



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**ANÁLISE DINÂMICA DE EVAPORADORES
DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS**

Paulo Eduardo Lopes Barbieri

1210001224



Ilha Solteira - SP

ANÁLISE DINÂMICA DE EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS

Proc. 040/20001-NPD 103

UNESP - "CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA"	28/9/01	Te. 1224
SERVIÇO TÉCNICO DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO	13/9/01	Cieza
DATA DE CRIAÇÃO		12/10/00

Paulo Eduardo Lopes Barbieri

1210001224



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

30502004 ENGA. TÉRMICA

Ilha Solteira, Março de 2001

Barbieri, Paulo Eduardo Lopes

B236a Análise dinâmica de evaporadores de serpentina com tubos aletados / Paulo
Eduardo Lopes Barbieri -- Ilha Solteira, 2001
xxviii, 131p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2001

Orientador: André Luiz Seixlack

Bibliografia: p.125-130

1.Refrigeração 2.Evaporadores 3.Escoamento bifásico



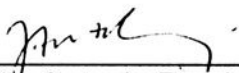
“Análise Dinâmica de Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados”

PAULO EDUADO LOPES BARBIERI

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

NA ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM CIÊNCIAS TÉRMICAS E APROVADA EM
SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. Dr. João Antonio Pereira – Vice-Coordenador

COMISSÃO EXAMINADORA:



Prof. Dr. André Luiz Seixlack - Orientador



Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto



Prof. Dr. João Batista Aparecido

Ilha Solteira – SP, março de 2001

BCpIS - FEIS - UNESP



Ao meu pai e meu avô.

*Jamais apagarei de minha
memória as suas figuras de pai e
avô extremosos e dedicados.*



AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. André Luiz Seixlack pela competência na orientação deste trabalho e sobretudo pela atenção e paciência que sempre me dispensou, não medindo esforços e recebendo-me com disposição sempre que precisei independente do dia ou do horário.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), pelo apoio e financiamento da pesquisa, o qual proporcionou ao bolsista o aperfeiçoamento de seus conhecimentos na área de ciências térmicas.

Aos professores João Batista Aparecido, Emanuel Rocha Woiski e José Luiz Gasche que colaboraram com sua experiência em alguns dos momentos mais difíceis deste trabalho.

Aos companheiros de república pelos momentos de descontração, companheirismo, que tornaram o desenvolvimento deste trabalho uma atividade prazerosa e recompensadora.

Aos demais colegas do programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica do Campus de Ilha Solteira que demonstram sempre disposição fornecendo ajuda quando necessário.

E, em especial, a meus pais pelo constante incentivo e encorajamento que contribuíram muito para o final deste trabalho.

Há, verdadeiramente, duas coisas diferentes: saber e crer que se sabe. A ciência consiste em saber. Em crer que se sabe está a ignorância.

*Hipócrates
460-377 a C.
Médico grego*



SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS,	XIII
LISTA DE TABELAS,	XVII
LISTA DE SÍMBOLOS,	XIX
RESUMO,	XXV
ABSTRACT,	XXVII

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO, 1

1.1	GENERALIDADES SOBRE EVAPORADORES,	4
1.1.1	EVAPORADORES DE TUBO LISO,	5
1.1.2	EVAPORADORES DE PLACA,	6
1.1.3	EVAPORADORES COM ALETAS,	6
1.1.4	CAPACIDADE DO EVAPORADOR,	8
1.1.5	EFEITO DA QUANTIDADE DE AR SOBRE A CAPACIDADE DO EVAPORADOR,	10
1.1.6	ÁREA DA SUPERFÍCIE,	11
1.1.7	CIRCUITO DO EVAPORADOR,	12
1.1.8	MÉTODOS DE ALIMENTAÇÃO DE EVAPORADOR,	14
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA,	15
1.3	OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO,	20

CAPÍTULO 2 ESCOAMENTOS EM EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS, 21

2.1	GENERALIDADES DO ESCOAMENTO BIFÁSICO,	21
2.1.1	PARÂMETROS BÁSICOS,	22



2.1.2 REGIMES DO ESCOAMENTO BIFÁSICO EM TUBOS HORIZONTAIS, 24

2.1.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EBULIÇÃO CONVECTIVA, 26

2.1.4 MODELOS PARA O ESCOAMENTO BIFÁSICO, 30

2.2 ESCOAMENTO DE AR EM EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS, 32

CAPÍTULO 3 MODELO MATEMÁTICO, 35

3.1 INTRODUÇÃO, 35

3.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES, 36

3.3 CONDIÇÕES INICIAIS, 41

3.4 QUEDA DE PRESSÃO DEVIDO AO ATRITO, 42

3.4.1 REGIÃO MONOFÁSICA, 42

3.4.2 REGIÃO BIFÁSICA, 43

3.5 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR - FLUIDO REFRIGERANTE, 47

3.5.1 REGIÃO MONOFÁSICA, 47

3.5.2 REGIÃO BIFÁSICA, 48

3.6 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR - AR, 54

3.7 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO EVAPORADOR, 57

CAPÍTULO 4 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO, 63

4.1 EQUAÇÕES EM VOLUMES FINITOS, 63

4.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO, 67

4.3 RESPOSTA TRANSIENTE, 69

CAPÍTULO 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO 71

5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS 71

5.2 MODELO UTILIZADO 75

5.3 EFEITO DAS EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS - REGIME PERMANENTE 76



5.3.1 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR BIFÁSICO	76
5.3.2 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA CALOR MONOFÁSICO	77
5.3.3 INFLUÊNCIA DO MODELO DE CÁLCULO DA FORÇA DE ATRITO ENTRE O REFRIGERANTE E A PAREDE DO TUBO	79
5.3.4 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO AR	81
5.4 COMPARAÇÕES DOS RESULTADOS - REGIME PERMANENTE	84
5.5 COMPARAÇÕES COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS - REGIME TRANSIENTE	86
5.6 EFEITO DAS EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS - REGIME TRANSIENTE	92
5.6.1 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR BIFÁSICO	92
5.6.2 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO AR	95
5.7 RESULTADOS COMPUTACIONAIS	96
5.7.1 EFEITO DA UMIDADE RELATIVA DE ENTRADA DO AR NA SERPENTINA	96
5.7.2 EFEITO DA TEMPERATURA DE ENTRADA DO AR	99
CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES	103
APÊNDICE A EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS	107
A.1 - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS	107
APÊNDICE B MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON	117
APÊNDICE C FLUXOGRAMA DO ALGORITMO NUMÉRICO	123
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	125
DADOS CURRICULARES	131



LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1 Esquema de um ciclo de refrigeração, 2.
- Figura 1.2 Diagrama esquemático pressão-entalpia do ciclo, 2.
- Figura 1.3 Esquema de um evaporador de serpentina com tubos aletados, 3.
- Figura 1.4 Esquema de serpentinas: influência da área da superfície externa, 11.
- Figura 1.5 Queda de temperatura do ar através de uma serpentina de resfriamento com três fileiras, 12.
- Figura 2.1 Modelo idealizado para escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo inclinado, 23.
- Figura 2.2 Representação esquemática dos regimes observados com escoamento horizontal líquido-vapor, 25.
- Figura 2.3 Mapa de regimes de escoamentos horizontais líquido-vapor (Taitel e Dukler, 1976), 25.
- Figura 2.4 Representação esquemática: (a) de seqüência de regimes de escoamento; (b) do coeficiente de transferência de calor durante o processo de vaporização, 27.
- Figura 3.1 Volume de controle para o balanço de energia para o refrigerante, 37
- 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 3.5 Parâmetros geométricos do evaporador, 58.
- Figura 3.6 (a) Disposição retangular de tubos; (b) Esquema de uma aleta de seção transversal uniforme, 61.



- Figura 4.1 (a) Volume de controle para o cálculo das velocidades; (b) Volume de controle para o cálculo das demais variáveis, 64.
- Figura 4.2 Volume de controle para o ar, 66.
- Figura 4.3 Divisão do evaporador para a solução numérica, 67.
- Figura 5.1 Distribuições de coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante, 77.
- Figura 5.2 Efeito do coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico, 77.
- Figura 5.3 Distribuições do CTC monofásico do refrigerante, 78.
- Figura 5.4 Efeito do coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico, 79.
- Figura 5.5 Distribuições de f_x ao longo da serpentina, 80.
- Figura 5.6 Distribuição de pressão do refrigerante ao longo da serpentina, 80.
- Figura 5.7 Influência do modelo de cálculo da força f_x na região de escoamento bifásico, 81.
- Figura 5.8 Distribuição do coeficiente de transferência de calor no lado do ar, 82.
- Figura 5.9 Perfis de umidade absoluta do ar ao longo do evaporador, 83.
- Figura 5.10 Perfis de temperatura do ar ao longo do evaporador, 83.
- Figura 5.11 Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para $UR = 30\%$, 84.
- Figura 5.12 Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para $UR = 60\%$, 85.
- Figura 5.13 Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para $UR = 90\%$, 85.
- Figura 5.14 Variação da pressão de evaporação durante o período transiente, 88.
- Figura 5.15 Variação da pressão de condensação durante o período transiente, 88.
- Figura 5.16 Função $p_r(t)$ ajustada aos dados experimentais de Jia *et al.* (1995), 89.
- Figura 5.17 Comparações entre os grau de superaquecimento calculado e medido (Jia *et al.*, 1995): efeito da variação da umidade relativa de entrada do ar, 90.



- Figura 5.18 Comparações entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia *et al.*, 1995): efeito da variação da umidade relativa de entrada do ar, 90.
- Figura 5.19 Comparações entre o grau de superaquecimento medido (Jia *et al.*, 1995) e calculado: influência da variação da vazão em massa de refrigerante, 91
- Figura 5.20 Comparações entre as temperaturas de saída do ar medida (Jia *et al.*, 1995) e calculada: influência da vazão em massa de refrigerante, 92.
- Figura 5.21 Influência das correlações do CTC bifásico sobre a distribuição do grau de superaquecimento, 93.
- Figura 5.22 Influência das correlações do CTC bifásico sobre a distribuição da temperatura de saída do ar, 94.
- Figura 5.23 Perfil do ponto de vaporização completa do refrigerante, 94.
- Figura 5.24 Influência das correlações do CTC do ar sobre a distribuição do grau de superaquecimento, 95.
- Figura 5.25 Influência das correlações do CTC do ar sobre a distribuição de temperatura de saída do ar, 95.
- Figura 5.26 Fluxo de calor do evaporador em função da umidade relativa de entrada do ar, 97.
- Figura 5.27 Taxa de desumidificação e temperatura de saída do ar em função da umidade relativa de entrada do ar, 97.
- Figura 5.28 Potência de refrigeração em função da umidade relativa de entrada do ar, 98.
- Figura 5.29 Distribuição do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, 98.
- Figura 5.30 Taxa de desumidificação em função da temperatura de evaporação do refrigerante e da temperatura de entrada do ar, 99.
- Figura 5.31 Temperatura de saída do ar em função da temperatura de evaporação do refrigerante e da temperatura de entrada do ar, 100.
- Figura 5.32 Potência de refrigeração em função da temperatura de evaporação do refrigerante e da temperatura de entrada do ar, 100.



- Figura 5.33 Potência de refrigeração e comprimento total da serpentina em função do fluxo de massa de refrigerante, 101.
- Figura-5.34 Fluxo de calor e queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa de refrigerante, 102.
- 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 Comportamento do critério de convergência para os casos de Liang *et al.* (1999), 120.
- Figura B2 Comportamento do critério de convergência para o caso da Tab. B2, 121



LISTA DE TABELAS

- Tabela 3.1 Valores para as constantes da correlação de Kandlikar (1990), 52.
- Tabela 3.2 Valores para o parâmetro de dependência do fluido, F_f , 53.
- Tabela 3.3 Condições para as correlações do coeficiente de transferência de calor bifásico, 53.
- Tabela 5.1 Parâmetros geométricos do evaporador testado por Liang *et al.* (1999), 74.
- Tabela 5.2 Parâmetros geométricos do evaporador simulado por Liang *et al.* (1999), 74.
- Tabela 5.3 Condições de operação usadas por Liang *et al.* (1999), 74.
- Tabela 5.4 Parâmetros geométricos do evaporador testado por Jia *et al.* (1999), 86
- Tabela 5.5 Condições de operação usadas por Jia *et al.* (1999), 87.
- Tabela 5.6 Condições de operação (Liang *et al.*, 1999), 96.
- Tabela 5.7 Condições de operação (Liang *et al.*, 1999), 101.
- Tabela A1 Valores utilizados na determinação dos coeficientes a_n (McLinden *et al.* 1998), 108.
- Tabela B1 Vantagens e desvantagens do método de Newton-Raphson para sistema de equações não-lineares, 119.
- Tabela B2 Condições de operação, 121.



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, $J/kg K$
$c_{p,wf}$	Calor específico à pressão constante médio da parede do tubo e aletas, $J/kg K$
D_{ab}	Difusividade de massa da água-ar, m^2/s
D_h	Diâmetro hidráulico do evaporador, m
d	Diâmetro do tubo, m
F	Multiplicador do coeficiente de transferência de calor bifásico
F_i	Vetor das funções para o método de Newton-Raphson
F_f	Parâmetro de dependência do fluido
f_x	Perda de pressão devido ao atrito, Pa
f	Fator de atrito
G	Fluxo de massa
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, $\text{kg}/\text{m}^2\text{sK}$
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_{fc}	Coeficiente de transferência de calor para convecção forçada, $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
H_{fz}	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, W/mK
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	Potência de refrigeração, W



$\dot{q}$	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
t	Tempo, s
T	Temperatura, K, $^{\circ}C$
U	Coeficiente global de transferência de calor, $W/m^2 K$
u	Velocidade, m/s
$\hat{u}$	Energia interna, J/kg
v	Volume específico, m^3/kg
V_a	Velocidade do ar, m/s
x_a	Espaçamento dos tubos do evaporador na direção y (vide Fig. 3.5), m
x_b	Espaçamento dos tubos do evaporador na direção z (vide Fig. 3.5), 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	Variação, m



λ	Calor latente, J/kg
ε/d_i	Rugosidade relativa
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}
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 ou a face do volume de controle entre P e E
en	Entrada
f	Refere-se a aleta
fins	Refere-se ao conjunto das aletas
F	Refere-se ao atrito
i	Refere-se ao lado interno
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
ml	Média logaritma de temperatura
mo	Condição da superfície da parede do tubo molhada
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



so	Refre-se à posição sobre o evaporador
se	Condição da superfície da parede do tubo seca
sp	Monofásico
sat	Saturação
s	Face do volume de controle entre P e E
S	Vizinho localizado abaixo do ponto P (do lado sul)
tp	Bifásico
tot	Total
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

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

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad \text{Número de Convecção}$$

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

$$j_{se} = \frac{HPr^{2/3}}{c_p G} \quad \text{Fator j-Colburn para superfície na condição seca}$$

$$j_{mo} = \frac{HSc^{2/3}}{c_p G} \quad \text{Fator j-Colburn para superfície na condição molhada}$$

$$Le = \frac{k}{\rho c_p D_{ab}}$$

Número de Lewis

$$Nu = \frac{H d}{k}$$

Número de Nusselt

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

Número de Prandtl

$$Re = \frac{G d}{\mu}$$

Número de Reynolds

$$Sc = \frac{\nu}{D_{ab}}$$

Número de Schimidt

$$We = \frac{G^2 d}{\tilde{\rho} \sigma}$$

Número de Weber

RESUMO

BARBIERI, P. E. L., 2001, "Análise Dinâmica de Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados", Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Ilha Solteira, SP, Brasil, 160p.

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico distribuído para simulação da resposta transiente de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, comuns em sistemas de ar-condicionado e refrigeração. O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é bastante complexo, identificando-se em alguns casos, devido à mudança de fase, até três regiões: uma de escoamento líquido, uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor. Devido ao complexo padrão do escoamento de ar e ao fenômeno da desumidificação, que ocorrem sobre a superfície externa dos tubos e das aletas, a determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar é extremamente dificultada. Além da interação entre o escoamento de refrigerante e o escoamento de ar, o sistema de refrigeração pode apresentar durante a operação períodos transientes que surgem devido à variação das condições de operação. O modelo distribuído, proposto neste trabalho, considera a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoa em fluxo cruzado na parte externa dos tubos. O evaporador possui um único circuito, uma vez que a vazão em massa é considerada uniforme ao longo de cada circuito. O escoamento bifásico no interior dos tubos é simplificado como um escoamento unidimensional e homogêneo, desconsidera-se a formação de neve e o fluido refrigerante é isento de óleo. Para o escoamento do refrigerante resolvem-se as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia para o cálculo, respectivamente, da massa específica, da velocidade e da temperatura do fluido refrigerante. Para o escoamento de ar, são resolvidas as equações da conservação da energia e da conservação da massa (umidade), a fim de serem avaliadas,

respectivamente, a temperatura e a umidade absoluta do ar no evaporador. 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. Para avaliar o comportamento transiente do evaporador, uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante é imposta em sua entrada. Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura em termos de distribuições do grau de superaquecimento ao longo da serpentina e da temperatura de saída do ar. Apresenta-se, também, uma análise da influência das equações constitutivas e de alguns parâmetros do problema sobre os resultados do modelo. Com o intuito de destacar as potencialidades do modelo, são apresentados ainda, alguns resultados computacionais referentes a parâmetros importantes no projeto e análise do desempenho de evaporadores de serpentina com tubos aletados.

Palavras-chave: Evaporador, escoamento bifásico, resposta transiente, refrigeração.



ABSTRACT

BARBIERI, P. E. L., 2001, "Dynamic Analysis of Evaporators with Finned Tube Coils", Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Ilha Solteira, SP, Brasil, 160p.

In this work we present a distributed numerical model in order to simulate the unsteady response of dry expansion evaporators having finned coil, commonly found in air conditioning and refrigeration systems. The refrigerant flow inside the tube is very complex, in some cases, due to phase change, there are even three regions: just liquid flow, two-phase flow of liquid and vapor, and just vapor flow. Due to the complex pattern of the airflow and to the phenomenon of dehumidification that happens on the external surface of the tubes and fins computation of the heat transfer coefficient on the airside is extremely difficult. The distributed model, proposed in this work, regard the pressure drop inside the tubes and the condensation of water vapor from air flowing over the external surface of the tubes. The refrigerant mass flow rate is uniform in each circuit, so that the evaporator may be simplified as one circuit. The two-phase flow inside the tubes is simplified as a one-dimensional homogeneous flow; snow fouling and fluid refrigerant contamination by oil are disregarded. For the refrigerant flow it is solved the mass conservation equation, momentum equation, and energy conservation equation in order to get the specific mass, velocity, and temperature of the refrigerant fluid, respectively. For the airflow are solved the equations of energy and mass (humidity) conservation, to obtain, respectively, the temperature and absolute humidity of the air in the evaporator. Also, it solved the conservation of energy equation for the tube wall, to achieve its temperature. The Method of Finite Volumes is used to discretize the governing equations and the Method of Newton-Raphson is utilized for the solution of the system of equations. To analyze the evaporator unsteady behavior, 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. Also, it is shown an analysis of the influence of some constitutive equations and of some physical and geometrical parameters on the results. Aiming to highlight the model potentialities are presented also some numerical results regarding important parameters in the project and efficiency analysis of evaporators with finned coil.

