficiente de transferência de calor do lado do ar e das correlações da razão de deslizamento sobre os resultados do modelo no regime transiente. Entretanto, para algumas dessas correlações não se obteve a convergência do procedimento computacional.

Para o CTC bifásico, optou-se em manter no modelo a correlação de Jung e Radermacher (1991), que apresentou a melhor concordância com os dados experimentais de Jia et al. (1995, 1999). A correlação de Wattlelet (1994) é a que apresenta os valores mais elevados do grau de superaquecimento e os maiores valores na temperatura de saída do ar.

O coeficiente de transferência de calor do lado do ar é um dos parâmetros que mais influenciam o comportamento dinâmico de evaporadores de serpentina com tubo aletados. As

comparações entre os dados experimentais de Jia *et al.* (1995, 1999) e os resultados obtidos pelo presente modelo, usando-se as correlações de Turaga *et al.* (1988) e de McQuiston (1981), são apresentados nas Figs. 5.20 e 5.21.

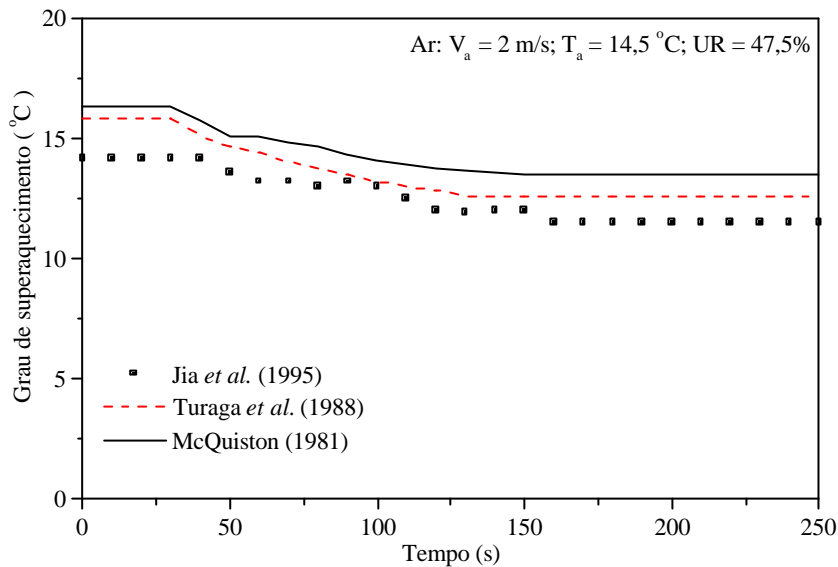


Figura 5.20 – Comparação entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia *et al.*, 1995, 1999): influência das correlações do CTC do ar.

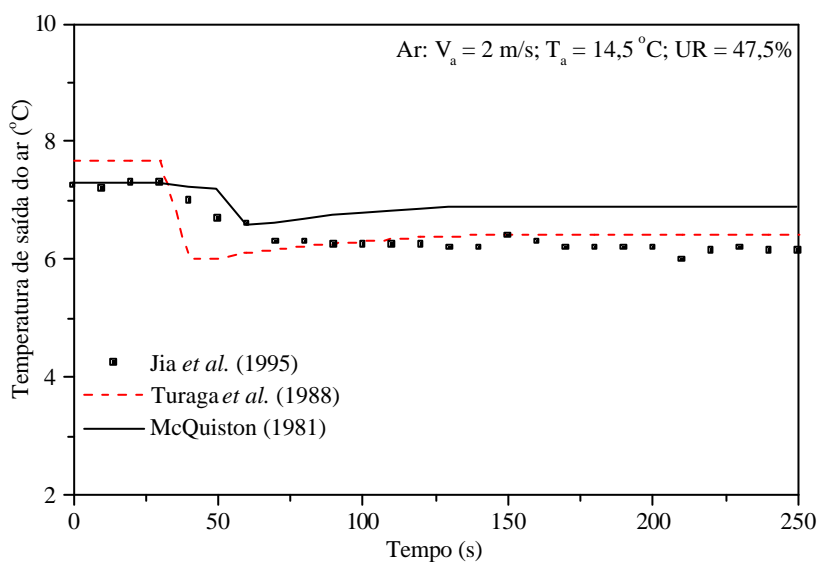


Figura 5.21 – Comparação entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia *et al.* 1995, 1999): influência das correlações do CTC do ar.

Observa-se nas Figuras 5.20 e 5.21 que, embora as distribuições do grau de superaquecimento ao longo do tempo, calculados quando se usam as duas correlações testadas, apresentam o mesmo comportamento, as distribuições de temperatura de saída do ar calculadas

apresentam comportamentos diferentes. Observa-se também que os resultados obtidos quando se usa a correlação de Turaga *et al.* (1988) estão mais próximos dos dados experimentais. A correlação de Wang *et al.* (1996) também foi testada, mas os resultados obtidos foram desconsiderados pois os valores do grau de superaquecimento ao longo do tempo foram muito inferiores aos dados experimentais.

Os resultados do regime transiente, calculados pelo modelo quando as diferentes correlações de razão de deslizamento são usadas, apresentam comportamentos bastante diferentes em relação aos dados experimentais e ao modelo homogêneo.

Nas Figuras 5.22 e 5.23 são apresentadas, respectivamente, as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar calculadas quando se usam as correlações de razão de deslizamento e também o modelo homogêneo, comparados com os dados experimentais de Jia *et al.* (1999). As correlações de razão de deslizamento testadas foram as de: Chisholm (1973), Smith (1970), Premoli *et al.* (1970) e Zivi (1964).

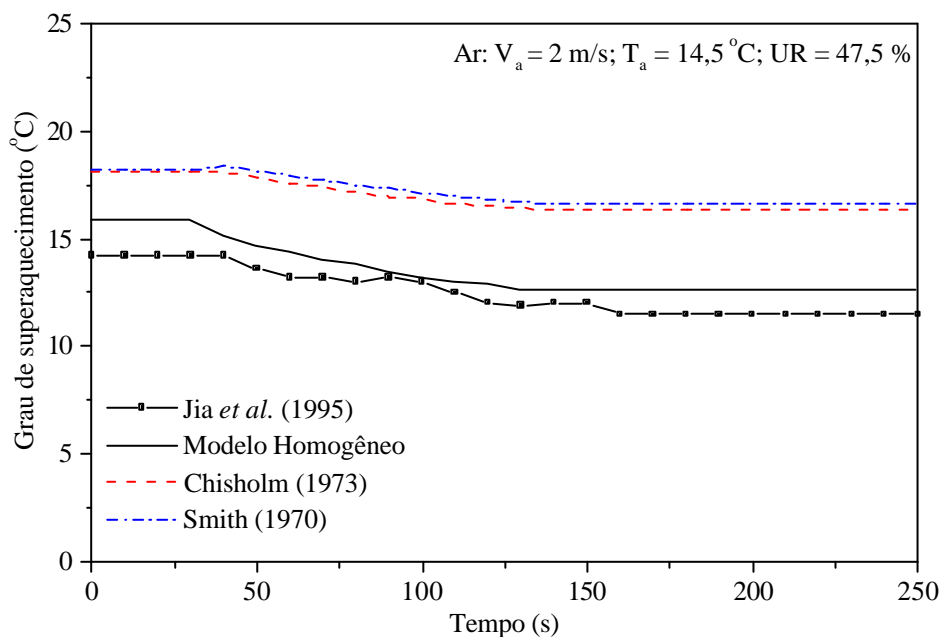


Figura 5.22 – Comparação entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia *et al.*, 1995): influência das correlações da razão de deslizamento.

Os resultados calculados quando a correlação de Zivi (1964) foi empregada, embora tenham sido os que mais se aproximam dos dados experimentais no início do período transiente, não foram apresentados, pois não se conseguiu a convergência do procedimento numérico para instantes de tempo acima de 90 s. Os resultados obtidos usando-se a correlação de

Premoli *et al.* (1973) foram desconsiderados em razão das diferenças encontradas em relação aos demais modelos e os resultados experimentais.

Verifica-se na Figura 5.22 que o grau de superaquecimento calculado pelos modelos de deslizamento é superestimado em relação aos dados experimentais e ao modelo homogêneo. Observa-se na Fig. 5.23 que as distribuições de temperatura calculadas pelos modelos de deslizamento apresentam um atraso para o início do período transiente em relação aos dados experimentais.

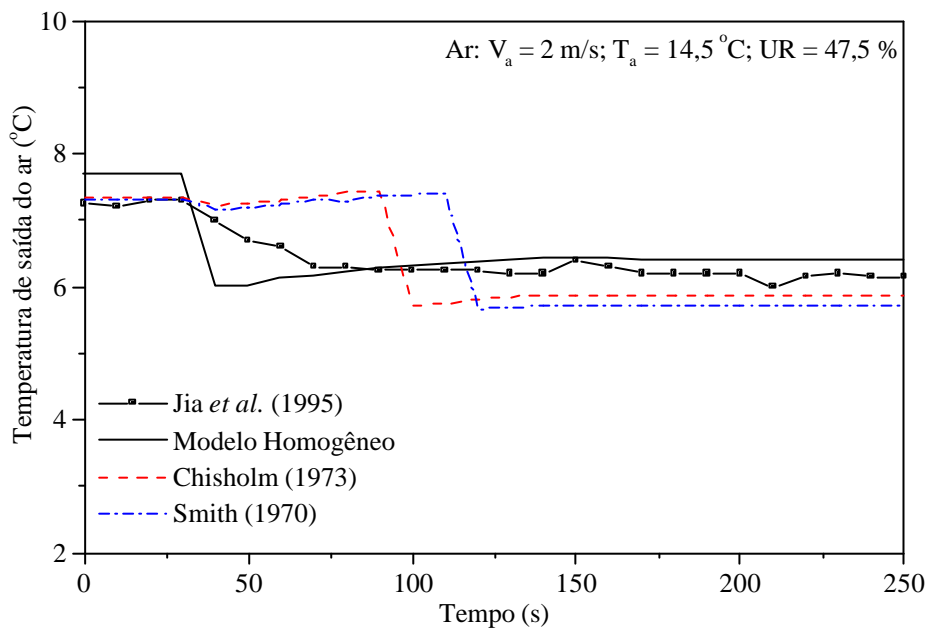


Figura 5.23 – Comparação entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia *et al.* 1995): influência das correlações da razão de deslizamento.

5.6 Análise de Circuitos de Refrigerante

A possibilidade de numerosos arranjos de circuitos de refrigerante para uma serpentina, torna o estudo de evaporadores bastante complexo. A disposição do circuito de refrigerante tem uma grande influência sobre o desempenho do evaporador e é uma questão importante a ser considerada no projeto de evaporadores.

Neste item são apresentados alguns resultados computacionais para seis diferentes configurações do circuito de refrigerante, mostrados esquematicamente na Fig. 5.24, com o objetivo de analisar a influência dessas configurações sobre o desempenho da serpentina.

Para a análise dessas diferentes configurações, os parâmetros geométricos e as condições de operação empregadas são apresentados nas Tabs. 5.4 e 5.5. Utiliza-se as condições de operação

relativas ao Caso 02 da Tab. 5.5, com exceção da vazão em massa de refrigerante. Tal vazão é assumida igual a $4,75 \times 10^{-3}$ kg/s, ao longo de cada fileira de tubos, para os circuitos de refrigerante sem união das fileiras, serpentinas (A) a (D) mostrados na Fig. 5.24, e igual a 13×10^{-3} kg/s para os circuitos com união das fileiras de tubos, serpentinas (E) e (F) mostrados na Fig. 5.24.

Tais vazões foram ajustadas para garantir a vaporização completa do fluido refrigerante, ponto de secagem, próximo à saída da serpentina. A posição do ponto de secagem é alterada em relação aos casos analisados nos Itens 5.2 e 5.3 em razão da mudança da entrada do ar no evaporador, para a posição frontal (vide Fig. 5.24).

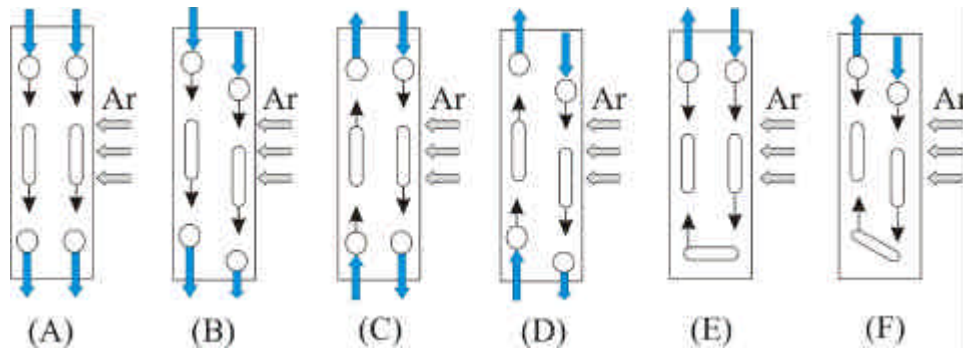


Figura 5.24 – Esquemas de serpentinas com duas fileiras de tubos e quatro tubos por fileira.

Para a análise das serpentinas com a configuração dos tubos alternados, serpentinas (B), (D) e (F) mostradas na Fig. 5.24, a condição de entrada do ar, temperatura e umidade, para a segunda fileira de tubos é tomada como a média aritmética dos respectivos valores adjacentes recém calculados na saída da primeira fileira de tubos.

Salienta-se, que não foi feita nenhuma consideração adicional em relação ao modelo do coeficiente de transferência de calor do ar para o circuito com apenas uma fileira de tubos. O escoamento ao redor dos tubos da primeira fileira corresponde àquele de um circuito de apenas uma fileira. Entretanto sabe-se que, para as fileiras subsequentes o escoamento depende fortemente da configuração da matriz tubular (Incropera e Dewitt, 1998).

Nas Figuras 5.25 (a) a (f) apresentam-se as distribuições de temperatura do ar, da parede do tubo e do refrigerante ao longo de cada fileira de tubos, para as serpentinas (A) a (F). Observa-se, nessas figuras, a redução da temperatura do ar através do evaporador e o maior grau de superaquecimento do refrigerante na primeira fileira de tubos, para as configurações sem união das fileiras, (A) a (D).

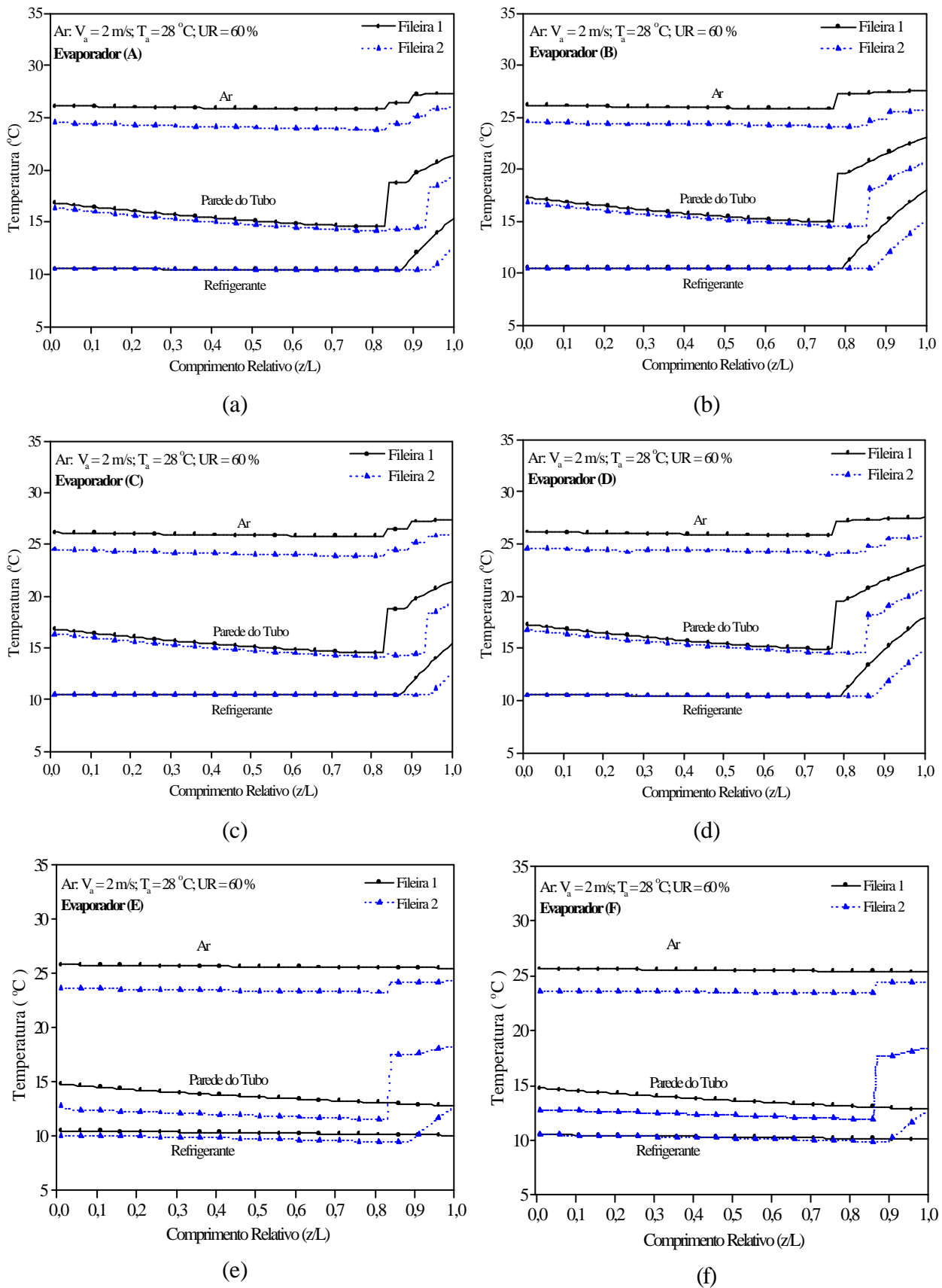


Figura 5.25 – Distribuições de temperatura do ar, da parede do tubo e do refrigerante ao longo das serpentinhas (A) a (F).

Para as configurações com união das fileiras, (E) e (F), verifica-se que a vaporização completa do refrigerante, para a vazão considerada, ocorre apenas no final da segunda fileira de tubos. Para vazões menores o ponto de secagem ocorre no início da segunda fileira, indicando que a vazão em massa deve ser aumentada para o melhor aproveitamento da área de transferência de calor da serpentina.

O aumento da vazão em massa de refrigerante diminui o seu grau de superaquecimento conforme se observa na Fig. 5.26, na qual, são apresentadas as distribuições de temperatura ao longo do evaporador (F), para a vazão de 15×10^{-3} kg/s. Nota-se que, neste caso, o ponto de secagem do refrigerante ocorre na posição $z/L \cong 0,95$ ao longo da segunda fileira de tubos.

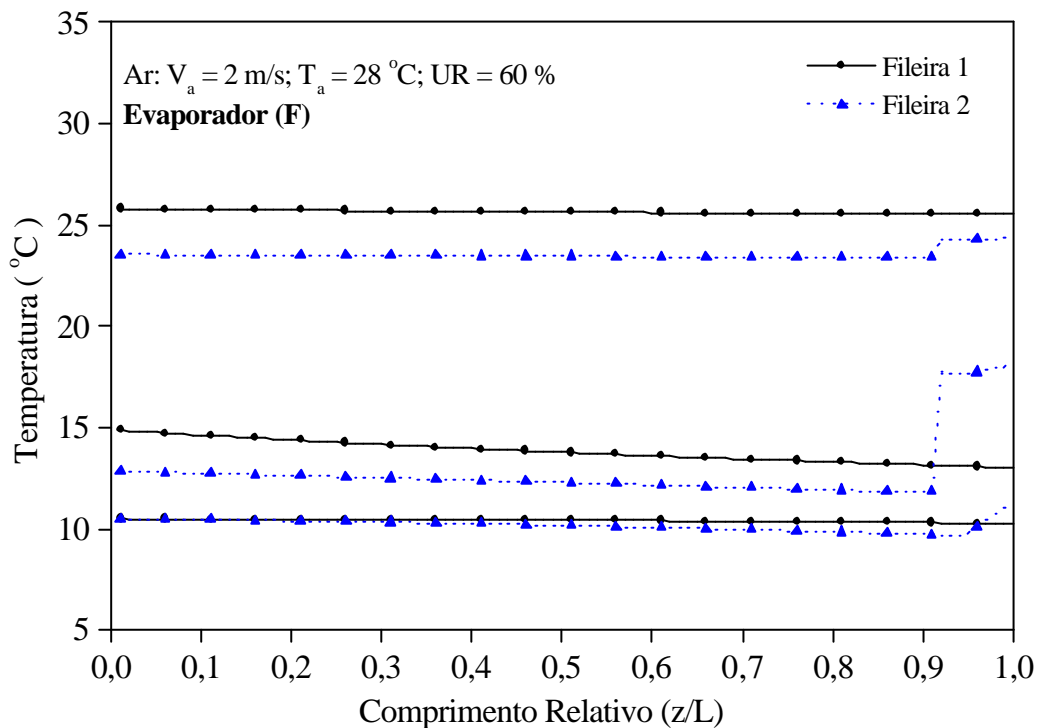


Figura 5.26 – Distribuições de temperatura do ar, da parede do tubo e do refrigerante ao longo da serpentina (F): $\dot{m} = 15 \times 10^{-3}$ kg/s.

As distribuições de umidade absoluta do ar ao longo de cada fileira de tubos, para a serpentina (A), são mostrados na Fig. 5.27. Nota-se que a taxa de desumidificação do ar aumenta com a redução da temperatura da parede do tubo. A partir do ponto de secagem do refrigerante, região de superaquecimento, a desumidificação do ar é reduzida.

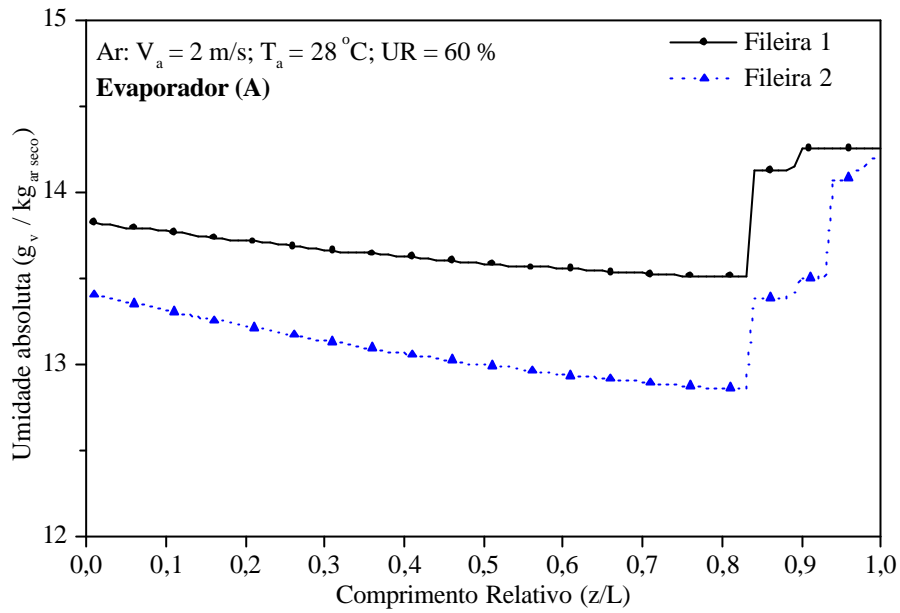


Figura 5.27 – Distribuição da umidade absoluta do ar ao longo do evaporador (A).

Na Figura 5.28, mostram-se as variações da potência de refrigeração para as diferentes configurações da serpentina, em função do fluxo de massa de refrigerante. Para esses casos, os parâmetros geométricos são os mesmos apresentados na Tab. 5.4, com exceção dos comprimentos de cada fileira de tubos das serpentinhas, que foram obtidos por Liang *et al.* (1999) e também estão apresentados na Fig. 5.28.