Keywords: Evaporator, two-phase flow, transient response, refrigeration.



CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Entre as grandes preocupações da comunidade científica na atualidade estão a redução da camada de ozônio presente na estratosfera e o esgotamento dos recursos naturais. A ação dos fluidos refrigerantes halogenados sobre essa camada, a necessidade de fontes energéticas não poluentes e a melhoria do desempenho termodinâmico de alguns equipamentos tem motivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos, tanto na procura de refrigerantes alternativos, quanto na análise do comportamento dos componentes dos sistemas de refrigeração e ar-condicionado.

Segundo dados do Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica do governo brasileiro, PROCEL (1998), a refrigeração é responsável por aproximadamente 11% do consumo total de energia elétrica no Brasil. 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 (evaporadores e condensadores) e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, usados em sistemas de pequeno porte, com capacidade até 10 kW, tem sido extensivamente analisados.

O consumo de energia de um refrigerador depende, então, do desempenho de cada um de seus componentes, da carga de refrigerante e das condições dos ambientes interno e externo. Jakobsen (1995) analisou a influência de cada componente sobre a eficiência global do sistema de refrigeração e concluiu que o evaporador é o componente mais relevante.

A motivação do presente trabalho é a análise de evaporadores de serpentina com tubos aletados. Na Fig. 1.1 é mostrado esquematicamente um sistema de refrigeração padrão, no qual



se observa a posição relativa dos quatro componentes principais: o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão.

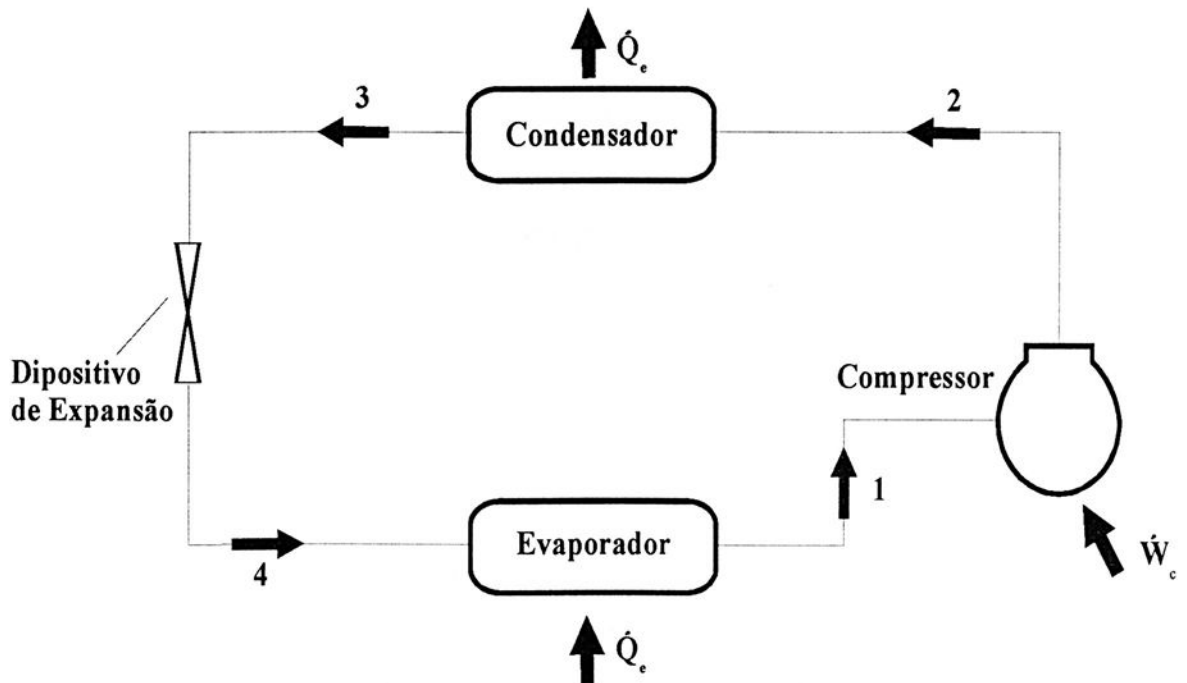


Figura 1.1 - Esquema de um ciclo de refrigeração.

Os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo desse sistema são freqüentemente representados em um diagrama pressão-entalpia, mostrado na Fig. 1.2.

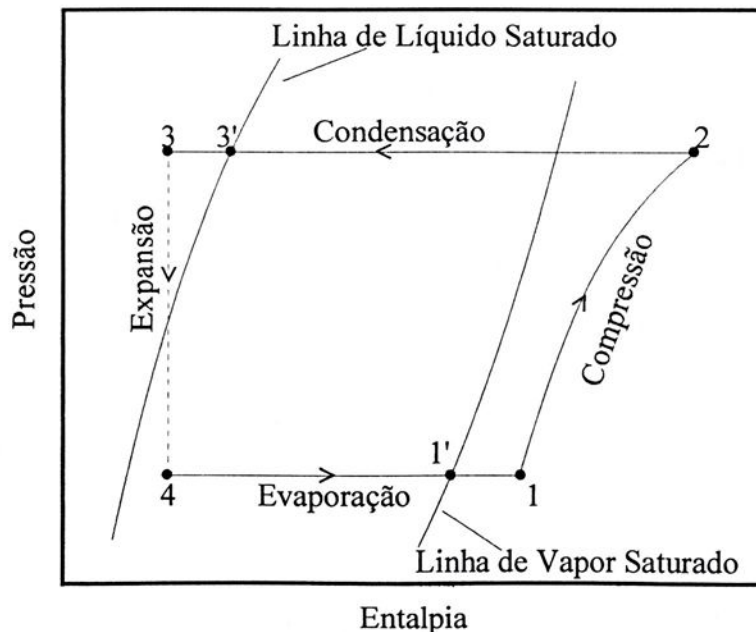


Figura 1.2 - Diagrama esquemático pressão-entalpia do ciclo por compressão de vapor.

Os evaporadores de serpentina com tubos aletados, comuns em aplicações relacionadas com sistemas de ar-condicionado e refrigeração, consistem de uma série de tubos aletados externamente. A representação esquemática de um circuito desse tipo de evaporador é mostrada na Fig. 1.3.

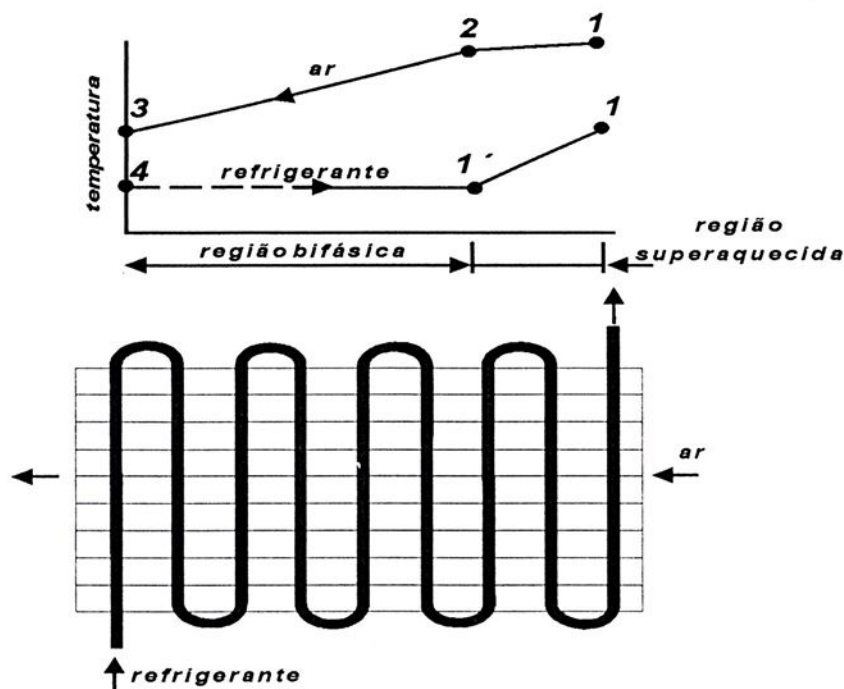


Figura 1.3 - Esquema de um evaporador de serpentina com tubos aletados.

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.

O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos de um evaporador é bastante complexo, identificando-se em alguns casos, devido à mudança de fase, até três regiões: uma de escoamento líquido, uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor (vide Fig. 1.3). 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. Dessa forma, o conhecimento das características dinâmicas de um evaporador é importante para o projeto e para o controle de muitos sistemas de condicionamento de ar e refrigeração.

Devido ao complexo padrão do escoamento do ar sobre as superfícies externas dos tubos e aletas, a determinação teórica de coeficientes de transferência de calor é freqüentemente impedida. A combinação entre os processos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento complicam a análise, tornando necessário recorrer-se a trabalhos experimentais para a obtenção de dados empíricos a serem utilizados em modelos teóricos.

Esse grande número de fenômenos envolvidos 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 deveriam se restringir à análise do regime permanente, mas também, incluir o regime transiente ou análise dinâmica. A modelagem dinâmica é uma descrição matemática do sistema no domínio do tempo.

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, representando 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.

Usualmente, o processo de transferência de calor entre o refrigerante e o ar em um evaporador de serpentina com tubos aletados ocorre em um escoamento de fluxo cruzado (vide Fig. 1.3). A fim de melhorar a eficiência da transferência de calor ou buscar as condições ideais de funcionamento, várias configurações de tubos são empregadas e vários métodos para se escolher o melhor circuito são utilizados. Essa diversidade torna a modelagem do escoamento ainda mais complexa. Isso faz 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.

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. 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 condição de operação, o método de circulação do ar ou do líquido, o tipo de controle da vazão de refrigerante e a aplicação.

Os três tipos principais de construção de evaporadores são: de tubo liso, de placa e com aletas. Os evaporadores de tubo liso e de placa são, algumas vezes, classificados, como evaporadores de superfície primária. No evaporador aletado, considera-se que a superfície primária seja somente aquela dos tubos, no interior dos quais escoam o fluido refrigerante. As aletas são superfícies secundárias, que aumentam a área de transferência de calor dos tubos.

Os evaporadores de tubo liso e de placa possuem uma grande variedade de aplicações, operando em qualquer faixa de temperatura. Entretanto, tais evaporadores são mais usados para aplicações de resfriamento de líquidos e de refrigeração de ar, nas quais a temperatura do espaço é mantida abaixo de 1 °C e o acúmulo de gelo na superfície do evaporador não pode ser facilmente evitado. A capacidade desses evaporadores é menos influenciada pelo acúmulo de gelo em suas superfícies, do que em evaporadores de tubos aletados. Além disso, a maioria dos evaporadores de superfície primária, particularmente os do tipo placa, são facilmente limpos e podem ser prontamente descongelados manualmente escovando-se ou raspando-se o acúmulo de gelo. Isso pode ser feito sem interromper o processo de refrigeração e sem colocar em risco a qualidade do produto refrigerado.

1.1.1 EVAPORADORES DE TUBO LISO

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.

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



"secas" ou de "vaporização", em conjunto com ventiladores centrífugos, para fornecer ar resfriado a alta velocidade para operações de congelamento.

1.1.2 EVAPORADORES DE PLACA

Os evaporadores de placa são geralmente construídos de duas chapas lisas de metal soldadas, com relevo tal que permitem um trajeto para o fluxo de refrigerante entre as duas chapas. Este tipo particular de evaporador de placa, 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 consiste de tubulação instalada entre duas placas de metal que são soldadas juntas nas bordas. A fim de garantir o bom contato térmico entre a placa soldada e o tubo, o espaço entre as placas é evacuado, de modo que a pressão atmosférica exercida na superfície externa das placas fixa-as firmemente contra o interior da tubulação ou é preenchido com uma solução eutética. Aqueles que contem 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.

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.

1.1.3 EVAPORADORES COM ALETAS

Serpentinas com aletas de tubos lisos sobre os quais foram instaladas placas de metal ou aletas. As aletas, servindo como superfícies secundárias de absorção de calor, têm o efeito de aumentar a área da superfície externa do evaporador, melhorando assim sua eficiência para resfriar o ar e outros gases. Como nos evaporadores de tubo liso, grande parte do ar que circula ao redor da serpentina passa 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 e essa é expandida por pressão ou algum meio semelhante, de modo que as aletas penetram 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 a que se destina a serpentina. A dimensão do tubo determina a dimensão da aleta e o espaçamento entre aletas, que esta na faixa entre 1 a 14 aletas por polegada, 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 uma distância ampla entre as aletas (duas ou três aletas por polegada), a fim de 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 14 aletas por polegada.

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

Existe uma relação definitiva 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.

Dado que sua capacidade é afetada mais por acúmulo de gelo do que em qualquer outro tipo de evaporador, as serpentinas aletadas são mais apropriadas para aplicação de resfriamento de ar onde 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 da serpentina em intervalos regulares.



As serpentinas aletadas têm maior área de superfície por unidade de comprimento que os evaporadores de superfície primária e podem, por isso, ser mais compactos. Geralmente, uma serpentina aletada ocupará menos espaço que um evaporador de tubo liso ou de superfície 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, como unidades de convecção forçada.

1.1.4 CAPACIDADE DO EVAPORADOR

A capacidade de um evaporador ou de uma superfície de resfriamento é a taxa na qual o calor é transferido do espaço a ser refrigerado ou produto, para o líquido em mudança de fase no interior dos tubos. O calor pode ser transferido para o evaporador pelos três modos de transferência de calor. Nas aplicações de resfriamento de ar o maior parte do calor é conduzido ao evaporador por correntes de convecção forçada ou pela convecção natural resultante da diferença de temperatura entre o evaporador e o espaço. O calor pode, também, ser transferido por radiação do produto e das paredes do espaço para o evaporador. Quando o produto está em contato térmico com a superfície externa do evaporador, o calor é transferido por condução.

A capacidade do evaporador é determinada por,

$$Q = UA_o \Delta T_{ml} \quad (1.1)$$

na qual, Q é a quantidade de calor transferido, A_o é a área total de transferência de calor, U é o coeficiente global de transferência de calor e ΔT_{ml} é a diferença média logaritma de temperatura.

Uma vez que é necessária uma taxa elevada de transferência de calor através das paredes, o coeficiente global de transferência de calor deve ser tão alto quanto possível. Os metais são geralmente empregados no projeto de evaporadores, devido à elevada condutividade térmica que apresentam. Contudo, deve-se selecionar um metal que não reaja com o refrigerante. Ferro, aço, latão, cobre e alumínio são os metais mais comuns. Ferro e aço não são atacados por nenhum dos refrigerantes comuns, mas são passíveis de sofrer oxidação se houver alguma umidade livre no sistema. O latão e o cobre podem ser usados com a maioria dos refrigerantes, exceto com amônia, que dissolve o cobre. O alumínio não deve ser utilizado com cloreto de metilo.



Magnésio e ligas de magnésio não podem ser usadas com hidrocarbonos fluorados ou com cloreto de metilo.

A resistência térmica oferecida pelo metal das paredes tem pouca influência no cálculo do coeficiente global de transferência de calor. As resistências térmicas mais importantes, são aquelas determinadas pelos coeficientes de transferência de calor dos lados interno e externo dos tubos.

O valor de U para um evaporador, geralmente, depende de vários fatores, tais como: do tipo de estrutura da serpentina, do material utilizado, da superfície úmida interna, da velocidade e da condutividade térmica do refrigerante no interior da serpentina, da quantidade de óleo presente no evaporador, do produto que está sendo resfriado, da condição da superfície externa, da velocidade do fluido (gasoso ou líquido) sobre a serpentina e da relação entre as superfícies interna e externa.

Uma vez que a condutibilidade térmica dos líquidos é maior do que dos gases, a taxa na qual o refrigerante absorve calor das paredes do evaporador aumenta quando a superfície úmida interna aumenta. Esse princípio também se aplica à superfície externa do evaporador, ou seja, a transferência de calor é maior quando essa superfície está em contato direto com algum líquido ou meio sólido, do que com o ar ou outro gás.

Qualquer depósito nas superfícies externa ou interna do evaporador atua como uma resistência térmica adicional e reduz a transferência de calor. Os depósitos na superfície externa de evaporadores de ar-condicionado são causados por poeira, borra, graxa e outros contaminadores que aderem às superfícies úmidas da serpentina ou por acúmulo de gelo. Nas aplicações de resfriamento de líquido, os depósitos provêm da formação de crosta ou corrosão.

Os depósitos na superfície interna dos tubos do evaporador, geralmente, são causados por quantidades excessivas de óleo no sistema e/ou velocidades baixas do refrigerante. Nas baixas velocidades, bolhas de vapor, formadas pela ação de ebulição do refrigerante, tendem a aderir às paredes, diminuindo assim o volume da superfície interna úmida. O aumento da velocidade do refrigerante produz uma ação de limpeza nas paredes do tubo retirando o óleo e as bolhas e melhorando a taxa de fluxo de calor. A velocidade do refrigerante é limitada, porém, pela queda máxima de pressão permitida ao longo da serpentina e, se aumentada além de um determinado valor, resultará em uma diminuição da capacidade da serpentina. Mostra-se também, que o coeficiente de transferência de calor do lado externo é melhorado pelo aumento da velocidade do fluido sobre a superfície externa da serpentina.



Qualquer aumento na turbulência do escoamento, tanto interno quanto externo ao evaporador, aumenta a taxa de transferência de calor. Geralmente, a turbulência interna aumenta com a diferença de temperatura através das paredes do tubo e com a rugosidade da superfície interna do tubo. Em algumas circunstâncias, a transferência de calor é melhorada com o uso de aletas internas. Já a turbulência do lado externo, é influenciada pela velocidade do fluido sobre a serpentina, pela distância entre os tubos e pelo formato das aletas.