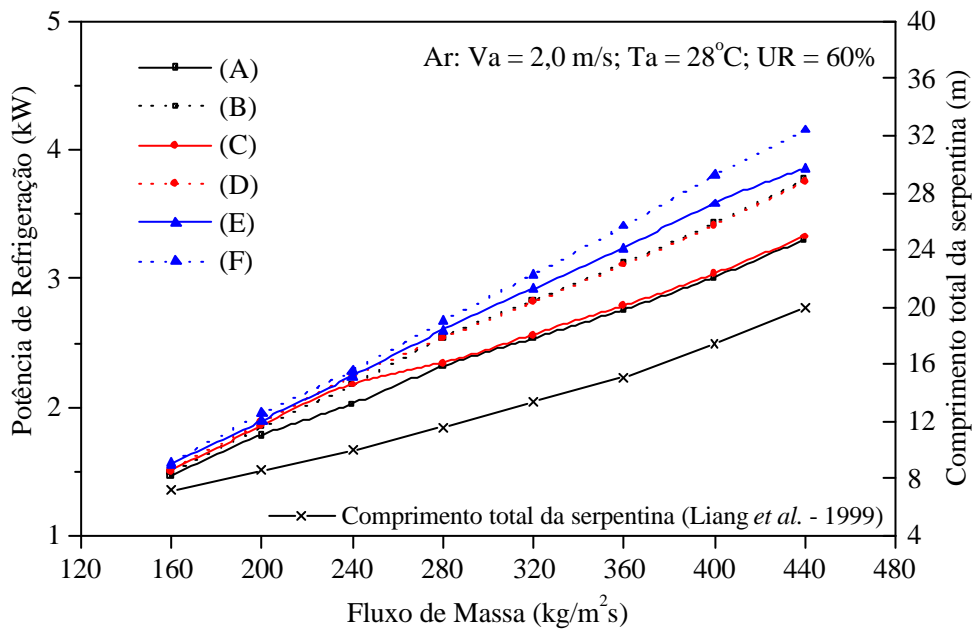


Figura 5.28 – Potência de refrigeração em função do fluxo de massa para diferentes configurações de circuitos de refrigerantes.

Verifica-se na Figura 5.28 o crescimento da potência de refrigeração com o aumento do fluxo de massa e do comprimento da serpentina. As configurações de tubos alternados são as que apresentam os maiores valores da potência de refrigeração, embora tais potências sejam praticamente as mesmas para os fluxos de massa até $240 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Na Figura 5.29 apresentam-se o fluxo de calor médio de cada serpentina, relativo à área superficial interna total dos tubos, em função do fluxo de massa de refrigerante. Mais uma vez, os comprimentos de cada fileira de tubos, são aqueles apresentados na Fig.5.28. Observa-se na Fig. 5.29 que os fluxos de calor diminuem após atingirem um valor máximo.

Esse comportamento está relacionado com a dependência entre o fluxo de calor e, principalmente, dois fatores: o coeficiente de transferência de calor, CTC, do lado do refrigerante e a diferença média de temperatura entre o refrigerante e o ar. Inicialmente, com o aumento do fluxo de massa de refrigerante, o fluxo médio de calor também aumenta em razão do crescimento do CTC do lado do refrigerante. À medida em que o fluxo de massa aumenta, a queda de pressão ao longo da serpentina também aumenta, antecipando o ponto de vaporização completa do refrigerante, reduzindo a diferença média entre as temperaturas do refrigerante e do ar e, em consequência o fluxo médio de calor da serpentina.

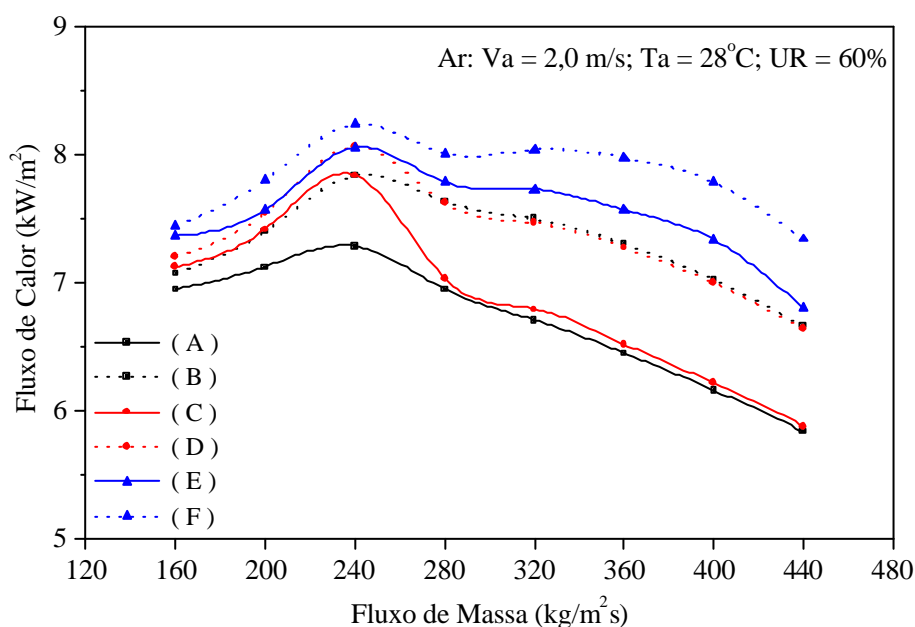


Figura 5.29 – Fluxo de calor médio em função do fluxo de massa para diferentes configurações de circuitos de refrigerante.

Conclusões

Neste trabalho, apresenta-se um modelo numérico distribuído para a simulação do escoamento de fluidos refrigerantes no interior dos tubos e do escoamento do ar, externamente aos tubos, em evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, comuns em sistemas de refrigeração e ar condicionado. O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor superaquecido. Considera-se a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoam em fluxo cruzado na parte externa dos tubos.

O modelo permite o cálculo, nos regimes permanente e transiente, da vazão em massa de fluido refrigerante, das distribuições locais de temperatura do refrigerante, temperatura da parede do tubo e temperatura do ar, da velocidade do refrigerante, umidade do ar e de diferentes parâmetros de desempenho, conhecidos os parâmetros geométricos do evaporador e as demais condições de operação. Além disso, o modelo permite a análise de algumas configurações de serpentinas de evaporadores com diferentes circuitos dos tubos.

O método de volumes finitos é usado na discretização das equações governantes e o método de Newton-Raphson é utilizado para a solução do sistema de equações resultante. A vazão em massa de refrigerante ao longo da serpentina é calculada por um procedimento iterativo usando-se o método de minimização de Levenberg-Marquardt.

O desenvolvimento deste trabalho levou às seguintes conclusões:

- As comparações entre os resultados obtidos pelo modelo e os dados experimentais foram prejudicadas, ou mesmo impedidas de serem realizadas em alguns casos, em virtude da falta de informações sobre as condições de operação e parâmetros geométricos na maioria dos trabalhos experimentais disponíveis na literatura;
- As comparações entre os resultados obtidos com o modelo e os dados experimentais de Jia *et al* (1995) demonstraram que o modelo superestima o grau de superaquecimento do refrigerante ao longo da serpentina e a temperatura de saída do ar;
- As distribuições de temperatura do refrigerante e do ar, no regime permanente, e do grau de superaquecimento do refrigerante e temperatura de saída do ar, no regime transiente,

praticamente foram independentes da correlação usada para o cálculo da força de atrito, por unidade de volume, entre o refrigerante e a parede do tubo;

- As correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico exercem um papel importante na simulação do escoamento, pois cada correlação considera um determinado padrão de escoamento bifásico e determinadas condições de operação. Nos casos avaliados no presente trabalho, as correlações que consideram a superposição de efeitos (ebulição nucleada e ebulição convectiva), forneceram os resultados que melhor se aproximaram dos dados experimentais;

- As correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar também exercem um papel fundamental na modelagem do escoamento de evaporadores de serpentina com tubos aletados. Tais correlações têm aplicações restritas, pois dependem da geometria do evaporador e das condições termofísicas do ar;

- A consideração do deslizamento entre as fases resultou em uma redução da temperatura do refrigerante, desde a entrada na serpentina até o ponto de vaporização completa, entre 0,8 a 2 °C, dependendo da correlação usada para o cálculo da razão de deslizamento. O efeito dessa redução sobre as distribuições de temperatura do ar foi pequeno, uma vez que tais distribuições obtidas com os modelos de deslizamento ficaram próximas daquela obtida com o modelo homogêneo;

- O modelo de deslizamento resultou em um grau de superaquecimento do refrigerante superior àquele obtido com o modelo homogêneo e em um atraso para o início da resposta transiente do escoamento em relação aos dados experimentais. Problemas de convergência do procedimento numérico foram encontrados nos testes realizados com algumas das correlações da razão de deslizamento na simulação do regime transiente.

- O procedimento numérico usado na solução do sistema de equações governantes mostrou-se eficiente na maioria dos casos analisados, embora tenha apresentado problemas de convergência em alguns deles. O tempo de CPU para se alcançar o regime permanente foi, em média, de 3 minutos e para o caso de operação transiente de 5 minutos, em um computador AMD Athlon XP 1800 MHz com 256 Mb de memória RAM;

- O método de minimização de Levenberg-Marquardt mostrou-se bastante eficaz na estimativa da vazão em massa do refrigerante ao longo da serpentina;

- A disposição dos circuitos de refrigerante, embora a análise tenha sido restrita a circuitos

simples, demonstrou que pode exercer grande influência sobre o desempenho do evaporador.

Considerando as conclusões anteriores e as dificuldades que surgiram durante o desenvolvimento deste trabalho, observa-se que muitas áreas ainda devem ser pesquisadas para melhorar o entendimento dos fenômenos e, conseqüentemente, a modelagem de evaporadores de serpentina com tubos aletados. Dentre essas salienta-se:

- (i) a necessidade de melhorar a modelagem do escoamento do lado do ar, considerando, por exemplo, a queda de pressão do ar e diferentes tipos de aletas;
- (ii) a adaptação do procedimento de solução e conseqüentemente do código computacional para a análise de circuitos complexos de refrigerante que incluam diferentes geometrias de serpentinas, com ramificações e junções dos tubos;
- (iii) aprofundar a análise da modelagem do escoamento bifásico do fluido refrigerante considerando o deslizamento entre as fases;
- (iv) Adaptar o modelo para simular o regime transiente de partida do sistema.

Observa-se que a revisão bibliográfica realizada neste trabalho evidenciou a necessidade de construção de uma bancada experimental para a obtenção de um banco de dados confiáveis, que permita uma validação mais segura dos modelos computacionais.

Referências Bibliográficas

ASHRAE, 1993, “Fundamental Handbook”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, chapter 06.

Bandarra Filho, E., P., (1997) “Estudo da Transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes em Tubos Horizontais”, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, USP, São Paulo.

Bandarra Filho, E. P., 2002, “Um Estudo Experimental da Ebulição Convectiva de Refrigerantes no Interior de Tubos Lisos e Internamente Ranhurados”, Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo, 258 p.

Barbieri, P. E. L., 2001, “Análise Dinâmica de Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, UNESP, São Paulo, Brasil.

Bensafi, A., Borg, S. e Parent, D., 1997, “CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants”, International Journal of Refrigeration, vol. 20, nº 3, pp. 218-228.

Bergles, A. E., Collier, J. G., Delhaye, J. M., Hewitt, G. F., Mayinger, F., 1981, “Two-Phase Flow and Heat Transfer in the Power Process Industries”, Hemisphere Publishing Corporation, London.

Carey, V. P., 1992, “Liquid-Vapor, Phase-Change Phenomena”, Ed. Taylor & Francis, 645 p.

Chen, J. C., 1966, “A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow”, Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev., vol. 5, p. 322.

Chisholm, D., 1973, “Void fraction during two-phase flow”, Journal Mechanical Engineering Science., vol. 15, pp. 235-236.

Churchill, S. W., 1977, “Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes”, Chemical

Engineering, vol. 84, pp. 91-92.

Cooper, M. G., 1984, "Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling - a Wide-Ranging Examination Using Reduced Properties", *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, Orlando, 16, pp. 157-239.

Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type", *University of California Publications in engineering*, v. 2, n° 3, pp. 443 – 461.

Friedel, L., 1982, "Change in Mean Gas Hold-up with Variation of Independent Parameters in Horizontal and Vertical Up and Downflow", *Ger. Chem. Eng.*, vol. 5, pp. 79-87.