1.1.5 EFEITO DA QUANTIDADE DE AR SOBRE A CAPACIDADE DO EVAPORADOR

Além dos elementos já mencionados, há outros fatores externos à própria serpentina que afetam bastante o seu desempenho. Os principais são: a circulação, a velocidade e a distribuição de ar no espaço refrigerado e sobre a serpentina. Esses fatores estão relacionados entre si e, em muitos casos, dependem uns dos outros.

Exceto no resfriamento de líquidos e em aplicações em que o produto está em contato direto com o evaporador, a carga térmica do produto é transferida para o evaporador pela circulação de ar. Se essa for inadequada, a transferência de calor do produto ou do espaço a ser refrigerado será insuficiente para permitir um rendimento máximo do evaporador. É importante também que a circulação do ar seja distribuída de maneira uniforme no espaço refrigerado e sobre a serpentina. A distribuição de ar não uniforme resulta em temperaturas desiguais e “pontos mortos” no espaço refrigerado, enquanto que a distribuição desigual do ar sobre a serpentina faz com que alguns de seus trechos funcionem com menor eficiência, diminuindo a capacidade do evaporador.

A velocidade do ar que passa sobre a serpentina tem uma influência considerável tanto sobre o valor do coeficiente global de transferência de calor, como sobre a diferença média logaritma de temperatura (DMLT) e é importante na determinação da capacidade do evaporador. Quando tal velocidade é muito baixa, o ar permanece em contato direto com a serpentina por um tempo maior e é resfriado ao longo de um trecho maior. Assim, a DMLT e a taxa de transferência de calor, são menores. Quando a velocidade aumenta, uma quantidade maior de ar entra em contato com a serpentina por unidade de tempo, a DMLT aumenta e a taxa de transferência de calor melhora. Uma velocidade do ar mais elevada tende a romper a película fina de ar estagnado na superfície externa da serpentina, que atua como um isolante térmico. Esse rompimento aumenta



o coeficiente de transferência de calor do lado externo e, conseqüentemente, também o coeficiente global de transferência de calor.

1.1.6 ÁREA DA SUPERFÍCIE

A Eq. (1.1) indica que a capacidade de um evaporador varia diretamente com a área da superfície externa. Isso é verdadeiro somente se o coeficiente global de transferência de calor (U) do evaporador e a diferença média logaritma de temperatura (DMLT) permanecerem inalterados. Em muitos casos, os valores de U e da DMLT são afetados quando a área da superfície do evaporador é alterada. Em tais casos, a capacidade do evaporador não diminui ou aumenta em proporção direta à mudança na área da superfície. Para ilustrar esse fato, na Fig. 1.4, as serpentinas B e C têm, cada uma, duas vezes a área da superfície da serpentina A, porém, a serpentina C terá capacidade maior do que a serpentina B, considerando que a velocidade do ar é a mesma. A DMLT através de C, será exatamente a mesma de A e a capacidade de C será, portanto, duas vezes a de A.

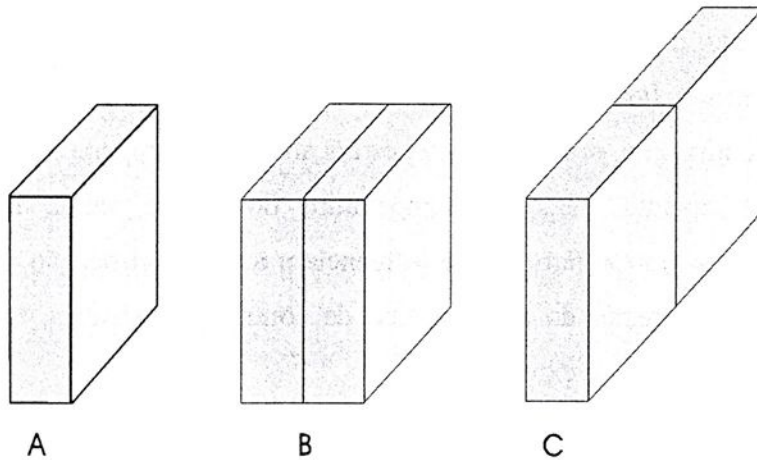


Figura 1.4 – Esquemas de serpentinas: influência da área da superfície externa.

A Fig. 1.5 ilustra como a DMLT é influenciada quando a área da superfície da serpentina é aumentada pelo aumento do número de fileiras (profundidade). Observa-se que a queda de temperatura é maior através da 1ª fileira e diminui a cada fileira sucessiva, fazendo com que a transferência de calor e o desempenho de cada fileira sejam inferiores à de sua precedente. Por essa razão, se a área da serpentina A na Fig. 1.4 duplicar devido ao aumento do número de fileiras (serpentina B), a DMLT será reduzida e o aumento na capacidade será menor do que na serpentina C.

Dessa forma, para a mesma área total de transferência de calor, uma serpentina longa, larga e plana, oferecerá um desempenho maior do que uma serpentina curta e estreita, tendo maior número de fileiras. Contudo, em muitos casos, o espaço físico útil é limitado e devem ser usados sistemas de serpentinas compactos. A perda de capacidade resultante do aumento do número de fileiras pode ser compensada aumentando-se a velocidade do ar sobre a serpentina.

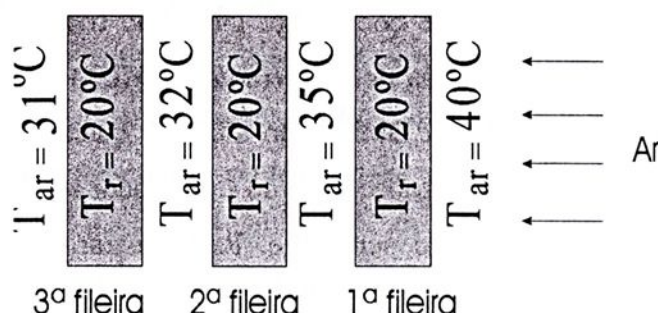


Figura 1.5 – Queda de temperatura do ar através de uma serpentina de resfriamento com três fileiras.

Em algumas aplicações, o uso de serpentinas profundas é desejável para a desumidificação do ar, pois quanto maior a profundidade de serpentina, maior é o tempo de contato entre o ar e a superfície da serpentina. Isso faz com que a temperatura do ar de saída se aproxime da temperatura da serpentina que, provavelmente, estará abaixo da temperatura do ponto de orvalho do ar. Obviamente, quanto menor a temperatura do ar na saída, maior o efeito de desumidificação. Alguns outros fatores que influenciam a desumidificação do ar são: correntes de ar, tempo de funcionamento do sistema, tipo de controle do sistema, taxa de infiltração e condições do ambiente interno e externo.

1.1.7 CIRCUITO DO EVAPORADOR

A queda excessiva de pressão no evaporador causa uma redução na pressão de sucção e, em consequência, uma redução na capacidade e eficiência do compressor.

Para evitar perdas desnecessárias na capacidade e eficiência do compressor, o evaporador deve ser projetado de tal modo que a queda de pressão seja adequada para que o escoamento de refrigerante se dê a uma velocidade que assegure que a superfície interna dos tubos fique livre de bolhas de vapor e óleo, garantindo uma taxa de transferência de calor elevada.

Geralmente, a queda de pressão através de qualquer circuito do evaporador depende do tamanho do tubo, da extensão do circuito e da carga térmica do circuito. Essa carga, que é a taxa

de fluxo de calor através das paredes do tubo do circuito, determina a vazão em massa ao longo do circuito. Quanto maior a carga térmica do circuito, maior será a vazão em massa de refrigerante e maior será a queda de pressão nesse circuito. Em consequência disso, quanto maior a carga térmica do circuito, menor deve ser o circuito, a fim de impedir uma queda de pressão excessiva.

Como já mencionado, o refrigerante entra no evaporador no estado de líquido saturado ou como um mistura líquido-vapor e sai como vapor superaquecido. Uma vez que o volume específico do refrigerante aumenta conforme ele se vaporiza, sua velocidade e a queda de pressão por unidade de comprimento aumentam progressivamente à medida que ele percorre o circuito e é maior na região de vapor superaquecido.

A queda de pressão excessiva que ocorre na região superaquecida pode ser eliminada, em grande parte, dividindo o circuito simples em dois circuitos nessa região. Quando isto é feito, o refrigerante percorre um curso simples até que sua velocidade atinja o máximo permissível, momento em que o circuito é dividido em dois cursos paralelos. Isto tem o efeito de reduzir a velocidade do refrigerante pela metade e a queda de pressão por unidade de comprimento é reduzida a um oitavo do valor, pois a queda de pressão aumenta com o quadrado da velocidade. Além disso, a serpentina poderá ter maior carga sem exceder a queda de pressão permitida, mantendo-se a velocidade do refrigerante dentro dos limites desejáveis, de modo que a transferência de calor não seja afetada.

Outro método para reduzir a queda de pressão através do evaporador é instalar coletores de refrigerante no topo e na base do evaporador, de maneira que o refrigerante seja alimentado simultaneamente através de circuitos paralelos múltiplos. A principal desvantagem desse tipo de montagem é que a carga térmica dos circuitos é desigual, uma circunstância que torna difícil a distribuição de refrigerante para circuitos diversos. Uma vez que a diferença de temperatura entre o ar que passa sobre a serpentina e o refrigerante nos tubos é maior através do primeiro circuito (primeira fileira) do que através do último circuito (última fileira), o primeiro circuito é carregado termicamente mais intensamente que o último e, conseqüentemente, requer mais fluido refrigerante.

Sistemas que utilizam coletores são muito eficientes e bastante usados, principalmente quando a carga do circuito é elevada, que é o caso de condicionadores de ar, nos quais a diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante é elevada e a densidade de aletas é grande. Nesse tipo de evaporador o ar escoa em fluxo cruzado com o refrigerante, de modo que o ar mais



quente (entrada) fica em contato com a parte mais aquecida da serpentina (saída do refrigerante). Isso garante uma diferença média de temperatura maior e uma taxa de transferência de calor mais elevada.

1.1.8 MÉTODOS DE ALIMENTAÇÃO DE EVAPORADOR

Os evaporadores também podem ser classificados de acordo com o método de alimentação do refrigerante líquido, como expansão seca, inundado ou de sobrealimentação líquida. Com o método de expansão seca, a quantidade de refrigerante líquido que entra no evaporador é limitada para que possa estar completamente vaporizada na saída do evaporador, de modo que somente o refrigerante vapor entre na linha de sucção. 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. Estes dois pontos contraditórios requerem um controle apropriado do sistema e um entendimento do comportamento dinâmico do evaporador.

O controle de fluxo de refrigerante empregado com o método de expansão seca é, geralmente, uma válvula de expansão termostática ou um tubo capilar. Para assegurar a vaporização completa do refrigerante é permitido um grau de superaquecimento de, aproximadamente, 12 °C na saída do evaporador, uma prática que requer aproximadamente de 10 a 20% da superfície total do evaporador.

Os evaporadores de expansão seca são menos eficientes que o tipo inundado ou de sobrealimentação líquida, mas são geralmente de projeto mais simples, menos dispendiosos no custo inicial, muito mais compactos, requerem uma troca menor de refrigerante e têm menos problemas de retorno de óleo. Por essas razões, o evaporador de expansão seca é o tipo mais popular, sendo utilizado principalmente em sistemas que empregam refrigerantes halogenados.

O evaporador inundado opera completamente cheio com líquido refrigerante, uma condição que garante a maior quantidade de superfície de tubo interior molhada e, conseqüentemente, a taxa de transferência de calor mais elevada. Esse evaporador é equipado com um acumulador ou separador de líquido, do qual o refrigerante líquido é circulado por gravidade através dos circuitos do evaporador. O nível do líquido no acumulador é mantido por um controle flutuante superior ou inferior e o vapor gerado pela ação da ebulição do refrigerante no interior dos tubos é separado do líquido na parte superior do acumulador e entra diretamente na linha de sucção.



Um evaporador de sobrealimentação líquida é aquele em que a quantidade de refrigerante líquido circulado através do evaporador é consideravelmente maior do que aquela que pode ser vaporizada. O excesso de líquido é separado do vapor num coletor de baixa pressão ou acumulador e recirculado para o evaporador, enquanto que o vapor é extraído para a sucção do compressor. Este tipo de evaporador é comum em sistemas de evaporadores múltiplos.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma grande variedade de configurações do escoamento ao longo de evaporadores tem sido estudada e documentada na literatura. A maioria das pesquisas apresentadas refere-se a trocadores de calor usados em sistemas de refrigeração comerciais e em aplicações de ar condicionado. Revisões da literatura são apresentadas por Webb (1980) e McQuiston (1981), para a análise do escoamento do lado do ar. Nesses estudos, a velocidade do escoamento e parâmetros geométricos tais como: tipos de aletas, número de fileiras e disposição de tubos são consideravelmente diferentes daqueles de um evaporador de um sistema de pequeno porte (sistemas domésticos).

Rite (1990) realizou um estudo no qual considera os efeitos do acúmulo de gelo, na superfície da serpentina, sobre a condutância global e as características de perda de carga de evaporadores de refrigeradores domésticos. Nesse estudo, parâmetros de desempenho não são expressos em termos de correlações que possam ser usadas em modelos teóricos ou no projeto do evaporador.

Oskarsson *et. al.* (1990 a, b) propuseram modelos para analisar o desempenho de evaporadores com a superfície das aletas nas condições: seca, molhada e congelada. Nesse trabalho, Oskarsson *et. al.* (1990 a, b) apresentaram três modelos: (i) para o estudo da transferência de calor local, no qual o método de elementos finitos é utilizado na solução das equações governantes; (ii) um modelo no qual o evaporador é dividido em três regiões: saturada, transicional e superaquecida, de acordo com o estado do refrigerante no interior dos tubos; (iii) um modelo paramétrico, que utiliza algumas características do evaporador, tais como a efetividade entálpica ou efetividade de temperatura. O primeiro modelo permite o estudo do comportamento do evaporador localmente. O modelo de três regiões, embora desconsidere a queda de pressão do refrigerante no interior dos tubos, apresentou uma boa concordância com os resultados fornecidos pelo primeiro modelo, com a vantagem de ser mais rápido. O modelo paramétrico, apesar de satisfatório, necessita de uma constante diferente nas equações paramétricas a cada condição do evaporador: seca, molhada ou congelada.

Vários tipos de modelos para descrever o comportamento dinâmico de evaporadores têm sido apresentados na literatura. Wang e Touber (1991) forneceram uma boa revisão bibliográfica desses modelos e os classificaram em quatro grupos: modelos de “caixa preta”, de uma-zona, de duas-zonas e distribuídos. Dentre esses modelos, os que fornecem melhores resultados do comportamento dinâmico do evaporador são os modelos distribuídos.

O modelo de “caixa preta” é na verdade uma idéia da teoria de controle de sistemas. Tem a vantagem da simplicidade, mas não revela o mecanismo do comportamento dinâmico. Com esse tipo de modelagem, um evaporador pode ser representado por um conjunto de funções de transferência, com várias constantes, as quais são determinadas através de experimentos. Os modelos de “caixa preta” são usados para investigar problemas de controle em refrigeração.

Os modelos de uma-zona são apropriados para evaporadores do tipo casco tubo, nos quais, geralmente, não há escoamento bifásico. Entretanto, para evaporadores de expansão seca o refrigerante escoava usualmente através de longas serpentinas e passa através de duas diferentes regiões: região de escoamento bifásico e região de escoamento monofásico. Assim, os modelos de uma-zona não têm sido largamente usados.

Os modelos de duas-zonas são muito populares. Com a divisão de um evaporador em duas-zonas, as regiões de escoamento bifásico e monofásico são consideradas separadamente. Dessa forma a conservação da massa e a conservação da energia podem ser razoavelmente descritas, mesmo que uma descontinuidade das variáveis entre as duas regiões seja inevitável nesse tipo de modelo. Isto requer alguns reparos artificiais, para tornar o modelo suficientemente realístico. O modelo de duas-zonas necessita de um coeficiente de transferência de calor médio na região bifásica e, dessa forma, integrações matemáticas devem ser usadas, pois as correlações existentes determinam valores locais para esse coeficiente. Algumas hipóteses são necessárias para isso, tais como assumir uma distribuição linear do título. Outra desvantagem do modelo de duas-zonas é que ele não se adapta a diferentes arranjos do circuito de tubos do evaporador.

Recentemente o modelo distribuído tem ganhado importância na modelagem do comportamento dinâmico de evaporadores de expansão seca, geralmente utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar de parede. Entretanto, um dos problemas principais desse modelo 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 um modelo distribuído que leva em conta o efeito do escorregamento entre as fases líquida e vapor durante o escoamento, usando uma equação simplificada da propagação da fração de vazio. Porém, a temperatura no evaporador foi considerada constante e a perda de carga foi considerada somente no final da região bifásica. Os resultados apresentados mostraram que o modelo descreve corretamente o comportamento transiente do evaporador, causado pelos controles de capacidade, tais como “liga-desliga” ou múltiplos estágios.

Domanski (1991) usou uma aproximação computacional “tubo-a-tubo”, na qual cada tubo com suas aletas associadas tem sua própria identidade. O desempenho de cada tubo é analisado separadamente, considerando do lado externo um fluxo de calor cruzado com o ar, no qual utilizam-se as relações apropriadas para a transferência de calor e massa. Cada tubo é associado com parâmetros individuais, tais como: vazão em massa de refrigerante, vazão em massa de ar, temperatura e umidade do ar. A aproximação computacional “tubo-a-tubo” permitiu a análise de circuitos mais elaborados. Essa aproximação contribuiu, também para o estudo dos efeitos da distribuição unidimensional não-uniforme de ar no desempenho do trocador de calor e para simular a distribuição do refrigerante no interior dos tubos. Verificou-se que, uma distribuição não-uniforme de ar, aliada com um superaquecimento irregular do refrigerante na saída dos diferentes circuitos, prejudica a capacidade do evaporador.

Nyers e Stoyan (1994) forneceram um modelo dinâmico para evaporadores de bombas de calor, no qual o evaporador foi considerado como um feixe de tubos paralelos imersos em água, o que não é muito realístico. Nesse modelo, o escoamento bifásico foi modelado como homogêneo e o fluido refrigerante se distribuía uniformemente entre os tubos. O modelo matemático utilizado revelou-se uma ferramenta versátil no estudo dos fenômenos relacionados aos evaporadores e sua vizinhança. O método numérico aplicado apresenta grande flexibilidade no tratamento das equações de conservação, das equações de estado, das condições de contorno e das funções de controle utilizadas.