Forster, H. K. and Zuber, N., 1955, "Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer", *AIChE J.*, vol. 1, p. 531.

Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *International Chemical Engineering*, vol. 16, pp. 359 - 368.

Hermes, C. J. L., Melo, C. e Negrão, C. O. R., 2001, "Efeito do Modelo de Fração de Vazio na Simulação Numérica de Trocadores de Calor com Escoamento Bifásico", *XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, vol. 5, pp. 23-31.

Horuz, I., Kurem, E., Yamankaradeniz, R., 1998, "Experimental and Theoretical Performance Analysis of Air-Cooled Plate-Finned-Tube Evaporators", *International Communication Heat Mass Transfer*, vol. 25, nº 6, pp. 787-798.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., 2003, "Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa", LTC Editora S.A, Rio de Janeiro.

Ishii, M., 1975, "Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow", Eyrolles, Paris, France.

Ishii, M., Mishima, K., 1980, "Study of Two-Fluid Model and Interfacial Area", Argonne National Laboratory – Report ANL-80-111.

Ishii, M., Mishima, K., 1984, "Two-Fluid Model and Hydrodynamic Constitutive Relations", *Nuclear Engineering and Design*, vol. 82, pp. 107-126.

Jia, X., Tso, C. P. e Chia, P. K., 1995, "Distributed Model for Prediction of the Transient

- Response of an Evaporator”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, nº 5, pp. 336-342.
- Jia, X., Tso, C. P., Jolly, P. e Wong, Y. W., 1999, “Distributed Steady and Dynamic of Dry-Expansion Evaporator”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 126-136.
- Jung, D. S. and Radermacher, R., 1989, “Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 32, nº. 9, pp. 2435-2446.
- Jung, D., S. and Radermacher, R., 1991, “Prediction of Heat Transfer Coefficients of Various Refrigerants During Evaporation”, *ASHRAE Transactions*, vol. 97 (2), pp. 48-53.
- Kutateladze, S. S., 1961, “Boiling Heat Transfer”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 4, nº 9, pp. 31-45.
- Lahey, R. T. Jr and Drew, D., A., 1990, “The Current State of the Art in Modeling of Vapor/Liquid Two-Phase Flows”, *ASME – Winter Annual Meeting, Dallas, USA*, pp. 1-8.
- Liang, S. Y., Liu, M., Wong, T. N, and Nathan, G. K., 1999, “Analytical Study of Evaporator Coil in Humid Environment”, *Applied Thermal Engineering*, vol.19, pp. 1129-1145.
- Liang, S. Y., Wong, T. N, Nathan, G. K., 2001, “Numerical and Experimental Studies of Refrigerant Circuitry of Evaporator Coils”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 823-833.
- Lima, C. U. S., 2000, “Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados Escoando no Interior de Tubos Horizontais de Cobre”, *Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo*, 167 p.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon E. W. and Peskin, A. P., 1998, “Users’ Guide: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures – REFPROP”, *Software Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado*.
- McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, “Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design”, *John Wiley & Sons*, 4ª ed., New York.
- Newell, T.A., Chato, J.C., Graham, D.M., Kopke, H.R., Wilson, M.J., Yashar, D.A., 2001, “An

Investigation of Refrigerant Void Fraction in Horizontal, Microfin Tubes”, HVAC&Research, Vol.7, No.1, pp.67-82.

Paliwoda, A., 1989, “Generalized Method of Pressure Drop and Tube Length Calculation with Boiling and Condensing Refrigerants Within the Zone of Saturation”, International Journal of Refrigeration, vol.12, pp. 314-322.

Panek, J., 1992, “Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Ozone-Safe Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures”, M. S. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.

Patankar, S. V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing Corporation, N. Y., USA.

Pinheiro, A P.B., 2001, “Os Caminhos do Mercado na Substituição do R-22”, Tecnologia da Refrigeração, RPA Editorial Ltda, Ano 02, nº 14, pp. 14-21.

Premoli, A., Di Francesco, D., Prina, A., 1970, “Una correlazione adimensionale per la determinazione della densità di miscele bifasiche”, XXV Congresso Nazionale ATI, vol. 25, pp. 17-26.

Saiz Jabardo, J. M., Bandarra Filho, E. P. and Lima, C. U. S., 1999, “A New Correlation for Convective Boiling of Pure Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Tubes”, RBCM – The Brazilian Journal of Mechanical Sciences, 21(2) pp. 245-258.

Schmidt, T. E., 1945-46, “La Production Calorifique des Surfaces Munies D’ailettes”, Annexe Du Bulletin De L’Institut International Du Forid, Annexe G-5.

Sieder, E. N. and Tate, G. E., 1936, Ind. Engineering Chemical, vol. 28, p. 1429.

Sleicher, C.A. and Rouse, M.W., 1975, “A Convenient Correlation for Heat Transfer to Constant and Variable Property Fluids in Turbulent Pipe Flow”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 18, pp. 677-683.

Smith, S. L., 1969-1970, “Void fraction in two-phase flow: a correlation based upon equal velocity heat model”, Proc. Instn of Mech. Engrs., vol. 184, pp. 647-664.

Souza, A. M. and Pimenta, M. M., 1995, “Prediction of Pressure Drop During Horizontal Two-Phase Flow of Pure and Mixed Refrigerants”, ASME – Symposium on Cavitation and

Multiphase Flow, v. 210, pp. 167-171.

Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, "Heat Transfer Correlation for Natural Convection Boiling", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 23, pp. 73-87.

Taitel, Y. and Dukler, A. E., 1976, "A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow", *American Institute Chemical Engineering Journal*, vol. 22, n° 1, pp. 47-55.

Threlkeld, J. L., 1970, "Thermal Environmental Engineering", Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, U. S. A.

Turaga, M., Lin, S. and Fazio, P. P., 1988, "Correlation for Heat Transfer and Pressure Drop Factors for Direct Expansion Air Cooling and Dehumidifying Coils", *ASHRAE Transactions*, vol. 92, pp. 616-619.

Wallis, G. B., 1969, "One-Dimensional Two-Phase Flow", McGraw-Hill Book Company, USA.

Wang, H. and Touber S., 1991, "Distributed and Non-Steady-State Modeling of an Air Cooler", *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, pp. 98-111.

Wang, C., Hsieh, Y. and Lin, Y., 1997, "Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions", *Journal Heat Transfer*, vol. 119, pp. 109-117.

Wattelet, J. P., Chato, J. C., Jabardo, J. M. S., Panek, J. S. and Renie, J. P., 1991, "An Experimental Comparison of Evaporation Characteristics of HFC-134a and CFC-12", *Proceedings of the XVIIIth International Congress of Refrigeration*.

Wattelet, J. P., 1994, "Heat Transfer Flow Regimes of Refrigerants in a Horizontal –Tube Evaporator", *Doctoral Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign*.

Whalley, P. B., 1987, "Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow", Clarendon Press, Oxford.

Zivi, S.M., 1964, "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", *ASME J. Heat Transfer, Series C, Vol.86*, pp.247-252.

Equações Constitutivas

Neste apêndice apresentam-se as equações para o cálculo das propriedades termofísicas do refrigerante, do ar, da água, do material da parede do tubo e das aletas.

A.1 Propriedades Termofísicas

Na simulação numérica do escoamento ao longo de evaporadores de serpentina com tubos aletados, um grande número de propriedades termofísicas deve ser calculado. Para isso, equações obtidas por ajustes dos dados experimentais para representar o comportamento de uma dada propriedade em função de uma ou mais variáveis. Tais equações são apresentadas a seguir:

a) *Pressão do refrigerante em função da massa específica e entalpia* $p = p(\tilde{\rho}, h_r)$

Para se ajustar uma função de duas variáveis, foi utilizado um ajuste polinomial de quarto grau, dado por,

$$p = (a_0 + a_1\tilde{\rho} + a_2\tilde{\rho}^2 + a_3\tilde{\rho}^3) + (a_4 + a_5\tilde{\rho} + a_6\tilde{\rho}^2 + a_7\tilde{\rho}^3)h_r + (a_8 + a_9\tilde{\rho} + a_{10}\tilde{\rho}^2 + a_{11}\tilde{\rho}^3)h_r^2 + (a_{12} + a_{13}\tilde{\rho} + a_{14}\tilde{\rho}^2 + a_{15}\tilde{\rho}^3)h_r^3 \quad (A1)$$

na qual os coeficientes a_n são determinados a partir dos valores de p , h_r e ρ da Tabela A1, fornecidos por McLinden *et al.* (1998).

Na figura A1 é mostrada uma comparação entre a curva ajustada e os dados fornecidos por McLinden *et al.* (1998), para alguns valores de densidade do fluido refrigerante.

Tabela A1 – Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n (McLinden *et al.* 1998).

r (kg/m ³)	p (kPa)			
	h_r (kJ/kg)			
	180,0	250,0	350,0	450,0
8,0	27,94	64,86	129,90	208,10
16,0	45,32	116,70	254,40	408,20
40,0	76,66	234,80	561,40	964,80
120,0	120,30	457,80	1306,30	2470,20

Resolvendo-se o sistema de equações lineares obtém-se os seguintes coeficientes,

$$\begin{array}{llll}
 a_0 = -1,3213 \cdot 10^2 & a_4 = 1,6338 & a_8 = -6,0275 \cdot 10^{-3} & a_{12} = 6,7764 \cdot 10^{-6} \\
 a_1 = 1,5415 \cdot 10^1 & a_5 = -2,1612 \cdot 10^{-1} & a_9 = 1,0065 \cdot 10^{-3} & a_{13} = -1,0475 \cdot 10^{-6} \\
 a_2 = -3,5958 \cdot 10^{-1} & a_6 = 4,3454 \cdot 10^{-3} & a_{10} = -1,8244 \cdot 10^{-5} & a_{14} = 2,2311 \cdot 10^{-8} \\
 a_3 = 2,3262 \cdot 10^{-3} & a_7 = -2,7143 \cdot 10^{-5} & a_{11} = 1,0776 \cdot 10^{-7} & a_{15} = -1,2949 \cdot 10^{-10}
 \end{array}$$

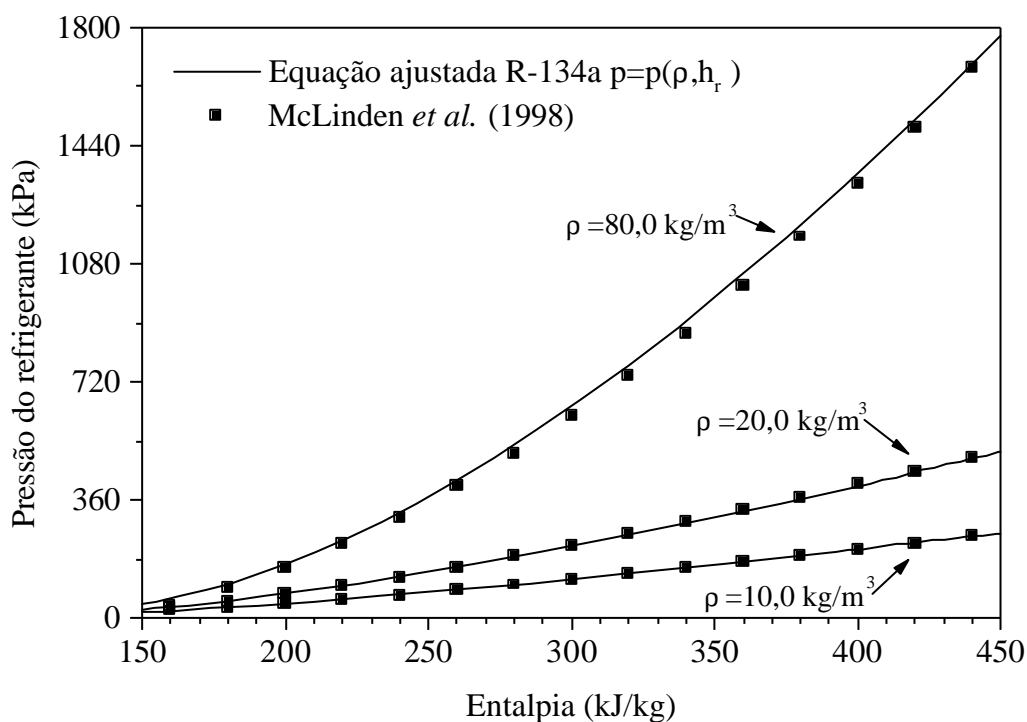


Figura A1 – Pressão do refrigerante em função da massa específica e entalpia.

b) Propriedades do ar

As equações para o cálculo das propriedades do ar: viscosidade, condutividade térmica e calor específico à pressão constante, foram obtidas por ajustes dos dados fornecidos por Incropera *et al.* (1992). As curvas ajustadas e as respectivas equações são mostradas nas Figs. A2 a A5.