Em 1995, Karatas *et al.* realizaram um trabalho experimental e investigaram as características de transferência de calor e perda de carga, do lado do ar, em evaporadores de tubos aletados usados em refrigeradores domésticos. Realizaram-se testes em quatro serpentinas diferentes, considerando campos de velocidade e temperatura uniformes e não-uniformes na entrada do evaporador. Nesse trabalho, Karatas *et al.* apresentam correlações para o fator de atrito e para o coeficiente de transferência de calor, em termos do número de Reynolds e do fator de aletas

(razão entre a área da superfície externa total com aletas e a área da superfície externa do tubo de uma serpentina sem aletas).

No modelo distribuído proposto por Jia *et al.* (1995), considera-se o escoamento bifásico como homogêneo, a perda de carga do refrigerante no interior do tubo e a condensação do vapor d'água do ar sobre as aletas. Jia *et al.* (1995) analisaram o desempenho dinâmico de evaporadores comparando os resultados calculados com os dados experimentais obtidos em um evaporador comercial trabalhando com o refrigerante R-134a. Os resultados indicaram que o modelo fornece uma estimativa razoável da resposta dinâmica do evaporador a uma variação da vazão do refrigerante em sua entrada.

Willatzen *et al.* (1998) e Pettit *et al.* (1998) apresentaram um modelo para a simulação do comportamento dinâmico de evaporadores e condensadores usados em sistemas de refrigeração. Nesses trabalhos, a discussão apresentada trata primariamente do escoamento do refrigerante e da transferência de calor entre o refrigerante e a parede do tubo. Os detalhes da transferência de calor do lado externo do tubo são omitidos, isto é, a convecção de calor do tubo para o meio ambiente é simplesmente descrita por um coeficiente de transferência de calor e uma área superficial efetiva. No modelo matemático, considera-se o escoamento unidimensional e solucionam-se as equações de conservação de massa e energia ao longo dos tubos e a equação da energia para a parede do tubo. A perda de carga é assumida desprezível e dessa forma não se considera a equação de conservação da quantidade de movimento. Um sistema de equações diferenciais ordinárias é integrado, separadamente, ao longo de três regiões: líquida, bifásica e de vapor. Os testes revelaram que o modelo pode trabalhar em uma larga faixa de condições de operação do evaporador e que a transição entre a região bifásica e a região monofásica ocorre de maneira suave.

Recentemente, Jia *et al.* (1999), utilizando um modelo dinâmico distribuído, avaliaram a influência do modelo de escoamento bifásico na resposta transiente de um evaporador de expansão seca. Nesse trabalho, foram utilizados para o escoamento bifásico o modelo homogêneo e o modelo separado. Para o modelo separado, utilizaram-se três diferentes modelos para o cálculo do fator de deslizamento (S): modelo de Chisholm, modelo de Smith e modelo de Premoli, também conhecido com modelo CISE. Os resultados calculados foram comparados com os dados experimentais obtidos em um evaporador utilizando o refrigerante R-134a. Verificou-se que o modelo separado simulou melhor a resposta transiente do evaporador, independentemente



do modelo do fator de deslizamento. A queda de temperatura em função do tempo para o ar, fornecida pelo modelo homogêneo, é mais acentuada do que aquela obtida experimentalmente.

Liang *et al.* (1999) utilizaram um modelo distribuído para prever, em regime permanente, o desempenho de um evaporador de expansão seca. 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 utilizando o refrigerante R-134a. Liang *et al.* (1999) também analisaram o efeito da umidade do ar e da substituição do R-134a pelo R-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 R-134a pelo R-12 ocorreu um ligeiro aumento da taxa de condensação do ar e do efeito de refrigeração, uma diminuição da vazão em massa, permanecendo a temperatura de saída do ar aproximadamente constante. A área total de transferência de calor para o R-134a, para o mesmo efeito de refrigeração, é 7% menor do que para o R-12 devido ao maior coeficiente de transferência de calor do R-134a. Liang *et al.* (1999) verificaram também que a perda de pressão foi mais acentuada quando o R-134a foi utilizado e analisando os resultados obtidos, concluíram que o modelo elaborado é útil para prever o desempenho de evaporadores de expansão seca.

Nesta revisão bibliográfica verifica-se que vários estudos sobre evaporadores de serpentina com tubos aletados tem sido realizados, tanto experimentais quanto computacionais.

Nos trabalhos experimentais divulgados, é importante mencionar, que, muitas vezes, os dados obtidos não são apresentados de forma organizada e completa, dificultando a validação de modelos numéricos. Os modelos que analisam o comportamento transiente desse tipo de evaporador são poucos e bastante recentes, notando-se que vários parâmetros e efeitos ainda precisam ser analisados, buscando-se melhorar o entendimento e a modelagem dos fenômenos complexos envolvidos neste tipo de problema.

1.3 OBJETIVOS DA DISSERTAÇÃO

Neste trabalho propõe-se um modelo dinâmico distribuído para um tipo de evaporador, geralmente usado no condicionamento de ar e refrigeração, no qual o refrigerante é totalmente evaporado antes de deixá-lo. Tais evaporadores, também chamados de evaporadores de expansão seca, quando comparados a outros componentes do sistema de refrigeração ou outros tipos de evaporadores, são relativamente complexos de serem modelados, devido ao escoamento bifásico envolvido.

O modelo distribuído, aqui proposto, considera a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoar em fluxo cruzado na parte externa dos tubos (vide Fig. 1.3).

Nesta dissertação avalia-se o comportamento dinâmico de um evaporador de expansão seca de serpentina com tubos aletados, quando este é submetido a uma variação das condições de operação. Para isso, o modelo homogêneo é utilizado para descrever o escoamento bifásico do fluido refrigerante no interior dos tubos, sendo que as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia são, respectivamente, resolvidas para o cálculo da massa específica, da velocidade e da temperatura do fluido refrigerante. Para o ar, que escoar em fluxo cruzado ao escoamento do refrigerante, são resolvidas as equações da conservação da energia e da conservação da massa, a fim de serem avaliadas, respectivamente, a temperatura e a umidade do ar no evaporador. Este modelo também resolve a equação da conservação da energia para a parede do tubo, a fim de obter a sua temperatura.



CAPÍTULO 2

ESCOAMENTOS EM EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS

A análise dinâmica de evaporadores de serpentina com tubos aletados requer uma modelagem adequada dos escoamentos envolvidos: de refrigerante no interior dos tubos e do ar, em fluxo cruzado, externamente aos tubos. Neste capítulo, apresentam-se algumas características desses escoamentos e são abordados os principais métodos usados em sua análise.

2.1 GENERALIDADES DO ESCOAMENTO BIFÁSICO

Em processos convectivos de vaporização e condensação internos, o vapor e o líquido estão em movimento simultâneos dentro de canais e tubos. O escoamento bifásico resultante, geralmente, é mais complexo do que o escoamento monofásico. Além das usuais forças de inércia, viscosidade e pressão presente em escoamentos monofásicos, os escoamentos bifásicos são também afetados por forças de tensão interfacial, características de molhamento do líquido sobre a parede do tubo e a transferência da quantidade de movimento entre as fases de líquido e de vapor no escoamento.

Os escoamentos bifásicos estão presentes em inúmeros problemas da engenharia. Algumas aplicações importantes são:

- (i) Sistemas de geração de potência: reatores nucleares, usinas convencionais de geração de potência, usina de energia geotérmica, máquinas de combustão interna e propulsores bifásicos;



(ii) Sistemas de transferência de calor: trocadores de calor, evaporadores, secadores e refrigeradores;

(iii) Sistemas de lubrificação e controle ambiental.

Tais escoamentos apresentam uma série de características importantes que serão abordadas nos itens seguintes.

2.1.1 PARÂMETROS BÁSICOS

Considerando o escoamento bifásico líquido-vapor, mostrado esquematicamente na Fig. 2.1, a vazão em massa total através 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 fração em massa, x^* , é definida como,

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

O termo $(1 - x^*) = (\dot{m}_l / \dot{m})$, é conhecido como fração de umidade. Salienta-se que nos processos de evaporação e condensação convectivos, em equilíbrio hidrodinâmico e em equilíbrio termodinâmico, as definições de fração em massa e título (razão entre a massa de vapor presente na mistura e a massa total da mistura) são coincidentes.

Na Fig. 2.1, Ω e g são, respectivamente, o ângulo de inclinação do tubo e a aceleração da gravidade local.

Para um canal 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 , definida como a razão entre a área da seção transversal do escoamento ocupada pelo vapor e a área da seção transversal total, é dada por,

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

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

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

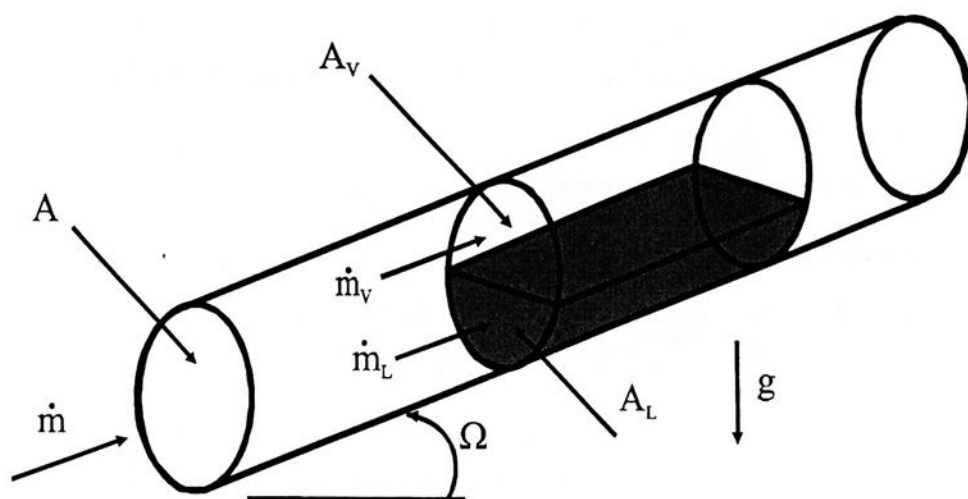


Figura 2.1 - Modelo idealizado para o escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo inclinado.

No estudo dos escoamentos bifásicos é útil a definição dos fluxos superficiais de vapor, j_v , e de líquido, j_l respectivamente, dados por,

$$j_v = \alpha V_v = \frac{Gx^*}{\rho_v} \quad (2.6)$$

$$j_l = (1 - \alpha) V_l = \frac{G(1 - x^*)}{\rho_l} \quad (2.7)$$

nas quais V_v e V_l são, respectivamente, a velocidade da fase de vapor e a velocidade da fase líquida.

Os fluxos superficiais possuem unidades de velocidade, mas podem também ser interpretados como fluxos em volume de cada fase ao longo de um duto. O valor numérico de cada um deles é igual à velocidade que resultaria, caso o escoamento fosse somente da respectiva fase ao longo do duto.

2.1.2 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 escoamentos 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 como escoamento em tampões (*"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.

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 escoa 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.

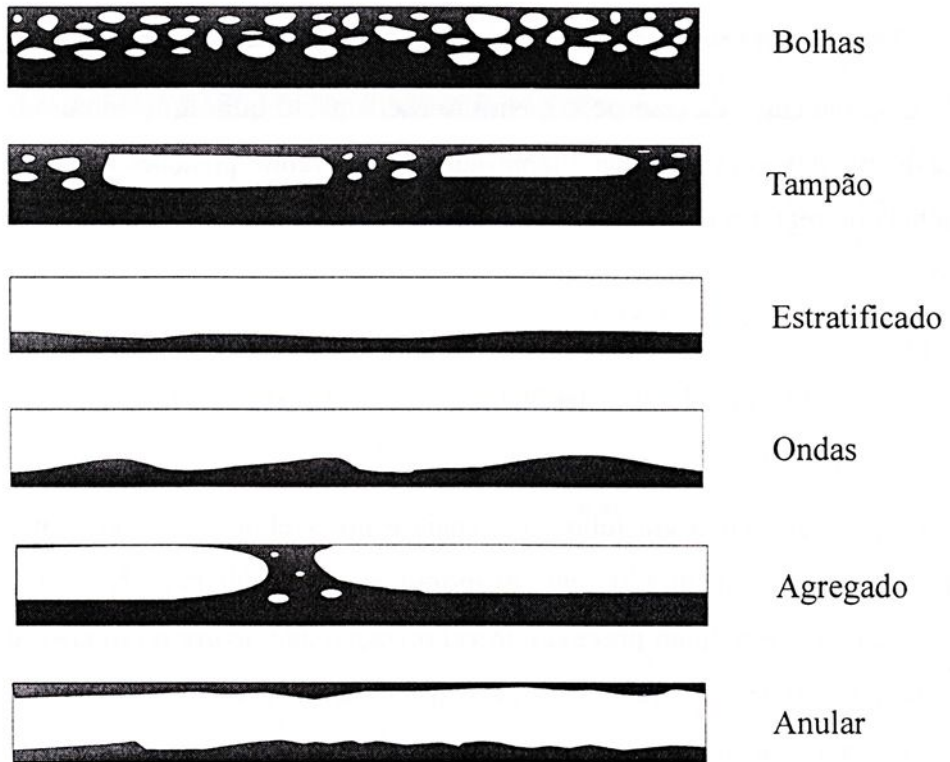


Figura 2.2 - Representação esquemática dos regimes observados em escoamentos horizontais líquido-gás.

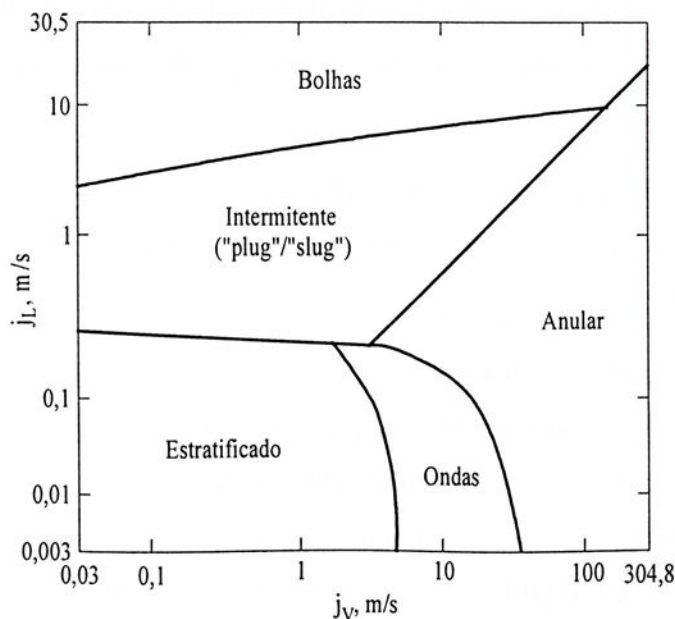


Figura 2.3 - Mapa de regimes de escoamentos horizontais líquido-gás (Taitel e Dukler, 1976).

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, j_k , ou são parâmetros contendo esses fluxos. Um desses mapas, obtido por Taitel e Dukler (1976) é apresentado na Fig. 2.3.

2.1.3 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. 2.5 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 tampão, 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.

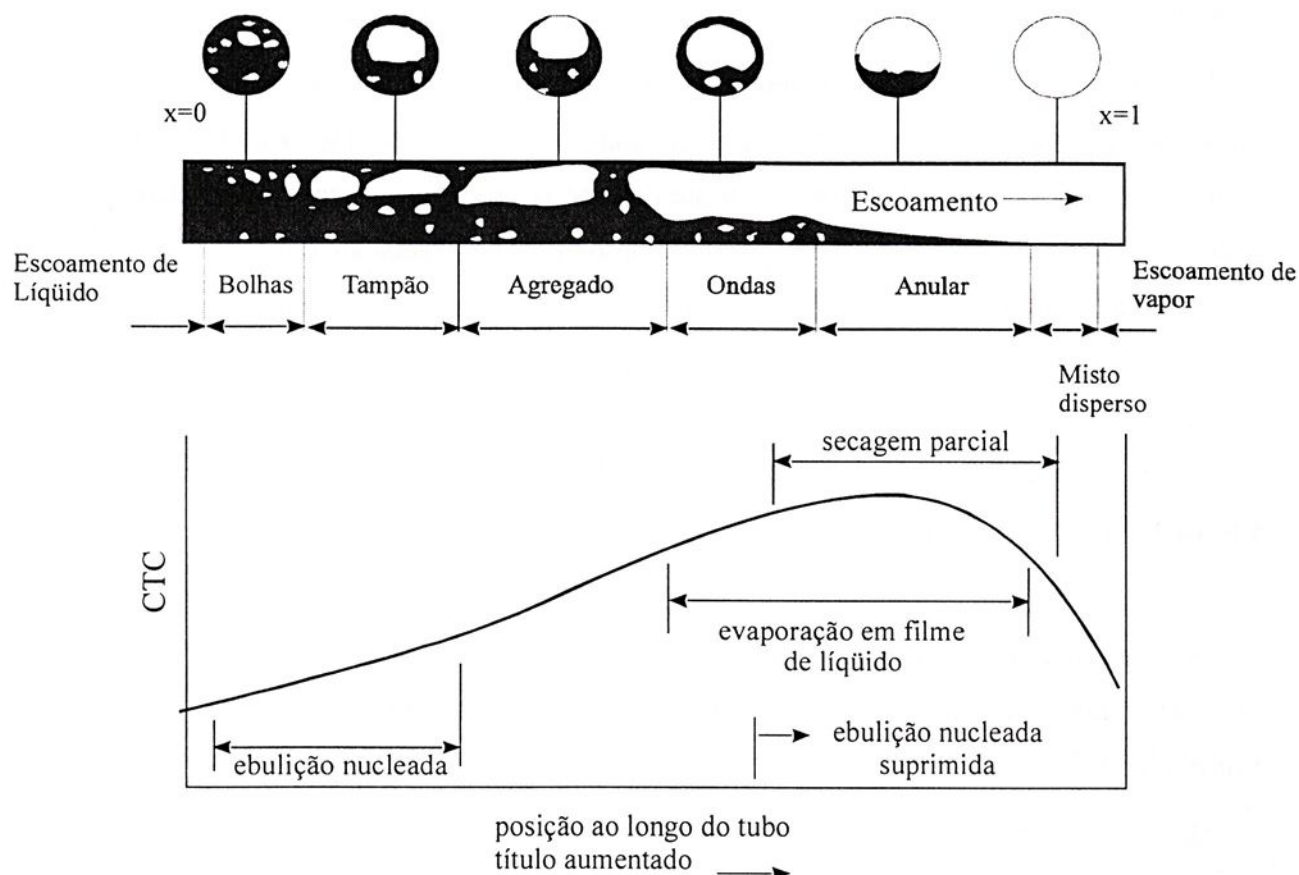


Figura 2.4 - Representação esquemática: (a) da seqüência de regimes do escoamento; (b) do coeficiente de transferência de calor, CTC, ao longo de dutos horizontais durante o processo de vaporização.

A aceleração do núcleo de vapor durante o regime de escoamento anular, no processo de vaporização, produz o entranhamento de gotas 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 consequência 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 filme. Como a espessura do filme diminui progressivamente, o coeficiente de transferência de calor também 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.

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 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.

Objetivando melhorar a identificação, as correlações para o coeficiente de transferência de calor em ebulição convectiva foram divididas em três grupos:

- i. Correlações estritamente convectivas;
- ii. Correlações baseadas na superposição de efeitos;
- iii. Correlações propostas empiricamente.

As correlações estritamente convectivas são apresentadas em termos adimensionais, tais como o parâmetro de Martinelli com o coeficiente bifásico relativo àquele que ocorreria caso o líquido da mistura escoasse isoladamente no tubo. Tais correlações são empíricas e são obtidos 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%). Recentemente, Bandarra Filho *et al.* (1997a) desenvolveram uma correlação desse grupo, a qual considera as condições limites, utilizando, aproximadamente 600 pontos experimentais para o refrigerante HFC-134a.

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, tampão 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. Assim, resultaram várias correlações, da quais se destacam a de

Chen (1966) e as que utilizam o método de Kutateladze (1961), ou modelo assintótico, que propõe, uma superposição não linear de efeitos.

Observa-se, que as correlações pertencentes ao segundo grupo são muito ligadas ao trabalho desenvolvido. Os efeitos convectivos e de ebulição nucleada são, de forma geral, relacionados pelos fatores de intensificação, F , e de supressão, S . Tais fatores S 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 propostas empiricamente foram obtidas para vários fluidos refrigerantes e condições operacionais. As correlações mais representativas e de maior alcance deste grupo são: a de Shah (1982), a de Kandlikar (1990) e a de Bandarra Filho (1997b), por envolverem parâmetros adimensionais. 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.

2.1.4 MODELOS PARA O ESCOAMENTO BIFÁSICO

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

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*

Os engenheiros químicos, nas décadas de 30 e 40, foram os pioneiros no estudo dos escoamentos bifásicos líquido-vapor. Nessa época, o único tratamento teórico existente era o modelo homogêneo, no qual o deslizamento entre as fases é desconsiderado e o escoamento bifásico é assumido como escoamento monofásico, com propriedades obtidas por uma média ponderada das propriedades das fases individuais. As equações usadas são as mesmas do escoamento monofásico e as fases são consideradas em equilíbrio, com mesmas pressões, velocidades e temperaturas.

(ii) *Modelo de Escoamento Separado*

Essa abordagem considera que as duas fases possam ter propriedades e velocidades diferentes. Tais fases são consideradas artificialmente segregadas 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 básicos são escritos, um para cada fase.

Em ambos os casos, a área da seção transversal do duto ocupada por cada fase ou, alternativamente, a velocidade de cada fase deve ser fornecida. Adicionalmente devem ser fornecidas informações 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, através de correlações empíricas, nas quais a fração de vazio e a tensão de cisalhamento na parede são relacionadas com variáveis primárias ou com base em modelos simplificados do escoamento.

O modelo "*drift flux*" é essencialmente um modelo de escoamento separado, no qual a atenção é voltada para o movimento relativo entre as fases. Tal modelo foi desenvolvido nas décadas de 50 e 60, quando a tecnologia nuclear exigiu o desenvolvimento de modelos mais precisos para os escoamentos bifásicos.



(iii) Modelo de Dois Fluidos

Durante a década de 70, com o crescimento significativo da indústria nuclear, análises mais precisas sobre as condições de segurança dos reatores nucleares tornou-se uma prioridade. Em consequência, durante essa década, o modelo de dois fluidos, ou modelo de duas fases, começou a ser desenvolvido, inicialmente para uma abordagem unidimensional e posteriormente para uma abordagem tridimensional (Lahey e Drew, 1990). Esse modelo utiliza dois conjuntos de equações de conservação, os quais governam os balanços de massa, de quantidade de movimento e de energia para cada fase.

Usando 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 da interface.

O modelo de dois fluidos necessita, também, de informações sobre a sequência de regimes de escoamento e sobre o atrito e a transferência de calor entre as fases e entre cada fase e a parede do tubo.

2.2 ESCOAMENTO DE AR EM EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS

O interesse pelo projeto e otimização de trocadores de calor de serpentina com tubos aletados reapareceu com o trabalho de Kays e London (1984), após 10 a 15 anos de atividades limitadas, em função da necessidade na indústria da redução de custos, da diminuição do tamanho dos trocadores de calor e melhorar a compreensão dos fenômenos de transferência de massa, transferência de calor e queda de pressão em superfícies aletadas.

Nos últimos 10 anos, a intensificação das pesquisas relacionadas ao escoamento de ar em evaporadores de serpentina com tubos aletados possibilitaram um aperfeiçoamento das técnicas de análise, projeto, modelagem e otimização desses dispositivos.

Nessas pesquisas, o efeito do número de circuitos, o espaçamento entre as aletas e outros parâmetros foram estudados, melhorando o entendimento dos processos de transferência de calor, de transferência de massa e de quantidade de movimento e gerando correlações para o coeficiente de transferência de calor, para o coeficiente de transferência de massa e para o fator de atrito. Tais correlações estão, em sua maioria, relacionadas a trabalhos experimentais, sendo



de difícil determinação teórica, devido ao complexo padrão do escoamento de ar ao longo dos tubos aletados, da diversidade geométrica e da grande quantidade de tipos de aletas.

Rich (1973, 1975) concluiu que o coeficiente de transferência de calor é independente do espaçamento entre as aletas e que a queda de pressão por circuito é independente do número de circuitos. McQuiston (1978a, b) concluiu que o coeficiente de transferência de calor é fortemente dependente do fator de aletas (relação entre a área total do tubo com aletas e a área total do tubo sem aletas).

Outro fator que dificulta a obtenção de correlações para o escoamento de ar é o efeito da desumidificação, que ocorre na maioria das vezes em evaporadores de serpentina com tubos aletados. McQuiston (1978a, b) apresentou dados experimentais para 5 trocadores de calor de tubo aletados, com aletas do tipo placa, propondo correlações para a transferência de calor e para o fator de atrito em superfícies nas condições seca e molhada.

Mirth e Ramadhyani (1993, 1994) investigaram as características da transferência de calor e da transferência de massa para evaporadores com aletas onduladas. Os resultados obtidos mostraram que o número de Nusselt é muito sensível a variação da temperatura do ponto de orvalho na entrada do evaporador, sendo que a diminuição do número de Nusselt é resultado do aumento da temperatura do ponto de orvalho. Resultados similares foram apresentados por Fu *et al.* (1995) em evaporadores com desumidificação utilizando aletas do tipo "louver". Fu *et al.* (1995) relataram que uma acentuada diminuição do coeficiente de transferência de calor sensível para superfície molhada era verificada com o aumento da umidade relativa na entrada do evaporador. Por outro lado, os dados experimentais de Seshimo *et al.* (1988) indicam que o número de Nusselt é relativamente independente das condições de entrada.

Mesmo com tantos esforços por parte da comunidade científica no estudo de serpentinas molhadas (desumidificação), a literatura disponível sobre o assunto ainda oferece informações limitadas para auxiliar no projeto e avaliação de evaporadores de serpentina com tubos aletados.

Wang *et al.* (1997) mostraram que os fatores j-Colburn sensível em condições de desumidificação não dependem das condições de entrada do ar e que o fator de atrito é muito sensível às condições da superfície. Para superfícies completamente molhadas, o fator de atrito não muda com as condições de entrada do ar e é insensível ao espaçamento entre as aletas e ao número de circuitos de tubos, mas apresenta um valor maior do que para superfícies secas.



Wang *et al.* (1997) também relataram a ocorrência de uma diminuição dos coeficientes de transferência de calor sensível, quando a desumidificação ocorre para valores do número de Reynolds baixos ($Re < 2000$). Um aumento do número de Reynolds causa uma pequena melhora no coeficiente de transferência de calor sensível, mas esse fenômeno torna-se menos intenso à medida que o número de circuitos aumenta. Wang *et al.* (1997) mostraram que o efeito da espessura e o espaçamento entre as aletas são desprezíveis para a transferência de calor. As correlações propostas por Wang *et al.* (1997) apresentam um desvio máximo em relação aos dados experimentais de 10%, para evaporadores com aletas do tipo placa.

A descrição completa de todos os fenômenos que ocorrem quando ar úmido escoar ao longo de superfícies aletadas, nas quais ocorrem simultaneamente a transferência de calor e a transferência de massa, constituem uma das mais promissoras linhas de pesquisa para a otimização, o projeto e o desenvolvimento de evaporadores, pois as condições de operação aliadas aos parâmetros geométricos dificultam a obtenção de correlações para o coeficiente de transferência de calor, de transferência de massa e para o fator de atrito.



CAPÍTULO 3

MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo, o modelo matemático proposto é apresentado, com as hipóteses simplificativas adotadas e as condições iniciais do problema. Apresentam-se também, as equações constitutivas para o cálculo do fator de atrito, queda de pressão, para os coeficientes de transferência de calor e para o coeficiente de transferência de massa.

Os parâmetros geométricos do evaporador, necessários para a solução das equações governantes, são também apresentados.

3.1 INTRODUÇÃO

O modelo aqui proposto visa a análise do comportamento dinâmico de evaporadores de expansão seca do tipo serpentina com tubos aletados. O escoamento ao longo do tubo do evaporador é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e outra na qual o fluido refrigerante encontra-se no estado superaquecido. Considera-se a queda de pressão no interior dos tubos, a condensação do vapor d'água do ar que, escoa em fluxo cruzado externamente ao tubo.

Para simplificar o problema, as seguintes hipóteses são consideradas:

- O evaporador possui um único circuito, uma vez que a vazão em massa é considerada uniforme ao longo de cada circuito e a condução de calor entre esses circuitos é ignorada;
- O escoamento bifásico no interior dos tubos é simplificado como um escoamento unidimensional e homogêneo;
- A variação das energias cinética e potencial do refrigerante é desconsiderada;



- d) O coeficiente de transferência de calor do lado do ar é uniforme (pode ser diferente na região seca e úmida);
- e) A condução de calor na parede do tubo é desconsiderada;
- f) Considera-se o ar é incompressível;
- g) Desconsidera-se a formação de gelo;
- h) Assume-se que o fluido refrigerante seja 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:*

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

na qual $\tilde{\rho} = [\alpha\rho_v + (1-\alpha)\rho_l]$ é a massa específica da mistura líquido-vapor, $u = [G_r / \tilde{\rho}]$ é a velocidade na direção do escoamento, $\alpha = \{1 + [\rho_v(1-x)/\rho_l x]\}^{-1}$ é a fração de vazio, x é o título da mistura, G_r é o fluxo de massa de refrigerante, t é tempo, z é a coordenada ao longo do tubo do evaporador e ρ_l e ρ_v são, respectivamente, a massa específica do líquido e do vapor.

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

$$\frac{\partial(\tilde{\rho}u)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho}u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - f_x \quad (3.2)$$

na qual p é a pressão do escoamento no interior dos tubos e $f_x = (dp_F / dz)$ é a redução de pressão devido ao atrito (vide item 3.4).

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

Realizando o balanço de energia no volume de controle, mostrado na Fig. 3.1, obtém-se a equação de conservação da energia térmica do refrigerante, dada por,

$$A_{\text{tub}} dz \frac{\partial(\tilde{\rho} \hat{u})}{\partial t} + A_{\text{tub}} \frac{\partial(\tilde{\rho} u h_r)}{\partial z} dz = d\dot{q}_{\text{wr}} A_i dz \quad (3.3)$$

na qual $\hat{u}$ é a energia interna do refrigerante, $h_r = [xh_v + (1-x)h_l]$ é a entalpia do refrigerante, h_l e h_v são, respectivamente, a entalpia do líquido e do vapor, A_i é a área interna do tubo por unidade de comprimento, A_{tub} é a área da seção transversal do tubo, $d\dot{q}_{\text{wr}} = [H_r(T_w - T_r)]$ é a taxa de transferência de calor da parede do tubo para o refrigerante, H_r é o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo, T_w é a temperatura da parede do tubo e T_r é a temperatura do refrigerante. Observa-se na Fig. 3.1 que $\dot{m}_r = (\tilde{\rho} u A_{\text{tub}})$ é a vazão em massa de refrigerante.

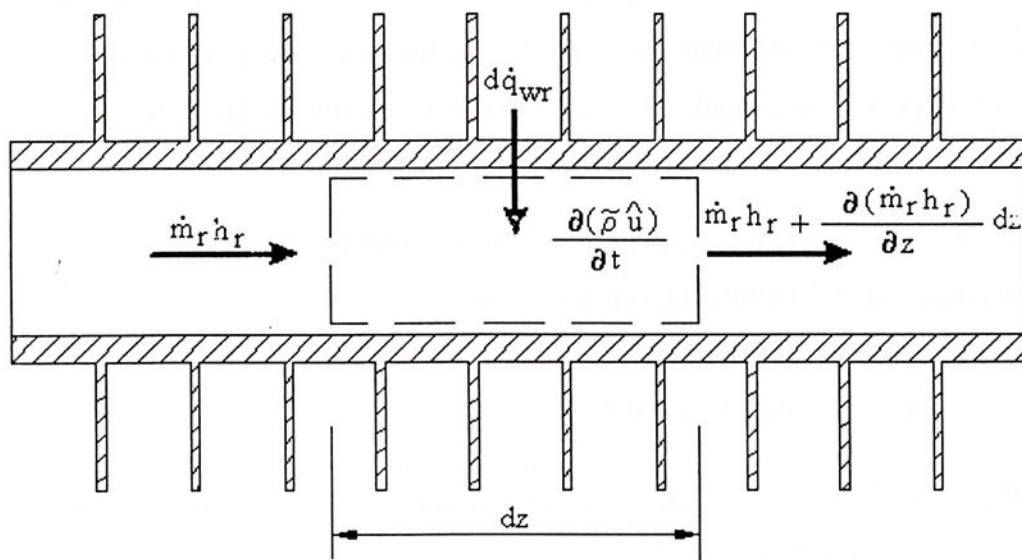


Figura 3.1 – Volume de controle para o balanço de energia para o refrigerante.

Substituindo $\hat{u} = (h_r - p\tilde{v})$, na qual $\tilde{v}$ é volume específico do refrigerante (mistura), na Eq. (3.3), tem-se que,

$$\frac{\partial(\tilde{\rho} h_r)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho} u h_r)}{\partial z} = \frac{A_i}{A_{\text{tub}}} d\dot{q}_{\text{wr}} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.4)$$

considerando na Eq. (3.4) que, $\tilde{h} = \tilde{\rho} h_r = [\alpha \rho_v h_v + (1-\alpha) \rho_l h_l]$, obtém-se,

$$\frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{h} u)}{\partial z} = \frac{A_i}{A_{\text{tub}}} d\dot{q}_{\text{wr}} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.5)$$

• *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 devido à 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,

$$\dot{m}_a dh_a = d\dot{q}_a A_t dz + d\dot{m}_{\text{água}} h_{l,\text{água}} \quad (3.6)$$

na qual $\dot{m}_a = [\rho_a V_a (W_{\text{evap}} L_{\text{evap}})]$ é a vazão em massa de ar seco, ρ_a é a massa específica do ar seco, 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 total de transferência de calor por unidade de comprimento, $d\dot{m}_{\text{água}}$ é a vazão em massa de água (umidade) devido à desumidificação, $h_{l,\text{água}}$ é a entalpia da água líquida na temperatura da parede (T_w) e $d\dot{q}_a$ é a taxa de transferência de calor entre o ar e a superfície externa da serpentina com tubos aletados, dada por,

$$d\dot{q}_a = H_a (T_a - T_w) + H_m \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (3.7)$$

na qual H_a é o coeficiente de transferência de calor 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,

$$H_m = \frac{H_a}{Le c_{p,a}} \quad (3.8)$$

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

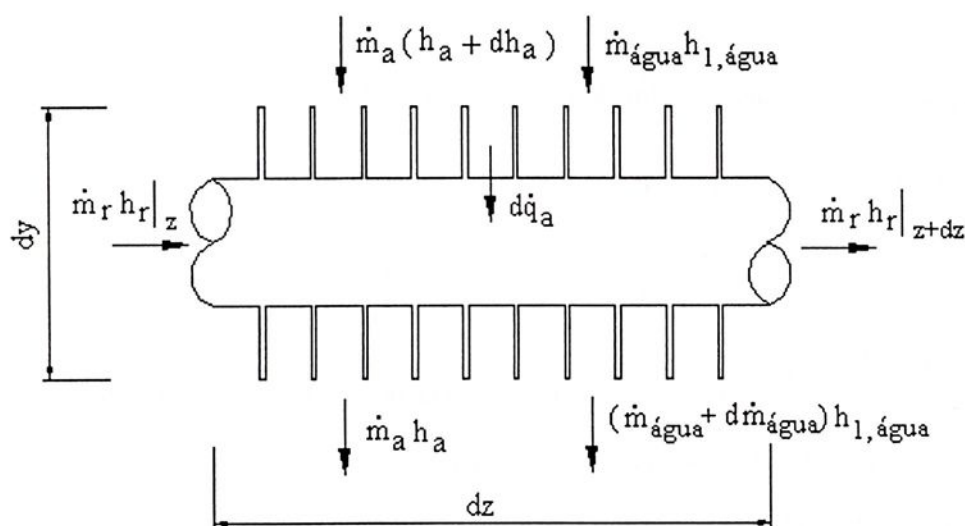


Figura 3.2 – Volume de controle para o balanço de energia para o ar.

Na Eq. (3.6) a vazão em massa de água (umidade) devido à desumidificação, é dada por,

$$dm_{\text{água}} = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (3.9)$$

Substituindo as Eqs. (3.7) e (3.9) na Eq. (3.6) tem-se que,

$$\dot{m}_a dh_a = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) + H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) h_{l,\text{água}} \quad (3.10)$$

- *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,

$$\frac{dE}{dt} = d\dot{q}_a A_t dz - d\dot{q}_{wr} A_i dz \quad (3.11)$$

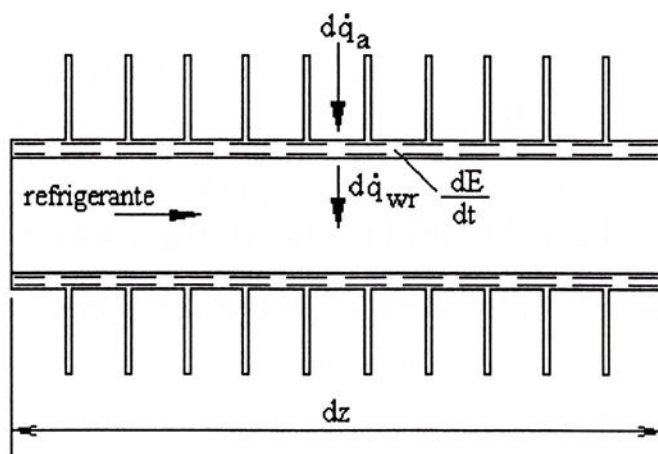


Figura 3.3 – Volume de controle para o balanço de energia para a parede do tubo.