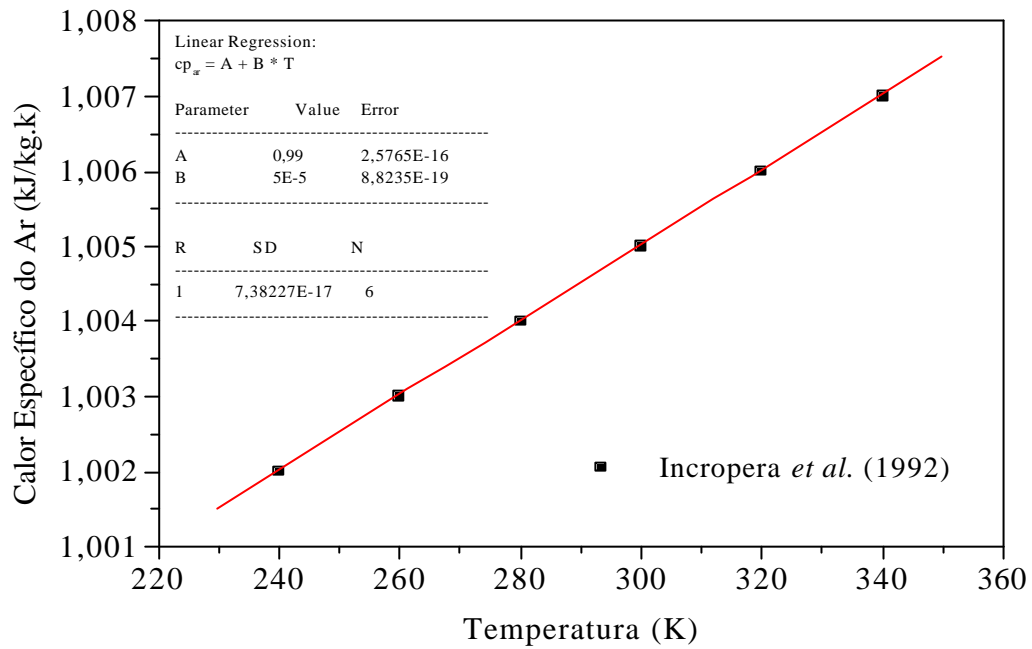


Figura A2 – Calor específico à pressão constante do ar em função da temperatura.

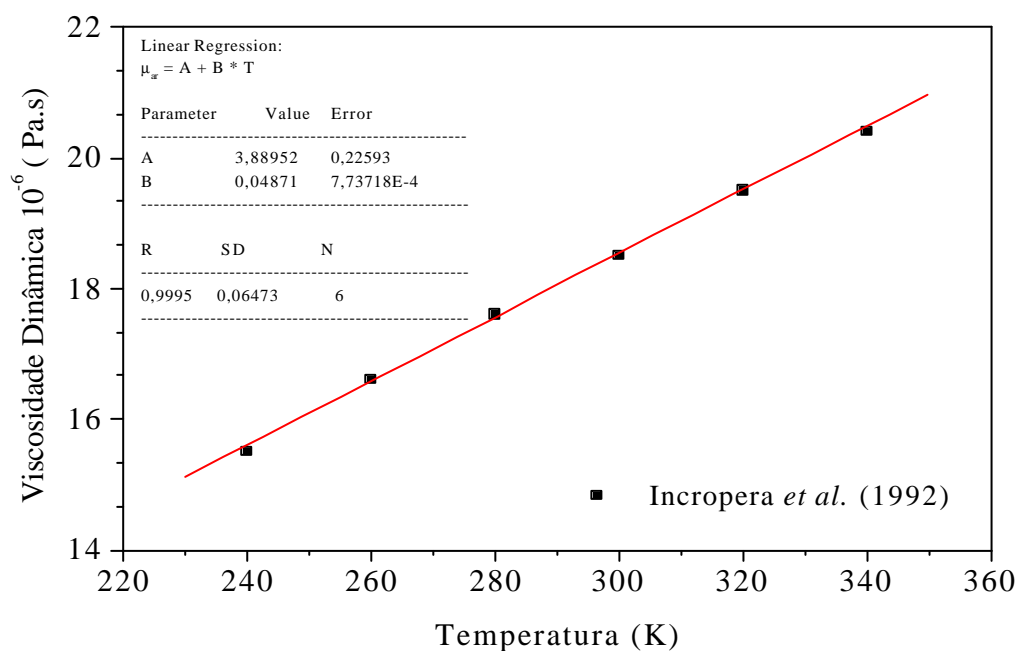


Figura A3 – Viscosidade dinâmica do ar em função da temperatura.

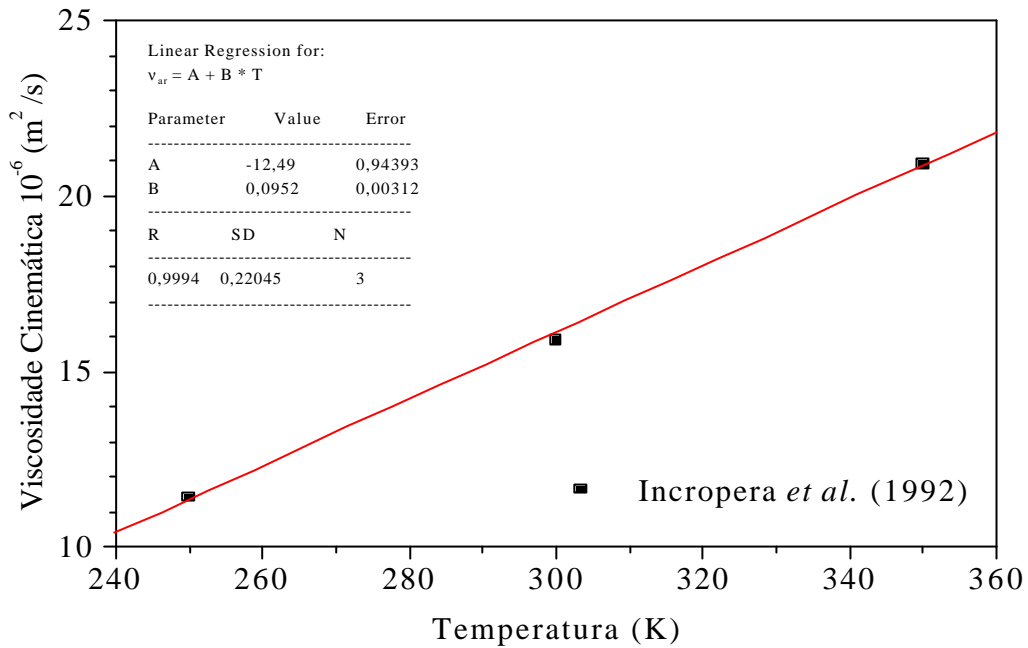


Figura A4 – Viscosidade cinemática do ar em função da temperatura.

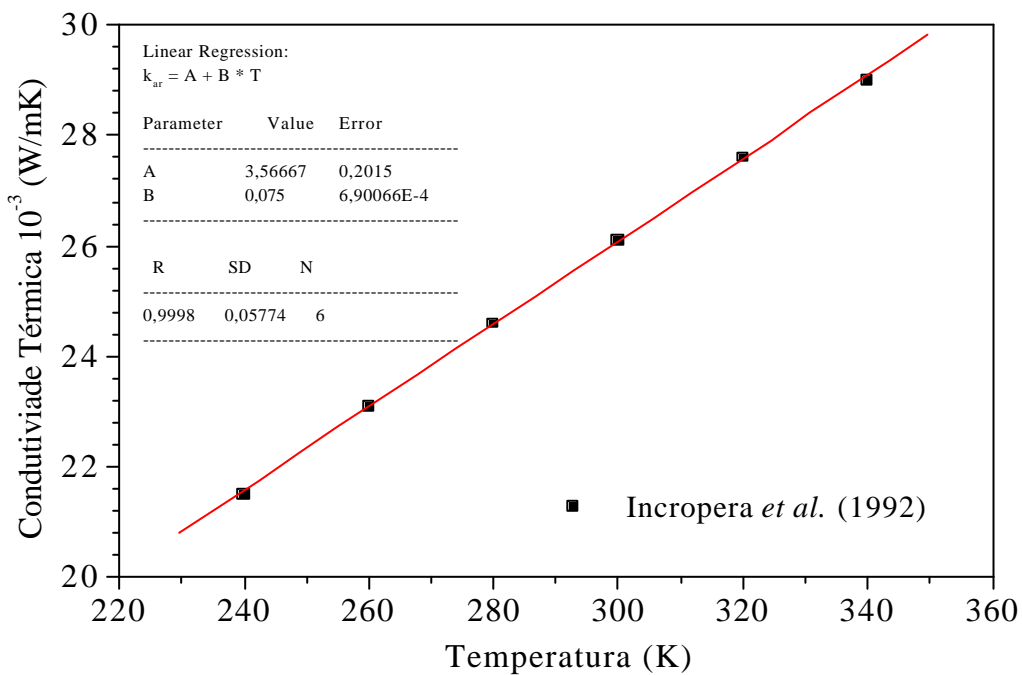


Figura A5 – Condutividade térmica do ar em função da temperatura.

c) Coeficiente de difusão (D_{ab})

Na simulação de evaporadores de serpentina com tubos aletados, o ar que escoar em fluxo cruzado sofre o efeito de desumidificação, ou seja, ocorre a transferência de massa. Para quantificar esse efeito surge a necessidade de determinação do coeficiente de difusão, ou

difusividade, que define a proporcionalidade entre o fluxo de difusão e o potencial de difusão. Usando os dados apresentados pela ASHRAE (1993), obteve-se a equação polinomial para o cálculo do coeficiente de difusividade de massa água-ar, mostrada na Fig. A6.

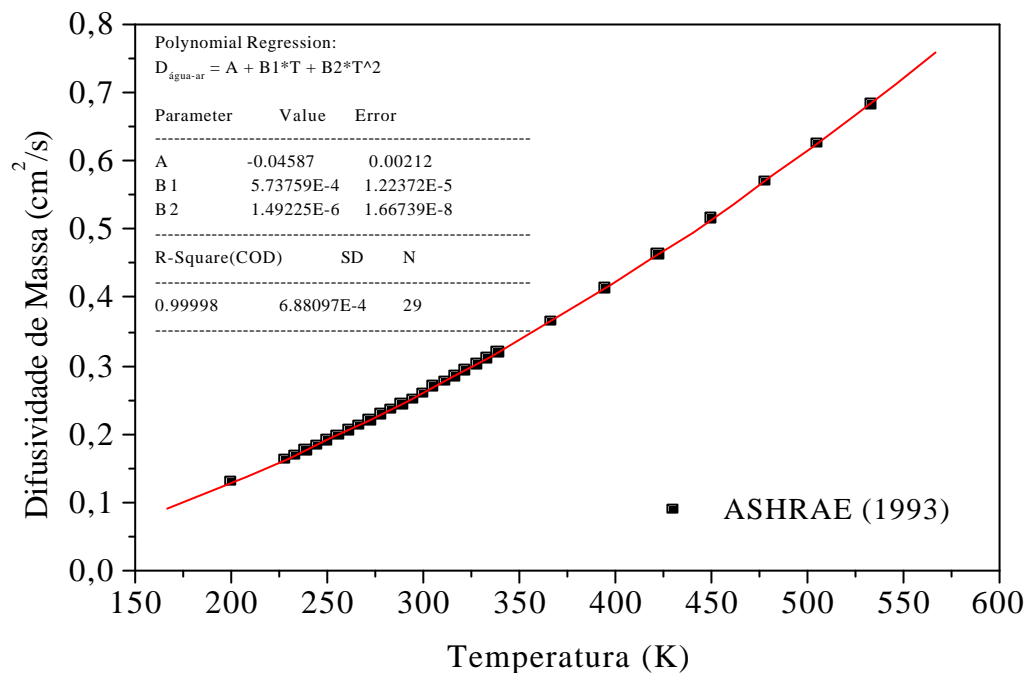


Figura A6 –Coeficiente de difusividade de massa água-ar em função da temperatura.

d) Propriedades da parede do tubo e da aleta

Na maioria dos evaporadores de serpentina com tubos aletados, os tubos são de cobre e as aletas são de alumínio. As propriedades termofísicas desses materiais, necessárias no modelo, são: condutividade térmica, calor específico à pressão constante e massa específica. As curvas e equações ajustadas da condutividade térmica e do calor específico à pressão constante para o cobre puro são apresentadas, respectivamente, nas Figs. A7 e A8 e da condutividade térmica e do calor específico à pressão constante para o alumínio puro são apresentadas, respectivamente, nas Figs. A9 e A10. Tais ajustes foram realizados a partir dos dados fornecidos por Incropera *et al.* (1992). A massa específica do tubo e das aletas foram consideradas constantes, em razão da pequena variação com a temperatura, sendo que os valores adotados são: $\rho_w = 8933 \text{ kg/m}^3$ para um tubo de cobre e $\rho_f = 2702 \text{ kg/m}^3$ para aletas de alumínio.