O termo transiente da Eq. (3.11) é dado por,

$$\frac{dE}{dt} = M_{wf} c_{p, wf} \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (3.12)$$

na qual M_{wf} é a massa da parede do tubo e aletas por unidade de comprimento e $c_{p, wf}$ é o calor específico médio à pressão constante considerando o material do tubo e o material das aletas (vide Apêndice A).

Substituindo a expressão de $d\dot{q}_{wr}$ e as Eq. (3.7) e (3.12) na Eq. (3.11), a equação da conservação da energia para a parede do tubo é dada por,

$$M_{wf} c_{p, wf} \frac{\partial T_w}{\partial t} = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a, \text{sat}}) - H_r A_i dz (T_w - T_r) \quad (3.13)$$

• *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,

$$\dot{m}_a d\omega_a = d\dot{m}_{\text{água}} \quad (3.14)$$

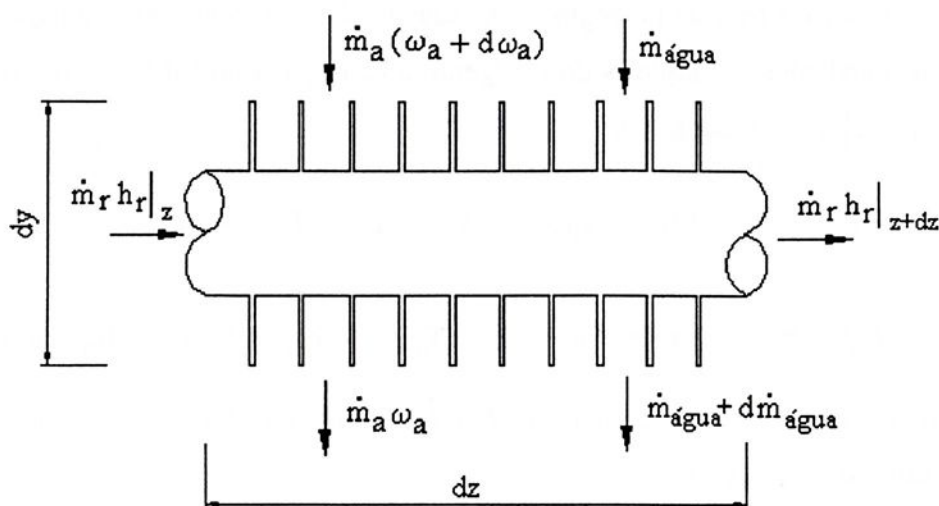


Figura 3.4 – Volume de controle para o balanço de umidade do ar.

Substituindo a Eq. (3.9) na Eq. (3.14), obtém-se,

$$\dot{m}_a d\omega_a = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (3.15)$$

O sistema formado pelas Eqs. (3.1), (3.2), (3.5), (3.10), (3.13) e (3.15) deve ser resolvido para o cálculo das seis incógnitas $\tilde{p}$, u , h_r , T_a , T_w e ω_a . Para isso, equações auxiliares são requeridas para o cálculo das propriedades termodinâmicas do refrigerante e do ar, do fator de atrito, dos coeficientes de transferência de calor para o refrigerante e para o ar e do coeficiente de transferência de massa para o ar.

Neste trabalho, obtém-se as propriedades termodinâmicas 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). No Apêndice A apresentam-se as demais propriedades termodinâmicas do ar e da água, necessárias no modelo matemático.

3.3 CONDIÇÕES INICIAIS

Para verificar a resposta dinâmica 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, o escoamento é governado pelas Eqs. (3.1), (3.2), (3.5) e (3.13), com os termos transientes anulados, e as Eqs. (3.10) e (3.15). Assim, as

$$\frac{dE}{dt} = d\dot{q}_a A_t dz - d\dot{q}_{wr} A_i dz \quad (3.11)$$

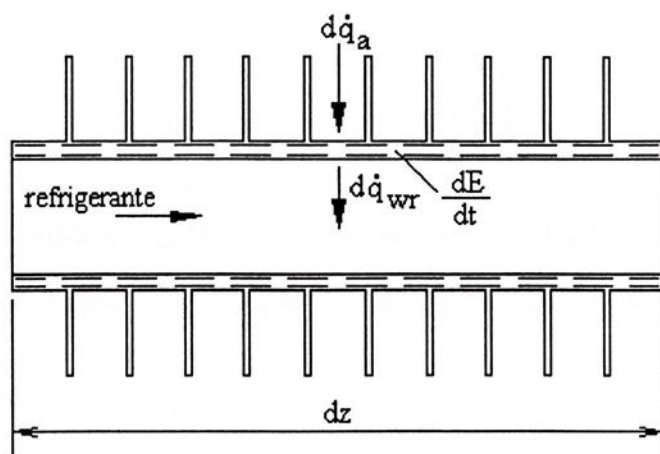


Figura 3.3 – Volume de controle para o balanço de energia para a parede do tubo.

O termo transiente da Eq. (3.11) é dado por,

$$\frac{dE}{dt} = M_{wf} c_{p, wf} \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (3.12)$$

na qual M_{wf} é a massa da parede do tubo e aletas por unidade de comprimento e $c_{p, wf}$ é o calor específico médio à pressão constante considerando o material do tubo e o material das aletas (vide Apêndice A).

Substituindo a expressão de $d\dot{q}_{wr}$ e as Eq. (3.7) e (3.12) na Eq. (3.11), a equação da conservação da energia para a parede do tubo é dada por,

$$M_{wf} c_{p, wf} \frac{\partial T_w}{\partial t} = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a, \text{sat}}) - H_r A_i dz (T_w - T_r) \quad (3.13)$$

- *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,

$$\dot{m}_a d\omega_a = d\dot{m}_{\text{água}} \quad (3.14)$$

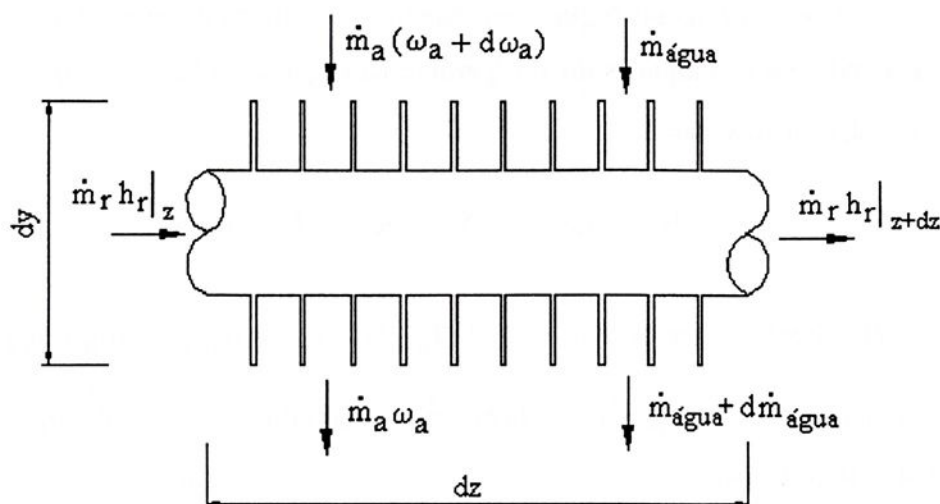


Figura 3.4 – Volume de controle para o balanço de umidade do ar.

Substituindo a Eq. (3.9) na Eq. (3.14), obtém-se,

$$\dot{m}_a d\omega_a = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (3.15)$$

O sistema formado pelas Eqs. (3.1), (3.2), (3.5), (3.10), (3.13) e (3.15) deve ser resolvido para o cálculo das seis incógnitas $\tilde{p}$, u , h_r , T_a , T_w e ω_a . Para isso, equações auxiliares são requeridas para o cálculo das propriedades termofísicas do refrigerante e do ar, do fator de atrito, dos coeficientes de transferência de calor para o refrigerante e para o ar e do coeficiente de transferência de massa para o ar.

Neste trabalho, obtém-se as 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). No Apêndice A apresentam-se as demais propriedades termofísicas do ar e da água, necessárias no modelo matemático.

3.3 CONDIÇÕES INICIAIS

Para verificar a resposta dinâmica 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, o escoamento é governado pelas Eqs. (3.1), (3.2), (3.5) e (3.13), com os termos transientes anulados, e as Eqs. (3.10) e (3.15). Assim, as

soluções das equações básicas no regime permanente são utilizadas como condições iniciais do sistema. Tais condições são aquelas do refrigerante na entrada do tubo, $z = 0$ (vide Fig. 2.3), e do ar sobre o evaporador, dadas por,

$$(i) \quad z = 0: \quad \dot{m}_r = \dot{m}_{r,en} \quad x = x_{en} \quad T_r = T_{r,en} \quad (3.16)$$

$$(ii) \text{ sobre o evaporador: } T_a = T_{a,so} \quad \omega_a = \omega_{a,so} \quad \dot{m}_a = \dot{m}_{a,so} \quad (3.17)$$

nas quais o subíndice “en” indica as condições na entrada do tubo e o subíndice “so” indica as condições sobre o evaporador.

Para resolver as equações governantes apresentadas no item 3.2 um conjunto de correlações e modelos deve ser escolhido para tornar a solução possível. Tal conjunto é apresentado nos próximos itens.

3.4 QUEDA DE PRESSÃO DEVIDO AO ATRITO

3.4.1 REGIÃO MONOFÁSICA

Na região de escoamento de vapor superaquecido a redução de pressão devido ao atrito é dada por,

$$f_x = \frac{f_{sp} G_r^2}{2 d_i \rho_v} \quad (3.18)$$

na qual f_{sp} é o fator de atrito monofásico e d_i é o diâmetro interno do tubo.

O fator de atrito f_{sp} é calculado pela correlação de Churchill (1977), que é uma equação empírica obtida a partir de dados experimentais de vários autores, válida para os regimes laminar, de transição e turbulento. Tal correlação é dada por,

$$f_{sp} = \left[\left(\frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

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

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.

Outra correlação que pode ser utilizada para o cálculo do fator de atrito (f_{sp}) é a equação de Blasius, para o escoamento turbulento em tubos lisos, válida para $4 \times 10^3 \leq Re_{sp} \leq 10^5$, dada por,

$$f_{sp} = 0,3164 Re_{sp}^{-0,25} \quad (3.20)$$

3.4.2 REGIÃO BIFÁSICA

A redução de pressão devido ao atrito [$f_x = (dp_F/dz)$] em escoamentos bifásicos é calculada, freqüentemente, em termos dos multiplicadores bifásicos definidos por,

$$\phi_l^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_l} \quad (3.21)$$

$$\phi_v^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_v} \quad (3.22)$$

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(dp_F/dz)}{(dp_F/dz)_{lo}} \quad (3.23)$$

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

nas quais os subíndices indicam:

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

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

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

vo: indica o gradiente de pressão devido ao atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa total $\dot{m} = [G_r A_{tub}]$.

Nas correlações para o cálculo dos multiplicadores bifásicos, são freqüentemente utilizados os parâmetros de Martinelli,

$$X = \sqrt{\frac{(dp_F/dz)_l}{(dp_F/dz)_v}} \quad (3.25)$$

e Chisholm,

$$Y = \sqrt{\frac{(dp_F/dz)_{vo}}{(dp_F/dz)_{lo}}} \quad (3.26)$$

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,

$$\left(\frac{dp_F}{dz}\right)_l = \frac{f_l G_r^2 (1-x)^2}{2 d_i \rho_l} \quad (3.27)$$

$$\left(\frac{dp_F}{dz}\right)_v = \frac{f_v G_r^2 x^2}{2 d_i \rho_v} \quad (3.28)$$

$$\left(\frac{dp_F}{dz}\right)_{lo} = \frac{f_{lo} G_r^2}{2 d_i \rho_l} \quad (3.29)$$

$$\left(\frac{dp_F}{dz}\right)_{vo} = \frac{f_{vo} G_r^2}{2 d_i \rho_v} \quad (3.30)$$

nas quais os fatores de atrito (f) podem ser calculados utilizando-se as Eqs. (3.19) ou (3.20), sendo os números de Reynolds, dados por,

$$\text{Re}_l = \frac{G_r d_i (1-x)}{\mu_l} \quad (3.31)$$

$$\text{Re}_v = \frac{G_r d_i x}{\mu_v} \quad (3.32)$$

$$\text{Re}_{lo} = \frac{G_r d_i}{\mu_l} \quad (3.33)$$

$$\text{Re}_{vo} = \frac{G_r d_i}{\mu_v} \quad (3.34)$$

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 redução 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) *Modelo de Friedel (1979)*

Neste caso a redução de pressão devido ao atrito é calculada pela Eq (3.23), com o multiplicador bifásico ϕ_{lo}^2 , dado pela correlação de Friedel (1979),

$$\phi_{lo}^2 = E + \frac{3,24 FH}{\text{Fr}^{0,045} \text{We}^{0,035}} \quad (3.35)$$

na qual os parâmetros E, F e H são respectivamente, dados por,

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left[\frac{\rho_l f_{vo}}{\rho_v f_{lo}} \right] \quad (3.36)$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,24} \quad (3.37)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left[1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right]^{0,7} \quad (3.38)$$

Na Eq. (3.35), Fr é o número de Froude e We é o número de Weber, respectivamente, dados por,

$$Fr = \frac{G_r^2}{g d_i \tilde{\rho}} \quad (3.39)$$

$$We = \frac{G_r^2 d_i}{\tilde{\rho} \sigma} \quad (3.40)$$

nas quais σ é a tensão superficial e g é a aceleração da gravidade.

(ii) *Modelo de Whalley (1987):*

Whalley (1987) utilizou a Eq. (3.23) para o cálculo de f_x , com o multiplicador bifásico ϕ_v^2 , dado por,

$$\phi_v^2 = \frac{\tilde{f}}{f_v} \frac{\rho_v}{\tilde{\rho}} \frac{1}{x^2} \quad (3.41)$$

na qual $\tilde{f}$ é o fator de atrito efetivo do escoamento bifásico, calculado pela correlação de Churchill (1977) ou de Blasius, considerando a hipótese de escoamento homogêneo e f_v é o fator de atrito para o escoamento monofásico de vapor.

A Eq. (3.41) é válida para as regiões monofásica e bifásica, uma vez que na região monofásica o título (x) é unitário, tornando o multiplicador bifásico também unitário.

Para o cálculo do número de Reynolds bifásico [$Re_{tp} = (G_r d_i / \tilde{\mu})$], a viscosidade dinâmica homogênea, $\tilde{\mu}$, é obtida pela correlação de Beattie e Whalley (1981), dada por,

$$\tilde{\mu} = \mu_v \alpha + \mu_l (1 - \alpha) (1 + 2,5\alpha) \quad (3.42)$$

(v) *Modelo de Paliwoda (1989):*

No modelo proposto por Paliwoda (1989), a redução de pressão devido ao atrito é dada por,

$$f_x = \left(\frac{dp_F}{dz} \right) = \left[\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_l + 2 \left[\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_v - \left(\frac{dp_F}{dz} \right)_l \right] x \right] (1 - x)^{1/3} + \left(\frac{dp_F}{dz} \right)_v x^3 \quad (3.43)$$

na qual $(dp_F/dz)_l$ e $(dp_F/dz)_v$ são, respectivamente, calculados pelas Eqs. (3.27) e (3.28).

3.5 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – FLUIDO REFRIGERANTE

3.5.1 REGIÃO MONOFÁSICA

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

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

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

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad (3.44)$$

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 Eq. (3.44) é válida para as faixas:

$$0,7 \leq Pr \leq 160; \quad Re \geq 10.000; \quad \frac{L}{d_i} \geq 10 \quad (3.45)$$

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,

$$Nu = \frac{\left(f_v / 8\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(f_v / 8\right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.46)$$



na qual f_v é o fator de atrito de Darcy calculado pela correlação de Churchill (1977) ou Blasius. A Eq. (3.46) 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,

$$Nu = 0,027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_v}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.47)$$

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 Eq. (3.47) 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,

$$Nu = 5 + 0,015 Re^a Pr^b \quad (3.48)$$

na qual os coeficientes a e b são dados por,

$$a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr} \quad ; \quad b = 0,333 + 0,5 \exp(-0,6 \cdot Pr) \quad (3.49)$$

A Eq. (3.48) é válida para as faixas: $10^4 \leq Re \leq 10^6$ e $0,1 \leq Pr \leq 10^4$.

3.5.2 REGIÃO BIFÁSICA

As correlações do coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante na região bifásica são divididas em três grupos:

- Correlações estritamente convectivas (G1);
- Correlações baseadas na superposição de efeitos (G2);
- Correlações propostas empiricamente (G3).

Neste trabalho algumas correlações dos três grupos, foram avaliadas e são apresentadas a seguir.

(i) *Correlação de Chen (1966) - (G2)*

Chen (1966) propôs uma das primeiras correlações de uso geral para escoamentos de líquidos com mudança de fase, assumindo uma superposição linear dos efeitos de mudança de fase estritamente convectiva com os da ebulição nucleada, dada por,

$$H_r = H_{nb} + H_{fc} \quad (3.50)$$

na qual H_{nb} é o coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada e H_{fc} é o coeficiente de transferência de calor para convecção forçada.

O coeficiente de transferência de calor para ebulição nucleada, H_{nb} , é calculado por,

$$H_{nb} = S H_{fz} \quad (3.51)$$

na qual S é o fator de supressão para considerar a redução no coeficiente de transferência de calor em função da supressão dos locais de nucleação e H_{fz} é coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada de Forster e Zuber (1955), dado por,

$$H_{fz} = \frac{0,00122 \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta p_{sat}^{0,75} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49} k_l^{0,79}}{\sigma^{0,5} \lambda_{lv}^{0,24} \mu_l^{0,29} \rho_v^{0,24}} \quad (3.52)$$

na qual $\Delta T_{sat} = (T_w - T_r)$ é a diferença entre a temperatura da parede do tubo e a temperatura do refrigerante, Δp_{sat} é a diferença de pressão correspondente à ΔT_{sat} , $c_{p,l}$ é o calor específico à pressão constante do líquido, k_l é a condutividade térmica do líquido, λ_{lv} é o calor latente de vaporização e μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido.

O fator de supressão, S , é dado por,

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re_{tp}^{1,17}} \quad (3.53)$$



na qual $Re_{tp} = [Re_l F]$ é o número de Reynolds para o escoamento bifásico, Re_l é o número de Reynolds para o escoamento de líquido e F é o multiplicador do coeficiente de transferência de calor bifásico, dado por,

$$F = 2,35 \left(\frac{1}{X} + 0,213 \right)^{0,736} \quad (3.54)$$

nas quais x é o título da mistura, G é o fluxo de massa total e X é o parâmetro de Martinelli, dado por,

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (3.55)$$

A Eq.3.54 foi obtida por Butterworth (1979), ajustando-se os dados apresentados por Chen (1966). Para $X > 10 \Rightarrow F=1$.

O coeficiente de transferência de calor em convecção forçada, H_{fc} , é calculado por,

$$H_{fc} = H_l F \quad (3.56)$$

na qual H_l é o coeficiente de transferência de calor para o líquido, calculado pelo correlação Dittus-Boelter (1930), Eq. (3.44).

(ii) Correlação de Jung e Radermacher (1991) - (G2)

Jung e Radermacher (1991) realizaram um estudo sobre o coeficiente de transferência de calor no escoamento de refrigerantes halogenados com mudança de fase no interior de tubos e apresentaram uma correlação, baseada no modelo de superposição de efeitos, dada por,

$$H_r = H_l F + H_{sa} S \quad (3.57)$$

na qual o multiplicador F e o fator de supressão para ebulição S são, respectivamente dados por,

$$F = 2,37 \left(0,27 + \frac{1}{X} \right)^{0,85} \quad (3.58)$$

$$S = 4048 X^{1,22} Bo^{1,13} \quad \text{para } X \leq 1 \quad (3.59)$$

$$S = 2,0 - 0,1 X^{-0,28} Bo^{-0,33} \quad \text{para } 1 \leq X \leq 5 \quad (3.60)$$

nas quais $Bo = [\dot{q} / \lambda_{lv} G_r]$ é o número de ebulição e $\dot{q}$ é fluxo de calor por unidade de área.

Na Eq. (3.57), H_{sa} é a correlação para o coeficiente de transferência de calor na ebulição em piscina, calculado pela correlação de Stephan & Abdelsalam (1980) apresentada por Jung e Radermacher (1991), dada por,

$$H_{sa} = 201 \frac{k_l}{B_d} \left(\frac{\dot{q} B_d}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \quad (3.61)$$

na qual o coeficiente B_d é dado por,

$$B_d = 0,0146 \beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (3.62)$$

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

O coeficiente de transferência de calor para o líquido (H_l), é calculado pela correlação Dittus-Boelter (1930).

(iii) *Correlação de Bandarra Filho et al. (1997) - (G1)*

A correlação proposta por Bandarra Filho et al. (1997) foi desenvolvida especificamente para o refrigerante R-134a e é dada por,

$$H_r = \left[1 + 3 X_{tt}^{-0,65} \right] H_l \quad (3.63)$$

A Eq. (3.63) satisfaz a condição limite: $X \rightarrow \infty$, quando somente líquido escoar ao longo do tubo. Os desvios máximos proporcionados por essa equação, em relação aos dados experimentais, foram de 14%.

Da mesma forma que nas correlações de Chen (1966) e Jung e Radermacher (1991), o coeficiente de transferência de calor para o líquido (H_l), é calculado pela equação de Dittus-Boelter (1930).

(iv) Correlação de Kandlikar (1990) - (G3)

Kandlikar (1990) propôs a correlação dada por,

$$H_r = [A Co^B (25 Fr)^E] H_l + [C Bo^D F_f] H_l \tag{3.64}$$

na qual $Fr = [G_r^2 / \rho_l^2 g d_i]$ é o número de Froude, F_f é o parâmetro de dependência do fluido, A, B, C, D e E são constantes apresentadas na Tab. 3.1, H_l é calculado pela equação de Dittus-Boelter (1930) e Co é o número de convecção, dado por,

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \tag{3.65}$$

Observa-se que na Tab. 3.1 os valores das constantes A-E são apresentados para duas regiões: convectiva e nucleada. Dessa forma, calcula-se H_r , pela Eq. (3.64), usando-se os valores das constantes referentes a cada uma das regiões e adota-se o maior valor dentre eles.

Tabela 3.1 – Valores das constantes da correlação de Kandlikar (1990).

Constante	Ebulição Convectiva	Ebulição Nucleada
A	1,136	0,6683
B	-0,9	-0,2
C	667,2	1058,0
D	0,7	0,7
E	0,3	0,3
	0 se $Fr > 0,04$	0 se $Fr > 0,04$

A Tab. 3.2 apresenta os valores do parâmetro de dependência do fluido (F_f), que inclui o efeito do fluido refrigerante.

Tabela 3.2 – Valores do parâmetro de dependência do fluido, F_f .

Fluido refrigerante	F_f
Água	1,00
R11	1,30
R12	1,50
R13B1	1,31
R22	2,20
R134a	1,63
R113	1,30
R114	1,24
R152a	1,10

A correlação de Kandlikar (1990) apresentou desvios médios, em relação aos dados experimentais, de 15,9% para a água e de 18,8% para os refrigerantes halogenados.

As correlações para o coeficiente de transferência de calor na região bifásica são aplicadas para as condições de operação e para os fluidos apresentados na Tab. 3.3.

Tabela 3.3 – Condições para as correlações do coeficiente de transferência de calor bifásico.

Autor	Grupo	Fluidos	Condições
Tubo: vertical			
Chen (1966)	G2	Água; Metanol; Benzeno; Pentano; Hexano; Heptano	P_{sat} : 55 a 3500 kPa
			G : 500 a 3600 kg/m ² s
			x : 1 a 71%
Autor	Grupo	Fluidos	Condições
G : 50 a 500 kg/m ² s			
Bandarra Filho <i>et al.</i> (1997)	G1	R134a	$\dot{q}$: 3 a 30 kW/m ²
			x : 5 a 90%

Autor	Grupo	Fluidos	Condições
Jung & Radermacher (1991)	G2	R11; R12; R13; R22; R32; R114; R123; R124; R134a; R141b; R142b; R143a; R152a	T_{sat} : -10 a 10 °C
			G: 100 a 700 kg/m ² s
			$\dot{q}$: 5 a 40 kW/m ²
			x: 10 a 90%
			d_i = 8,0 mm

Autor	Grupo	Fluidos	Condições
Kandlikar (1990)	G3	Água; R11; R12; R13B1; R22; R113; R114; R134a; R152a; Neon	G: 15 a 8180 kg/m ² s
			$\dot{q}$: 1,2 a 2000 kW/m ² x: 0,1 a 95%

3.6 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – AR

(i) Correlação de Turaga et al. (1988)

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 molhada. Para a superfície do tubo seca, o fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $j_{a,se}$, é dado por,

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

(3.66)

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, Re_a é o número de Reynolds para o escoamento de ar.

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

$$j_{a,mo} = 0,0025 j_{a,s}^{-0,94} \left(\frac{S_f}{Y_f} \right)^{1,15} Re_a^{-0,92} \quad (3.67)$$

na qual S_f é o espaçamento entre as aletas e Y_f é a espessura da aleta.

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

$$Re_a = \frac{G_a D_h}{\mu_a} \quad (3.68)$$

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

$$D_h = \frac{4A_a W_{evap}}{A_o} \quad (3.69)$$

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 molhadas e secas são,

$$11 < \frac{A_o}{A_p} < 50; \quad 12 < \frac{S_f}{Y_f} < 22; \quad 300 < Re_a < 1500 \quad (3.70)$$

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

$$H_a = \frac{j_{a,se} c_{pa} G_a}{Pr_a^{0,66}} \quad (3.71)$$

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

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

$$H_a = \frac{j_{a,mo} c_{pa} G_a}{Sc_a^{0,66}} \quad (3.72)$$

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 (1991) propôs uma correlação para o fator de transferência de calor de Colburn considerando evaporadores com quatro fileiras, dada por,

$$j_4 = 0,0014 + 0,2618(JP)(JS) \quad (3.73)$$

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

$$JP = Re_d^{-0,4} \left(\frac{A_o}{A_p} \right)^{-0,15} \quad (3.74)$$

$$JS = [0,95 + 4 \cdot 10^{-5} Re_s^{1,25}] FS^2 \quad (3.75)$$

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,

$$FS = \frac{S_f + Y_f}{S_f} \quad (3.76)$$

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,

$$JS = 0,84 + 4 \cdot 10^{-5} Re_s^{1,25} \quad (3.77)$$

A Eq. (3.73) é válida somente para evaporadores com quatro fileiras de tubos. Entretanto uma extrapolação proposta por McQuiston (1981), possibilita utilizá-la para evaporadores que possuem um número superior de fileiras. Essa extrapolação é dada por,

$$\frac{j_n}{j_4} = \frac{(1 - 1280 N_{tr} Re_h^{-1,2})}{(1 - 5120 Re_h^{-1,2})} \quad (3.78)$$

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. (3.71) e (3.72), com o fator de transferência de calor de Colburn para o ar, $j_a = j_n$, calculado pela Eq. (3.78).

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

$$9,525 \leq d_e \leq 15,88 \text{ mm} \quad (3.79)$$

$$25,4 \leq (H_{evap} / N_{tr}) \leq 50,8 \text{ mm} \quad (3.80)$$

$$0,645 \leq S_f \leq 6,35 \text{ mm} \quad (3.81)$$

$$0,152 \leq Y_f \leq 0,254 \text{ mm} \quad (3.82)$$

$$1,16 \leq V_a \leq 4,04 \text{ m/s} \quad (3.83)$$

$$3000 \leq Re_s \leq 15000 \quad (3.84)$$

$$100 \leq Re_d \leq 4000 \quad (3.85)$$

3.7 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO EVAPORADOR

Na simulação dinâmica de evaporadores de serpentina com tubos aletados os parâmetros geométricos, mostrados na Fig. 3.5, exercem um papel fundamental no cálculo das áreas utilizadas na solução das equações governantes do problema.



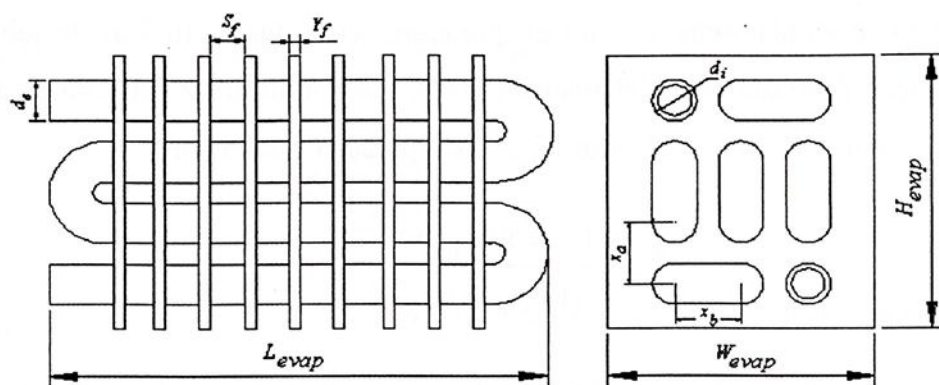


Figura 3.5 – Parâmetros geométricos do evaporador.

Tais áreas são dadas por,

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

$$A_{tub} = \frac{\pi d_e^2}{4} \quad (3.86)$$

b) Área das aletas (A_{fin}):

$$A_{fin} = N_f \left[2(W_{evap} H_{evap}) - \frac{N_t \pi d_e}{2} + 2Y_f (W_{evap} H_{evap}) \right] \quad (3.87)$$

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. 3.5).

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

$$A_{tf} = \frac{N_t L_{evap} \pi d_e S_f}{Y_f + S_f} \quad (3.88)$$

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

d) Área dos tubos sem aletas(A_p):

$$A_p = N_t \pi d_e L_{evap} \quad (3.89)$$

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

$$A_o = A_{fin} + A_{tf} \quad (3.90)$$

f) Área do escoamento de ar (A_a):

$$A_a = (L_{evap} W_{evap}) - [(\pi d_e L_{evap}) - (W_{evap} Y_f N_f)] \quad (3.91)$$

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

$$A_i = \pi d_i \quad (3.92)$$

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

$$A_e = \pi d_e \quad (3.93)$$

i) Área externa não coberta pelas aletas por unidade de comprimento (A_r):

$$A_r = \frac{\pi d_e S_f}{S_f + Y_f} \quad (3.94)$$

j) Área da superfície da aleta por unidade de comprimento (A_f):

$$A_f = \frac{2}{S_f + Y_f} \left[W_{evap} \left(\frac{H_{evap}}{N_{tr}} \right) - \frac{\pi d_e^2}{4} \right] + \frac{2 Y_f}{S_f + Y_f} \left[W_{evap} + \left(\frac{H_{evap}}{N_{tr}} \right) \right] \quad (3.95)$$

k) Área externa total por unidade de comprimento (A_t):

$$A_t = A_r + A_f \eta_f \quad (3.96)$$

na qual η_f é a eficiência da aleta.

A determinação da eficiência da aleta, η_f , para trocadores 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. 3.6a. Nesses casos, uma solução analítica é, em muitos casos, substituída por uma solução aproximada.

Considerando a disposição retangular de tubos, com aletas retangulares contínuas, mostrada na Fig. 3.6a e assumindo o coeficiente de transferência de calor constante sobre a superfície da aleta, uma aleta retangular imaginária pode ser definida (vide Fig. 3.6a). 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,

$$\frac{R_e}{r_e} = 1,28\psi(\beta - 0,2)^{0,5} \quad (3.97)$$

na qual r_e é o raio externo do tubo, $\psi = [M/r_e]$, $\beta = [L/M]$, M e L são definidos como:

$$L = [x_a/2] \quad M = [x_b/2] \quad (3.98)$$

na qual x_a e x_b são mostrados na Fig. 3.5. 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,

$$\eta_f = \frac{\text{tgh}(m_f r_e \phi)}{m_f r_e \phi} \quad (3.99)$$

na qual m_f é o parâmetro da aleta e o parâmetro ϕ é dado por,

$$\phi = \left(\frac{R_e}{r_e} - 1 \right) [1 + 0,35 \cdot \ln (R_e/r_e)] \quad (3.100)$$

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.

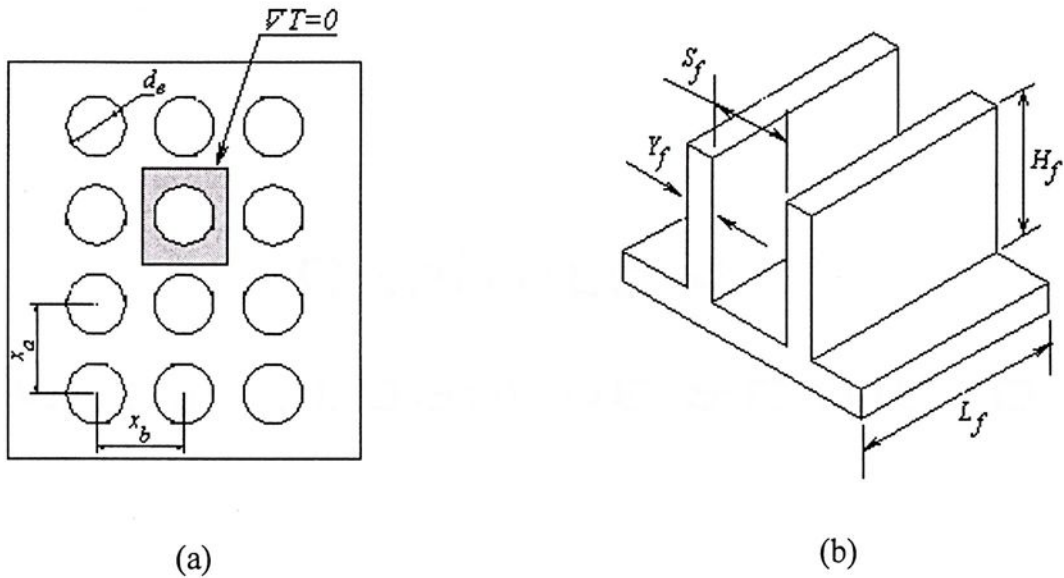


Figura 3.6 – (a) Disposição retangular de tubos; (b) Esquema de uma aleta de seção transversal uniforme.

Como na maioria dos trocadores de calor $L_f \gg Y_f$ (vide Fig. 3.6b), o perímetro da aleta é simplificado por $P_f = 2L_f$ e o parâmetro m_f pode ser definido como,

$$m_f = \sqrt{\frac{2H_{a,tot}}{k_f Y_f}} \quad (3.101)$$

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).

CAPÍTULO 4

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.

4.1 EQUAÇÕES EM VOLUMES FINITOS

Para a solução numérica do sistema formado pelas Eqs. (3.1), (3.2), (3.5), (3.10), (3.13) e (3.15) utiliza-se, neste trabalho, o método de volumes finitos.

O arranjo desencontrado é usado para a localização relativa das variáveis na malha computacional. Nesse arranjo, as pressões estão armazenadas nos pontos “W”, “P” e “E”, mostrados na Fig. 4.1(a), de tal forma que seus gradientes representam a força motriz das velocidades, armazenada nas faces “w” e “e” dos volumes de controle (vide Fig. 4.1), ou seja, entre dois pontos de pressão. Esse arranjo 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 [vide Fig. 4.1(b)].

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.

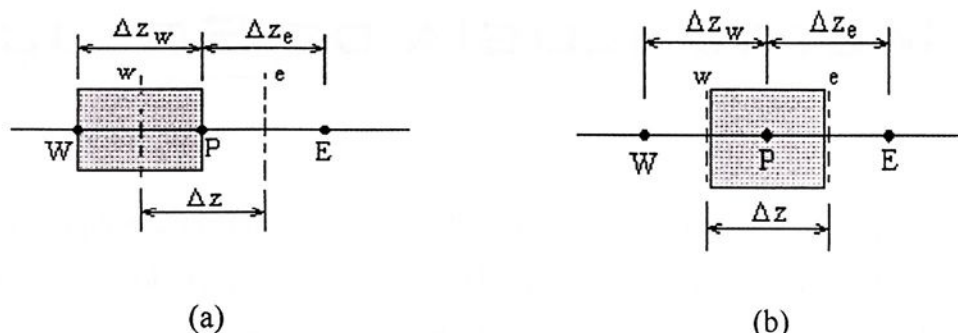


Figura 4.1 – (a) Volume de controle para o cálculo das velocidades; (b) Volume de controle para o cálculo das demais variáveis.