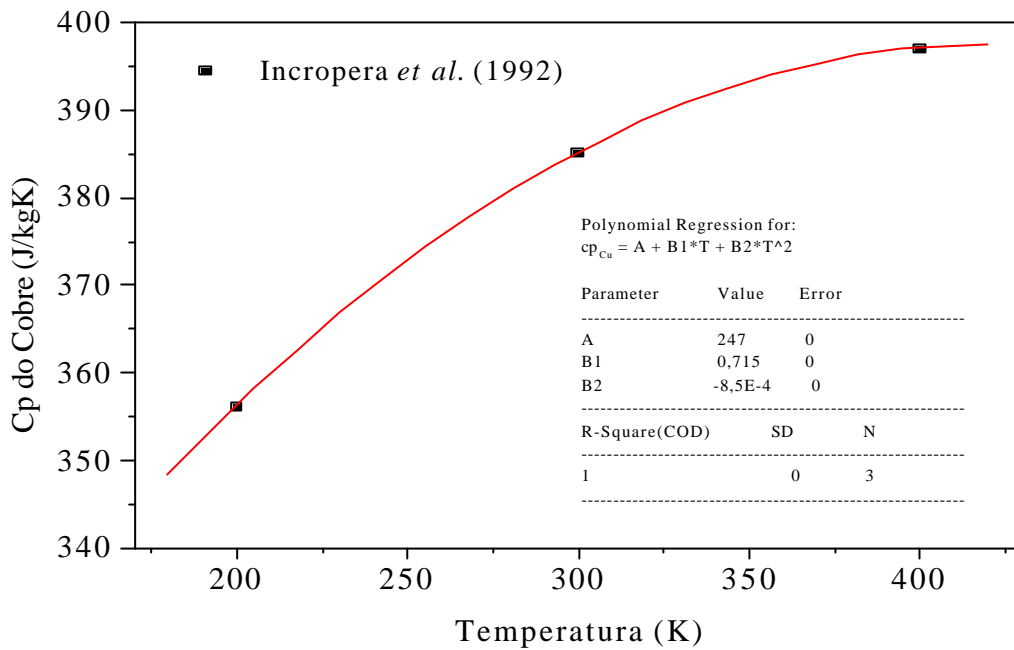


Figura A7 – Calor específico à pressão constante do cobre puro em função da temperatura.

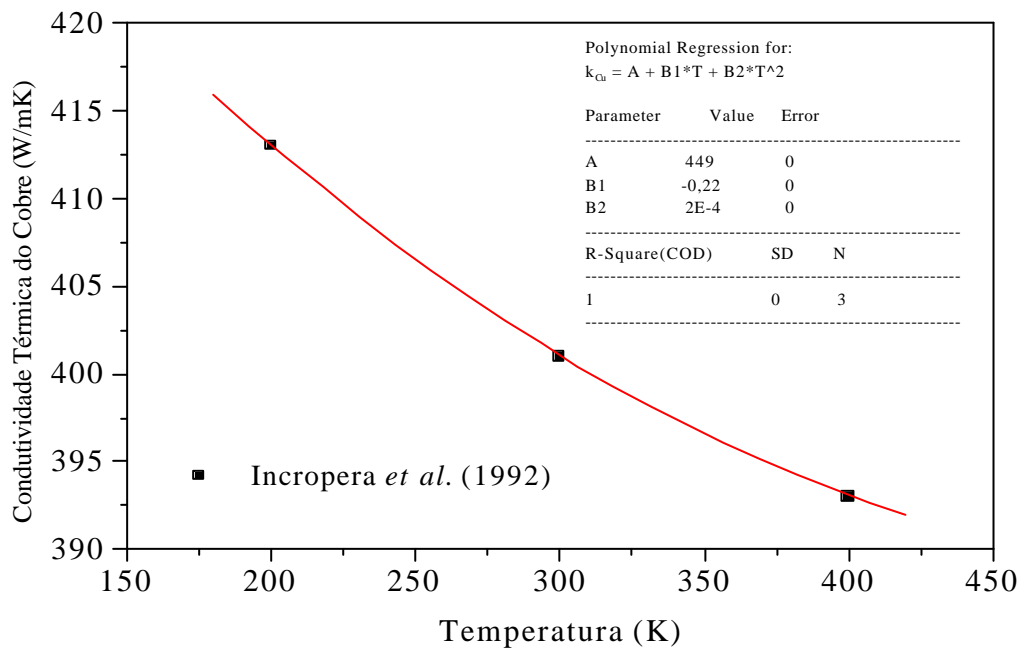


Figura A8 - Condutividade térmica do cobre puro em função da temperatura.

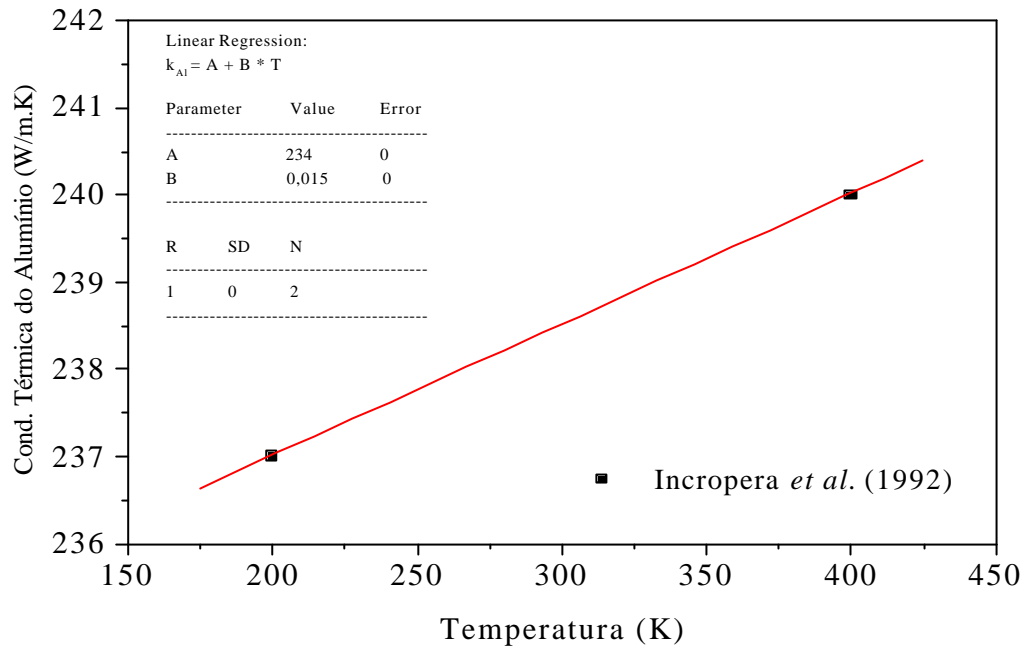


Figura A9 - Condutividade térmica do alumínio puro em função da temperatura.

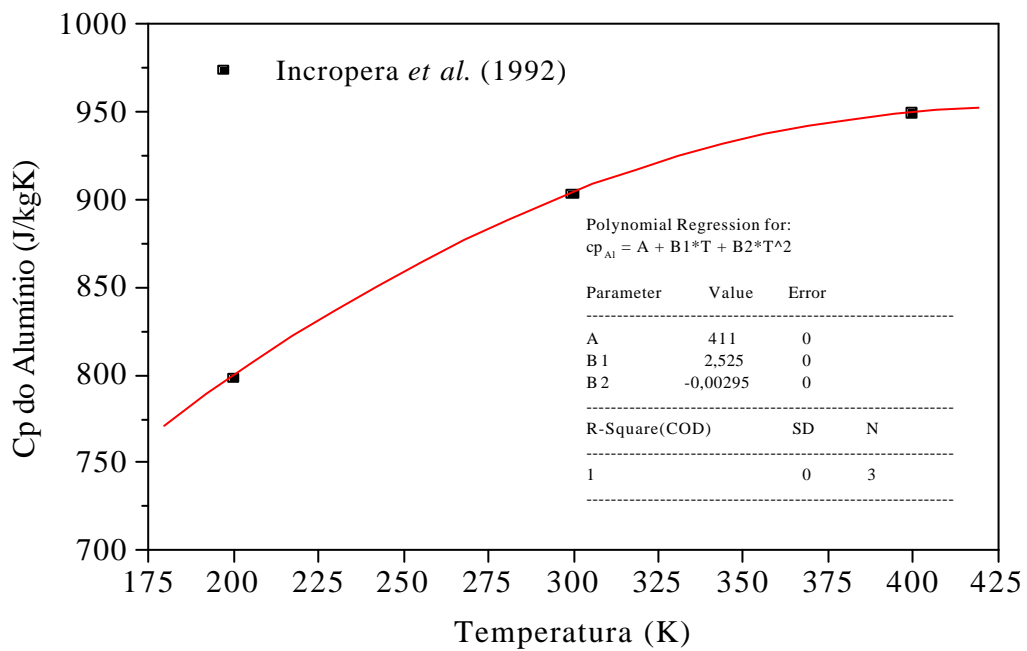


Figura A10 – Calor específico à pressão constante do alumínio puro em função da temperatura.

e) Propriedades da água

As propriedades termofísicas da água: calor latente de vaporização e entalpia do líquido saturado são, respectivamente, apresentadas na Figs. A11 e A12.

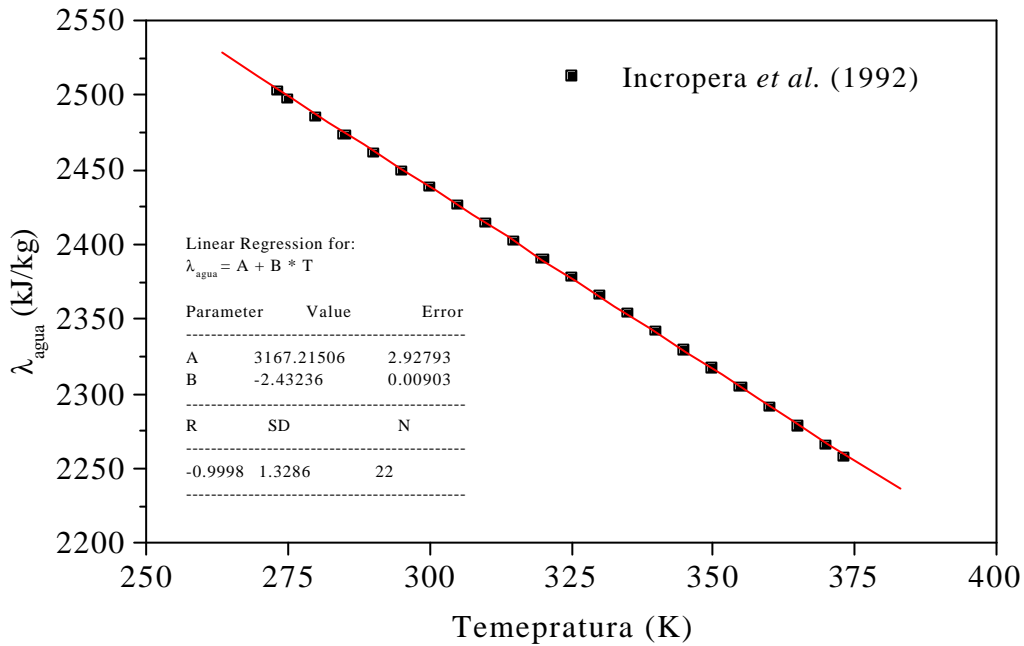


Figura A11 –Calor latente de vaporização da água em função da temperatura.

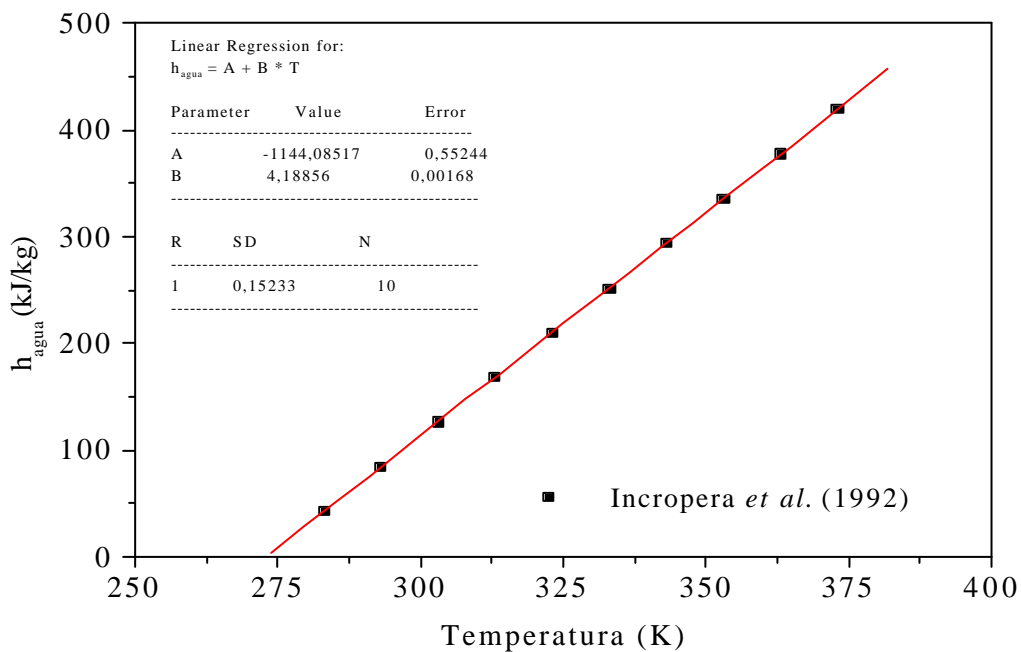


Figura A12 –Entalpia da água líquida saturada em função da temperatura.

f) Cálculo das Massas e do Calor Específico à Pressão Constante Médio do Tubo e das Aletas

Para a solução da equação da conservação da energia para a parede do tubo [Eq. 3.14], há a necessidade de se calcular a massa por unidade de comprimento e o calor específico à pressão constante médio do tubo e das aletas.

A massa total dos tubos (M_{tubos}) e a massa total das aletas (M_{fins}) do evaporador, são dadas por,

$$M_{\text{tubos}} = \rho_w \frac{\pi}{4} (L_{\text{evap}} N_{\text{tr}}) (d_e^2 - d_i^2) \quad (\text{A2})$$

$$M_{\text{fins}} = \rho_f Y_f N_f \left[(H_{\text{evap}} W_{\text{evap}}) - \left(\frac{N_{\text{tr}} \pi d_e^2}{4} \right) \right] \quad (\text{A3})$$

nas quais N_f é o número de aletas do evaporador, N_r é o número de circuitos do evaporador e N_{tr} é o número de tubos por circuito do evaporador, L_{evap} é o comprimento do trecho reto do evaporador, W_{evap} é a largura do evaporador, H_{evap} é a altura do evaporador, ρ_w e ρ_f são, respectivamente, a massa específica do material do tubo e do material das aletas.

O calor específico à pressão constante médio (c_{wf}), é dado por,

$$c_{\text{wf}} = \frac{c_w M_{\text{tubos}} + c_f M_{\text{fins}}}{M_{\text{tubos}} + M_{\text{fins}}} \quad (\text{A4})$$

na qual c_w e c_f são, respectivamente, o calor específico à pressão constante do material do tubo e do material das aletas.

A massa do tubo por unidade de comprimento (M_w), é dada por,

$$M_w = \frac{\rho_w \pi}{4} (d_e^2 - d_i^2) \quad (\text{A5})$$

e a massa das aletas por unidade de comprimento (M_f), é dada por,

$$M_f = \frac{\rho_f Y_f}{S_f} \left[(\Delta y W_{\text{evap}}) - \left(\frac{\pi d_e^2}{4} \right) \right] \quad (\text{A6})$$

na qual $\Delta y = [H_{\text{evap}} / N_{\text{tr}}]$ é o espaçamento entre os tubos na direção y (vide Fig. 4.3).

A massa total por unidade de comprimento (M'_{wf}), é dada por,

$$M'_{\text{wf}} = M_{\text{w}} + M_{\text{f}} \quad (\text{A7})$$

Parâmetros Geométricos do Evaporador

Na simulação dinâmica de evaporadores de serpentina com tubos aletados os parâmetros geométricos, mostrados na Fig. B.1, exercem um papel fundamental no cálculo das áreas utilizadas na solução das equações governantes do problema.

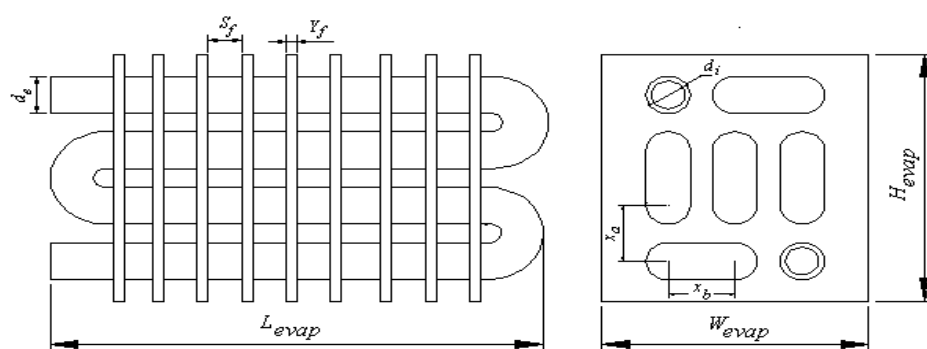


Figura B1 – Parâmetros geométricos do evaporador.

Tais áreas são dadas por,

a) Área da seção transversal do tubo (A_{tub}):

$$A_{\text{tub}} = \frac{\pi d_e^2}{4} \quad (\text{B.1})$$

b) Área das aletas (A_{fin}):

$$A_{\text{fin}} = N_f \left[2(W_{\text{evap}} H_{\text{evap}}) - \frac{N_t \pi d_e}{2} + 2Y_f (W_{\text{evap}} H_{\text{evap}}) \right] \quad (\text{B.2})$$

na qual N_f é o número de aletas do evaporador, $N_t = (N_r N_{tr})$ é número total de tubos do evaporador, N_r é o número de circuitos do evaporador e N_{tr} é o número de tubos/circuito do evaporador (vide Fig. B.1).

c) Área dos tubos entre as aletas (A_{tf}):

$$A_{tf} = \frac{N_t L_{evap} \pi d_e S_f}{Y_f + S_f} \quad (B.3)$$

na qual L_{evap} é o comprimento do trecho reto do evaporador.

d) Área dos tubos sem aletas (A_p):

$$A_p = N_t \pi d_e L_{evap} \quad (B.4)$$

e) Área total de transferência de calor (A_o):

$$A_o = A_{fin} + A_{tf} \quad (B.5)$$

f) Área do escoamento de ar (A_a):

$$A_a = (L_{evap} W_{evap}) - [(\pi d_e L_{evap}) - (W_{evap} Y_f N_f)] \quad (B.6)$$

g) Área interna por unidade de comprimento (A_i):

$$A_i = \pi d_i \quad (B.7)$$

h) Área externa por unidade de comprimento (A_e):

$$A_e = \pi d_e \quad (B.8)$$

i) Área externa não coberta pelas aletas por unidade de comprimento (A_r):

$$A_r = \frac{\pi d_e S_f}{S_f + Y_f} \quad (B.9)$$

j) Área da superfície da aleta por unidade de comprimento (A_f):

$$A_f = \frac{2}{S_f + Y_f} \left[W_{evap} \left(\frac{H_{evap}}{N_{tr}} \right) - \frac{\pi d_e^2}{4} \right] + \frac{2Y_f}{S_f + Y_f} \left[W_{evap} + \left(\frac{H_{evap}}{N_{tr}} \right) \right] \quad (B.10)$$

k) Área externa total por unidade de comprimento (A_t):

$$A_t = A_r + A_f \eta_f \quad (\text{B.11})$$

na qual η_f é a eficiência da aleta.

A determinação da eficiência da aleta, η_f , para tocadores de calor de tubos aletados é complexa. Uma solução aproximada para η_f foi desenvolvida por Schmidt (1945) para aletas circulares e apresentada por McQuiston *et al.* (1994). O método é empírico, mas tem muitas vantagens quando uma expressão analítica é necessária. Porém, muitos evaporadores de tubos aletados utilizam aletas retangulares e contínuas, como mostrado na Fig. B.2a. Nesses casos, uma solução analítica não é praticável, sendo necessária uma solução aproximada.

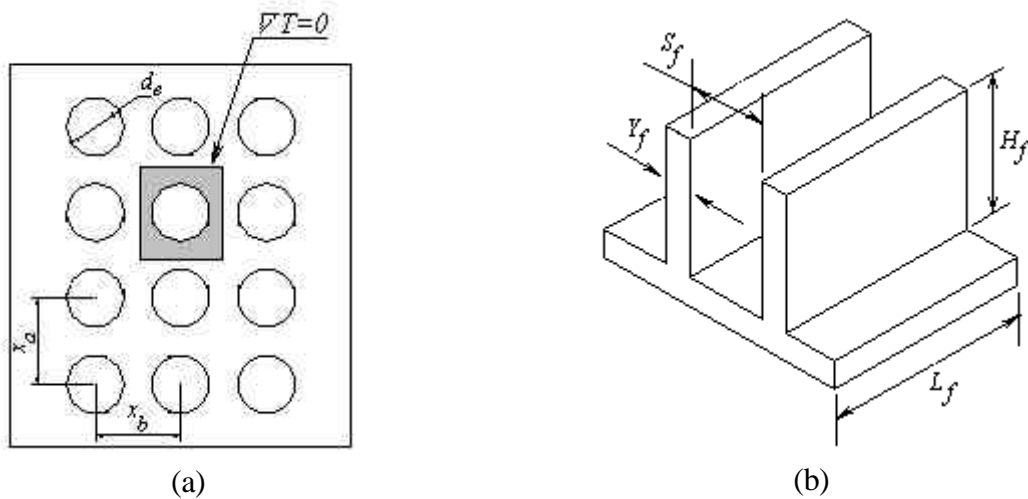


Figura B2 – (a) Disposição retangular de tubos; (b) Esquema de uma aleta de seção transversal uniforme.

Considerando a disposição retangular de tubos, com aletas retangulares contínuas, mostrada na Fig. B.2a e assumindo o coeficiente de transferência de calor constante sobre a superfície da aleta, uma aleta retangular imaginária pode ser definida (vide Fig. B.2a). O contorno dessa aleta imaginária é uma linha equipotencial na qual o gradiente de temperatura é nulo. O problema é, então, encontrar η_f para uma aleta retangular. Schmidt (1945) abordou esse problema de forma bastante precisa e com a vantagem da simplicidade. O método, de procedimento empírico, é baseado na seleção de uma aleta circular com raio R_e , cuja eficiência é a mesma da aleta retangular.

A determinação de R_e é dada por,

$$\frac{R_e}{r_e} = 1,28\psi(\beta - 0,2)^{0,5} \quad (\text{B.12})$$

na qual r_e é o raio externo do tubo, $\psi = [M/r_e]$, $\beta = [L/M]$, M e L são definidos como:

$$L = [x_a/2] \quad M = [x_b/2] \quad (\text{B.13})$$

na qual x_a e x_b são mostrados na Fig. B.1. Observa-se que, L deve ser escolhido sempre maior ou igual ao parâmetro M , ou seja, $\beta \geq 1$.

Uma vez determinado R_e , a eficiência da aleta é dada por,

$$\eta_f = \frac{\text{tgh}(m_f r_e \phi)}{m_f r_e \phi} \quad (\text{B.14})$$

na qual m_f é o parâmetro da aleta e o parâmetro ϕ é dado por,

$$\phi = \left(\frac{R_e}{r_e} - 1 \right) [1 + 0,35 \cdot \ln (R_e/r_e)] \quad (\text{B.15})$$

Para definir o parâmetro da aleta m_f , o coeficiente de transferência de calor usado é geralmente assumido como constante. Na prática, esse coeficiente varia sobre toda a superfície da aleta e, provavelmente, também será diferente na entrada e na saída do trocador de calor, sendo que uma solução prática é assumir um valor médio.

Como na maioria dos trocadores de calor $L_f \gg Y_f$ (vide Fig. B.2b), o perímetro da aleta é simplificado por $P_f = 2L_f$ e o parâmetro m_f pode ser definido como,

$$m_f = \sqrt{\frac{2H_{a,tot}}{k_f Y_f}} \quad (\text{B.16})$$

na qual k_f é condutividade térmica do material da aleta e $H_{a,tot}$ é o coeficiente de transferência de calor total do ar (calor sensível + calor latente).

Método de Newton-Raphson

Na simulação numérica de muitos problemas em engenharia, geralmente, é necessário obter a solução de um sistema de equações não-lineares, que pode ser representado por,

$$F: \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}^n, \text{ encontra-se } x_* \in \mathfrak{R}^n \text{ tal que } F(x_*) = 0 \quad (\text{C1})$$

na qual F é uma função contínua e diferenciável e x_* é o vetor solução.

Para a solução de tais problemas existem vários métodos disponíveis na literatura e dentre esses, o mais utilizado e mais simples é o método de Newton-Raphson, o qual é descrito neste Apêndice.

Dado um problema de n funções e n variáveis, tal que,

$$F_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0 \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (\text{C2})$$

na qual F_i é o vetor das funções e x_n são as variáveis de F_i .

Na vizinhança de x , cada função F_i pode ser expandida em uma série de Taylor, dada por

$$F_i(x + \delta x) = F_i(x) + \sum_{j=1}^n \frac{\partial F_i}{\partial x_j} \delta x_j + O(\delta x^2) \quad (\text{C3})$$

na qual x é o vetor de variáveis.

Desconsiderando os termos a partir de ordem dois, tem-se que,

$$F_i(x + \delta x) = F_i(x) + \sum_{j=1}^n \frac{\partial F_i}{\partial x_j} \delta x_j \quad (\text{C4})$$

na qual δx é a perturbação para se obter a expansão de F .

Note que a matriz de derivadas parciais que aparece na Eq. C4 é a matriz Jacobiano $J_{i,j}$, dada por,

$$J_{ij} \equiv \frac{\partial F_i}{\partial x_j} \quad (\text{C5})$$

Dessa forma, $F_1(x + \delta x) = 0$ gera a iteração de Newton-Raphson para o problema descrito pela Eq. C1, dada por,

$$J \cdot \delta x = -F \quad (C6)$$

na qual δx é obtido por um método de solução de sistemas lineares, por exemplo decomposição LU, para atualizar os valores de x , utilizando a equação dada por,

$$x_{\text{nov}} = x_{\text{velho}} + \delta x \quad (C7)$$

Note que x_{nov} é esperado ser uma melhor estimativa do que x_{velho} e que $x_{\text{nov}} \rightarrow x_*$. Dessa forma, partindo-se de uma estimativa (x_0) e agindo-se iterativamente o algoritmo de Newton-Raphson para a solução de um sistema de equações não-lineares pode ser descrito por,

Algoritmo de Newton-Raphson

dado $F: \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}^n$ contínua e diferenciável e $x_0 \in \mathfrak{R}^n$, tal que, a cada iteração resolve-se,

$$J(x_k) \delta x_k = -F(x_k)$$

$$x_{k+1} = x_k + \delta x_k$$

Como critérios de parada do algoritmo podem ser utilizados: a soma dos valores da função F ou a soma das perturbações (δx), quando essas forem menores que as tolerâncias especificadas.

O método de Newton-Raphson funciona bem quando o x_0 estiver próximo da raiz x_* . Esta é a principal vantagem desse método: se x_0 estiver próximo o bastante da raiz (x_*) e $J(x_*)$ não é singular, os x'_k s gerados pelo algoritmo de Newton-Raphson convergem quadraticamente para x_* . Em alguns casos nos quais a estimativa inicial não é boa, o método de Newton-Raphson pode não ser eficiente para a solução do sistema de equações não-lineares.

As características de convergência do método de Newton-Raphson indicam, que para usa-lo em algoritmos multidimensionais, recomenda-se que a sua convergência local seja modificada a fim de melhorar a sua convergência global.

Há também dois problemas fundamentais de implementação do algoritmo. O primeiro é o cálculo do Jacobiano de F , que na maioria dos casos não é analiticamente disponível. Em muitas aplicações práticas a própria F não se encontra na forma analítica. Dessa forma, uma

aproximação numérica de $J(x_k)$ é necessária, por exemplo em diferenças finitas. O segundo problema é que $J(x_k)$ pode ser singular ou mal-condicionada e o sistema $J(x_k)\delta x_k = -F(x_k)$ não é resolvido. Nesses casos, aconselha-se a utilização de métodos que possuam uma melhor convergência global.

As vantagens e desvantagens do método de Newton-Raphson mencionadas acima são agora resumidas na Tab. C1.

Tabela C1 – Vantagens e desvantagens do método de Newton-Raphson para sistemas de equações não-lineares.

Vantagens
1. Convergência local quadrática para uma boa estimativa inicial, se $J(x_*)$ não for singular;
2. Solução exata em uma iteração para F finitas (exata em cada iteração).
Desvantagens
1. Convergência global ruim para muitos problemas;
2. Requer o cálculo de $J(x_k)$ em cada iteração;
3. Cada iteração requer a solução de um sistema linear de equações que pode ser singular ou mal-condicionado.

Método de Levenberg-Marquardt

Considera-se o problema de minimização de uma função F de uma variável independente, quando F pode ser expressa como uma soma de funções quadráticas.

No método de mínimos quadrados, F deve-se ter o seguinte aspecto quadrático,

$$F(\mathbf{s}) = \sum_{i=2}^m f_i^2(\mathbf{s}) \quad (D1)$$

na qual $F(\mathbf{s})$ é definida como $F(\mathbf{s}) = [\mathbf{f}^T(\mathbf{s}) \mathbf{f}(\mathbf{s})]$ and $\mathbf{f}(\mathbf{s}) = [\mathbf{f}(\mathbf{s})]^T$.

No presente caso, a estimativa da vazão em massa de refrigerante (\dot{m}), o vetor \mathbf{s} e a função $F(\mathbf{s})$ são, respectivamente, definidos por,

$$\mathbf{s} = [\dot{m}^*]^T \quad ; \quad F(\mathbf{s}) = [T_{s,c}(\dot{m}^*) - T_{s,m}]^2 \quad (D2)$$

então, $\mathbf{f}(\mathbf{s}) = [T_{s,c}(\dot{m}^*) - T_{s,m}]$, na qual \dot{m}^* é a vazão em massa e $T_{s,c}(\dot{m}^*)$ é a temperatura do refrigerante na saída da serpentina calculada a partir dos valores de \dot{m}^* corrigidos iterativamente.

A direção \mathbf{t}_k é a solução do sistema linear dado por,

$$(\mathbf{J}_k^T \mathbf{J}_k + \varphi_k \mathbf{I}) \mathbf{t}_k = -\mathbf{J}_k^T \mathbf{f}_k \quad , \quad \varphi_k \geq 0 \quad (D3)$$

na qual \mathbf{f}_k é vetor \mathbf{f} (Eq. D2), $\mathbf{J}_k = [f(\dot{m}^* + d) - f(\dot{m}^*)]/d]$ é a matriz Jacobiana, φ_k é o parâmetro de Levenberg-Marquardt, inicialmente igual a 0,01, \mathbf{I} é a matriz identidade e δ é um incremento na massa. Todos esses calculados na iteração k .

Uma vez a direção \mathbf{t}_k é calculada, o vetor \mathbf{s}_k é atualizado para dar um novo valor \mathbf{s}_{k+1} à solução do teste, como segue,

$$\mathbf{s}_{k+1} = (\mathbf{s}_k + \mathbf{t}_k) \quad , \quad k = 0,1,2... \quad (D4)$$

O método utiliza como critério de parada a norma do vetor gradiente $F(\mathbf{s})$ a cada iteração,

comparando-a com uma tolerância ξ , pré-estabelecida.

O método de Levenberg-Marquardt utiliza um parâmetro φ_k ($\varphi_0 = 0.01$), que no algoritmo é associado a um outro parâmetro $\gamma = 5$ no algoritmo, que é aplicado utilizando-se o critério dado por,

$$\begin{aligned} F(\mathbf{s}_{k+1}) \geq F(\mathbf{s}_k) &\Rightarrow \varphi_{k+1} = \varphi_k ? \\ F(\mathbf{s}_{k+1}) < F(\mathbf{s}_k) &\Rightarrow \varphi_{k+1} = \varphi_k / \gamma \end{aligned} \quad (D5)$$

Assim, quando $\varphi_k \rightarrow 0$, \mathbf{t}_k é o mesmo do método Gauss-Newton, e quando $\varphi_k \rightarrow \infty$ o termo $\varphi_k \mathbf{I}$ domina o termo $\mathbf{J}_k^T \mathbf{J}_k$ e portanto $\mathbf{t}_k = -\mathbf{J}_k^T \mathbf{f}_k / \varphi_k$ representa um passo infinitesimal na direção da descida máxima. Isto significa que o método de Levenberg-Marquardt pode trocar continuamente do método de descida mais íngreme ao método Gauss-Newton.

O procedimento computacional utilizando o método de Levenberg-Marquardt, sendo que $\mathbf{s}_0 = \hat{\mathbf{m}}_0^*$ e ξ são, respectivamente, a estimativa inicial de $\hat{\mathbf{m}}^*$ e a tolerância desejada, é dado por,

- 1) Fornecer os valores de \mathbf{s}_0 , ξ , e dos parâmetros $\varphi_0 = 0.01$ e $\gamma = 5$;
- 2) Resolva o sistema de equações diferenciais ordinárias, para $\mathbf{s} = [\hat{\mathbf{m}}^* + \mathbf{d}]^T$;
- 3) Calcule o Jacobiano;
- 4) Calcule \mathbf{t}_k , resolvendo o sistema linear $(\mathbf{J}_k^T \mathbf{J}_k + \varphi_k \mathbf{I}) \mathbf{t}_k = -\mathbf{J}_k^T \mathbf{f}_k$;
- 5) Calcule \mathbf{s}_{k+1} , fazendo $\mathbf{s}_{k+1} = \mathbf{s}_k + \mathbf{t}_k$;
- 6) Calcule $F_{k+1}(\mathbf{s}_{k+1})$
- 7) Se $F_{k+1} > F_k$, então $\varphi_k = \varphi_k \gamma$;
- 8) Se $F_{k+1} < F_k$, então $\varphi_{k+1} = \varphi_k / \gamma$;
- 9) Calcule a norma do gradiente $\|\nabla F(\mathbf{s}_{k+1})\| = \|\mathbf{g}_{k+1}\|$
- 10) Se $\|\mathbf{g}_{k+1}\| \geq \xi$ então retorne para o passo 2;
- 11) Se $\|\mathbf{g}_{k+1}\| < \xi$, fim do algoritmo.

Fluxograma do Algoritmo Numérico