Dessa forma, o uso de diferenças centrais em problemas de convecção dominante, em geral, conduzem a soluções não realísticas por serem esquemas não-dissipativos. Já os esquemas *upwind*, por serem dissipativos, produzem soluções fisicamente coerentes e garantem a positividade dos coeficientes, pois têm a propriedade de suavizar os altos gradientes.

Para o refrigerante e para a parede do tubo, as Eqs. (3.1), (3.2), (3.5) e (3.13), são discretizadas nos volumes de controle mostrados na Fig. 4.1, sendo dadas por,

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

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

na qual, $a_p = [(\Delta z / \Delta t) + u_w]$, $a_w = [\tilde{\rho}_W u_w]$, $b = [(\tilde{\rho}_P^0 \Delta z) / \Delta t]$ e o índice superior “o” indica o valor calculado no instante de tempo anterior.

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

$$a_p u_p - a_w u_w + (p_p - p_w) - b = 0 \quad (4.2)$$

na qual,

$$a_p = \left[\left(\frac{\tilde{\rho}_p \Delta z_w}{\Delta t} \right) + \tilde{\rho}_p u_p \right],$$

$$a_w = [\tilde{\rho}_w u_w],$$

$$b = \left[\left(\frac{\tilde{\rho}_p^o u_p^o \Delta z_w}{\Delta t} \right) - f x_p \Delta z_w \right]$$

- *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,

$$a_p = \left[\left(\frac{\tilde{\rho}_p \Delta z}{\Delta t} \right) + \tilde{\rho}_p u_p \right],$$

$$a_w = [\tilde{\rho}_w u_w],$$

$$b = \left[\left(\frac{\tilde{\rho}_p^o h_{r,p}^o \Delta z}{\Delta t} \right) + \left(\frac{A_i H_{r,p} (T_{w,p} - T_{r,p}) \Delta z}{A_{tub}} \right) + \left(\frac{(p_p - p_p^o) \Delta z}{\Delta t} \right) \right]$$

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

$$a_p T w_p - b - c = 0 \quad (4.4)$$

na qual,

$$a_p = \left[\left(\frac{M_{wf,P} c_{p,wf,P} \Delta z}{\Delta t} \right) + (H_{a,P} A_t \Delta z) + (H_{r,P} A_i \Delta z) \right],$$

$$b = \left[\left(\frac{M_{wf,P}^o c_{p,wf,P}^o T_{w,P}^o \Delta z}{\Delta t} \right) + (H_{a,P} A_t \Delta z T_{a,S}) + (H_{r,P} A_i \Delta z T_{r,P}) \right]$$

$$c = (H_{m,P} \lambda_{\text{agua}} A_t \Delta z (\omega_{a,S} - \omega_{a,\text{sat},P}))$$

Para o ar, as Eqs. (3.10) e (3.15) são discretizadas segundo o volume de controle mostrado na Fig. 4.2, sendo dadas por,

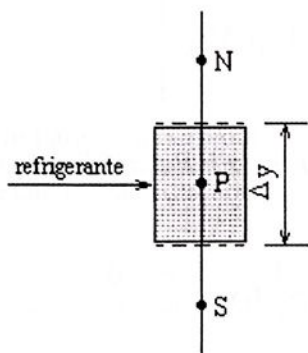


Figura 4.2 – Volume de controle para o ar.

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

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

na qual

$$a = [H_{a,P} A_t \Delta z (T_{a,S} - T_{w,P})]$$

$$b = [H_{m,P} \lambda_{\text{agua}} A_t \Delta z (\omega_{a,S} - \omega_{a,\text{sat},P})]$$

$$c = [H_{m,P} h_{l,\text{agua},P} A_t \Delta z (\omega_{a,S} - \omega_{a,\text{sat},P})]$$

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

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

nas quais os índices N, P, S, n e s indicam as posições mostradas na Fig. 4.2.

4.2 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 . 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.

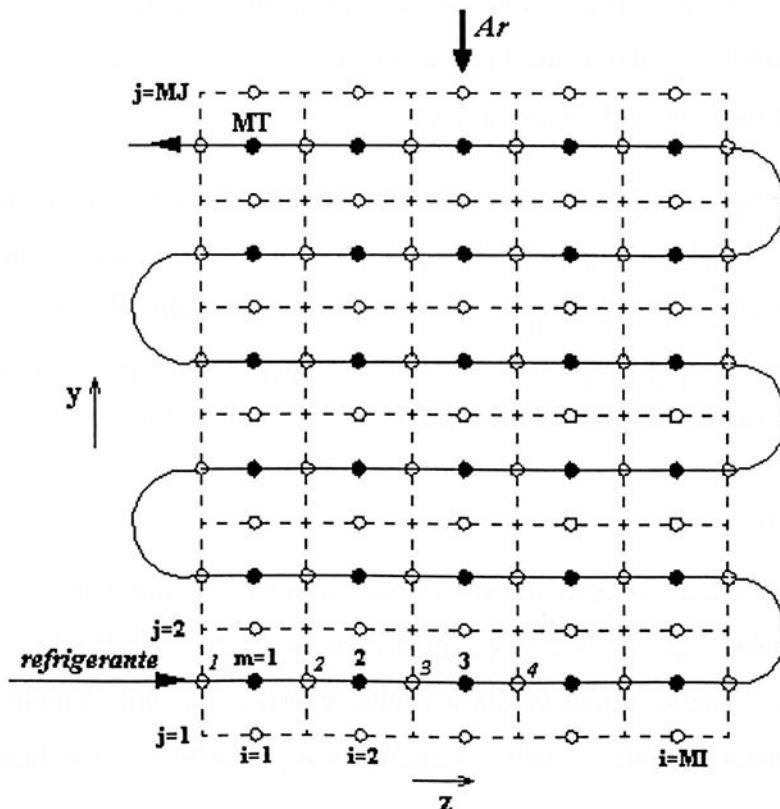


Figura 4.3 – Divisão do evaporador para a solução numérica.

A solução do sistema de Eqs. (4.1) a (4.6) é obtida ao longo do evaporador, dividindo-o em pequenas células, em um total de MT, conforme mostrado na Fig. 4.3.

Para cada célula, sete variáveis devem ser calculadas: $\tilde{\rho}$, u , p , h_r , T_w , T_a e ω_a . As variáveis $\tilde{\rho}$, p , h_r e T_w , são armazenadas no centro da célula enquanto que a velocidade, u , é armazenada na face vertical da célula. As variáveis T_a e ω_a são armazenadas na face horizontal da célula (vide Fig. 4.3).

Observa-se que as Eqs. (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 não-lineares, que podem ser resolvidos utilizando-se o método de Newton-Raphson. Um breve comentário sobre esse método é apresentado no Apêndice B.

Para melhorar a eficiência do processo de solução, utiliza-se neste trabalho 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 , ω_a) ao longo de todo o domínio de solução sejam conhecidas. Assim, um método de Newton-Raphson de célula em célula, iniciando-se da entrada do tubo, é usado para resolver o sistema de equações para o cálculo de $\tilde{\rho}$, u , h_r e T_w , sendo p calculado pela Eq. (A1).

A solução numérica inicia-se na entrada do tubo ($m=1$), onde o escoamento é bifásico, e prossegue célula a célula até que o título da mistura atinja o valor unitário, passando o escoamento a ser monofásico. Quando a temperatura da parede do tubo atinge a temperatura do ponto de orvalho do ar, para a condição especificada na face horizontal da célula, 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 resolvendo-se, o sistema formado pelas Eqs. (4.5) e (4.6), pelo método de Newton-Raphson. Essa correção é realizada para toda a malha e não célula a célula, constituindo um sistema de ordem igual a $2MT$. A convergência é obtida quando a somatória das correções das condições do ar (T_a , ω_a) forem inferiores a 10^{-4} .



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

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

Considera-se que o regime permanente é alcançado quando a variação de $\tilde{p}$, u , h_r e T_w , de um passo de tempo para o outro, for menor do que 10^{-3} .

No Apêndice C apresenta-se o fluxograma do algoritmo numérico usado, no qual os dois níveis de solução são mostrados.

4.3 RESPOSTA 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. 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.

Durante o período transiente, a pressão e a vazão em massa de refrigerante na entrada do evaporador são controladas por funções $[p_r(t), \dot{m}_r(t)]$, ajustadas aos valores medidos. Essas funções governam o intervalo de tempo em que o evaporador se adapta às novas condições de operação do sistema. Vale lembrar que as condições 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.



CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos na simulação de evaporadores de serpentina com tubos aletados, usando-se o modelo apresentado no Capítulo 3 são apresentados e discutidos neste capítulo. Inicialmente, alguns trabalhos experimentais disponíveis na literatura são brevemente abordados. Em seguida, vários testes são realizados com o objetivo de analisar a influência dos diferentes parâmetros e equações constitutivas sobre os resultados obtidos. Essa etapa visa, também, escolher o conjunto de correlações que forneça o melhor ajuste entre os dados experimentais e os resultados numéricos.

Os resultados obtidos pelo modelo, para os regimes permanente e transiente, são comparados com dados disponíveis na literatura. Apresenta-se, ainda, uma análise do efeito das equações constitutivas sobre resultados no regime transiente. Posteriormente, alguns resultados computacionais são apresentados, procurando-se destacar as potencialidades do modelo e demonstrar a influência da variação das condições de operação sobre o desempenho de evaporadores de serpentina com tubos aletados.

5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Durante a etapa de revisão bibliográfica encontraram-se vários trabalhos relacionados com evaporadores de serpentina com tubos aletados (vide Item 1.2), dentre os quais destacam-se os de: Oskarsson *et al.* (1990a, b), Wang e Toubert (1991), Domanski (1991), Jia *et al.* (1995, 1999) e Liang *et al.* (1999). Devido ao grande número de fenômenos envolvidos no funcionamento dos evaporadores, cada trabalho tem um enfoque diferente tais como: análise dos efeitos da distribuição de ar no desempenho do evaporador; efeito do tipo de circuito; efeito do tipo da



aleta; estudo do comportamento dinâmico do evaporador quando submetido a variações das condições de operação.

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

Os trabalhos selecionados para a validação do presente modelo são aqueles de Jia *et al.* (1995, 1999) 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.* (1999), 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.

Os trabalhos de Jia *et al.* (1995, 1999) são complementares. No modelo distribuído proposto por Jia *et al.* (1995), considera-se o escoamento bifásico como homogêneo, a perda de carga do refrigerante no interior do tubo e a condensação do vapor d'água do ar sobre as aletas. No trabalho de Jia *et al.* (1999), avaliou-se a influência do modelo de escoamento bifásico na resposta transiente de um evaporador de expansão seca comparando-se o modelo homogêneo com o modelo separado. Nesses dois trabalhos, o comportamento transiente é simulado variando-se a vazão em massa de refrigerante na entrada do evaporador. Os resultados calculados por Jia *et al.* (1995, 1999) foram comparados com os dados experimentais obtidos em um evaporador utilizando o refrigerante R-134a.

A bancada experimental utilizada por Jia *et al.* (1999) compõe-se, essencialmente, de um sistema de refrigeração comercial, constituído por um evaporador e uma válvula de expansão eletrônica localizadas 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 do tubo. 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.* (1999) é de serpentina de tubos aletados, com nove circuitos de tubos, seis tubos por circuito 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. A velocidade e a temperatura de entrada do ar na parte superior do evaporador são, respectivamente, 2,0 m/s e 14,5 °C. A vazão em massa de refrigerante na entrada do evaporador é de 73 g/s com uma pressão de 273 kPa e um título de 0,359. A temperatura do refrigerante na entrada do evaporador corresponde à temperatura de saturação relativa à pressão de entrada.

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 circuitos de tubos foi testado para uma ampla faixa de umidade relativa do ar na entrada (de 38 % a 88 %), usando o refrigerante R-134a. A falta de informações sobre a vazão em massa de refrigerante ao longo dos circuitos de tubos, impossibilitou a comparação dos dados experimentais apresentados por Liang *et al.* (1999) com os resultados obtidos pelo presente modelo.

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. 5.1. Os dados experimentais obtidos foram usados para validar um modelo numérico proposto por Liang *et al.* (1999).



Tabela 5.1 – Parâmetros geométricos do evaporador testado por Liang *et al.* (1999).

Parâmetros geométricos	Valores	Parâmetros geométricos	Valores
Número de circuitos	3	Diâmetro interno do tubo (mm)	8,83
Número de tubos por circuito	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 apenas um único circuito de quatro tubos em fluxo cruzado com o escoamento de ar, cujos parâmetros geométricos são apresentados na Tab. 5.2. Para esse caso, os resultados obtidos por Liang *et al.* (1999) foram comparados com os resultados obtidos com o presente modelo.

Tabela 5.2 – 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

Tabela 5.3 – Condições de operação usadas por Liang *et al.* (1999).

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)	0,0036	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

As condições de operação empregadas nos testes realizados por Liang *et al.* (1999) são apresentadas na Tab. 5.3. A entalpia na entrada do evaporador é determinada pelas condições na saída do condensador (temperatura de condensação 45 °C, grau de sub-resfriamento 5 °C).

5.2 MODELO UTILIZADO

O modelo de solução proposto, apresentado no Cap. 3, consiste das Eqs. (3.1), (3.2), (3.5), (3.10), (3.13) e (3.15) que devem, respectivamente, ser solucionadas para o cálculo das variáveis: $\tilde{p}$, u , h_r , T_a , T_w , ω_a .

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

Além disso, o modelo utiliza as seguintes equações constitutivas para o cálculo dos demais parâmetros do problema:

- (i) Fator de atrito na região monofásica (vapor superaquecido): correlação de Churchill (1977) (Eq. 3.19);
- (ii) Perda de pressão devido ao atrito na região bifásica: correlação de Paliwoda (1989) (Eq. 3.43);
- (iii) Coeficiente de transferência de calor monofásico ($H_{r,sp}$): correlação de Dittus-Boelter (1930) (Eq. 3.44);
- (iv) Coeficiente de transferência de calor bifásico ($H_{r,tp}$): correlação de Jung e Radermacher (1991) (Eq. 3.57);
- (v) Coeficiente de transferência de calor no lado do ar (H_a): correlação de McQuiston (1981) (Eq. 3.78).

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 tabelas 5.2 e 5.3.

Uma vez que os resultados obtidos são dependentes das equações constitutivas apresentadas no Cap. 3, o modelo será investigado em maiores detalhes, com o intuito de verificar a influência das diferentes correlações adotadas. A seguir são apresentados os resultados dos testes realizados, os quais utilizam o Caso 02 apresentado na Tab. 5.3.

5.3 EFEITO DAS EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS – REGIME PERMANENTE

5.3.1 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR BIFÁSICO

Na literatura, encontram-se disponíveis várias correlações, com diferentes concepções, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, CTC, em escoamentos bifásicos de fluidos refrigerantes no interior de tubos. Neste item, analisa-se a influência de algumas dessas correlações (vide Item 3.5.2) sobre os resultados obtidos com o modelo proposto.

Na Fig. 5.1 são mostradas as distribuições do coeficiente de transferência de calor, CTC, do lado do refrigerante. Nesse caso, o CTC bifásico é calculado pelas correlações de: Chen (1966), Jung e Radermacher (1991), Kandlikar (1990) e Bandarra Filho *et al.* (1997b).

As descontinuidades observadas nos perfis do coeficiente de transferência de calor mostrados na Fig. 5.1 devem-se à transição do escoamento bifásico para o monofásico.

Observa-se, também, na Fig. 5.1 que as correlações para o CTC bifásico apresentam comportamentos claramente diferentes, sendo que a correlação de Kandlikar (1990) fornece os valores menores, acarretando vaporização incompleta do fluido refrigerante. Tal fato pode ser melhor observado na Fig. 5.2, na qual apresentam-se os perfis de temperatura do refrigerante ao longo da serpentina calculado pelo presente modelo e comparados com aquele obtido por Liang *et al.* (1999). O maior grau de superaquecimento é obtido quando a correlação de Chen (1966) é empregada, uma vez que tal correlação fornece os maiores valores do coeficiente de transferência de calor (vide Fig. 5.1).

Na Fig. 5.2, verifica-se que o perfil de temperatura obtido quando a correlação de Jung e Radermacher (1991) é usada, é o que melhor se ajusta ao resultado de Liang *et al.* (1999).



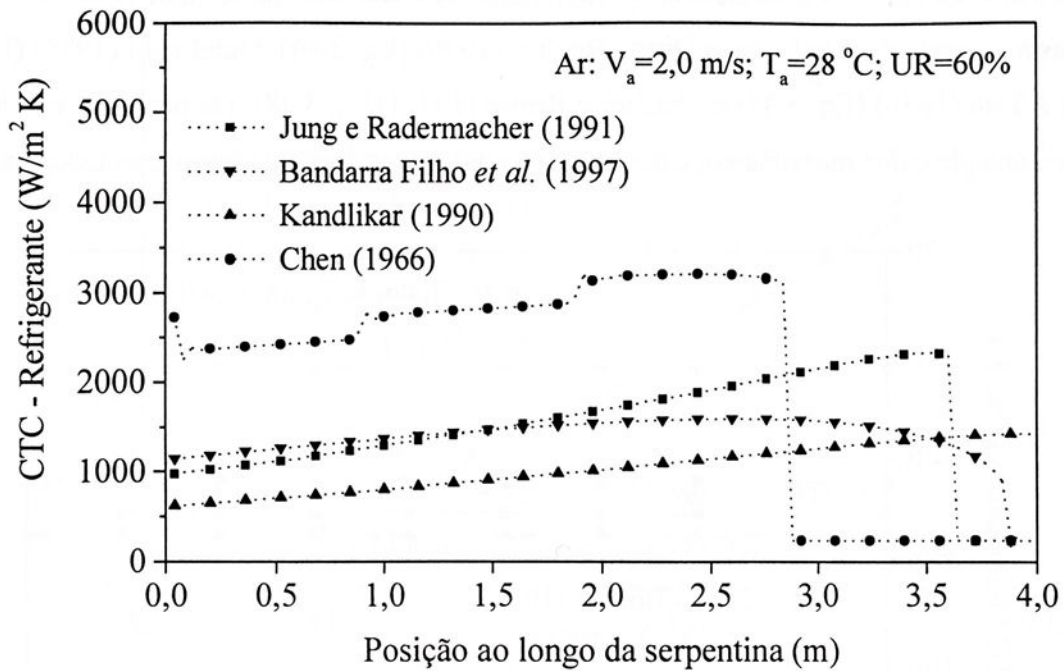


Figura 5.1 – Distribuições do coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante.

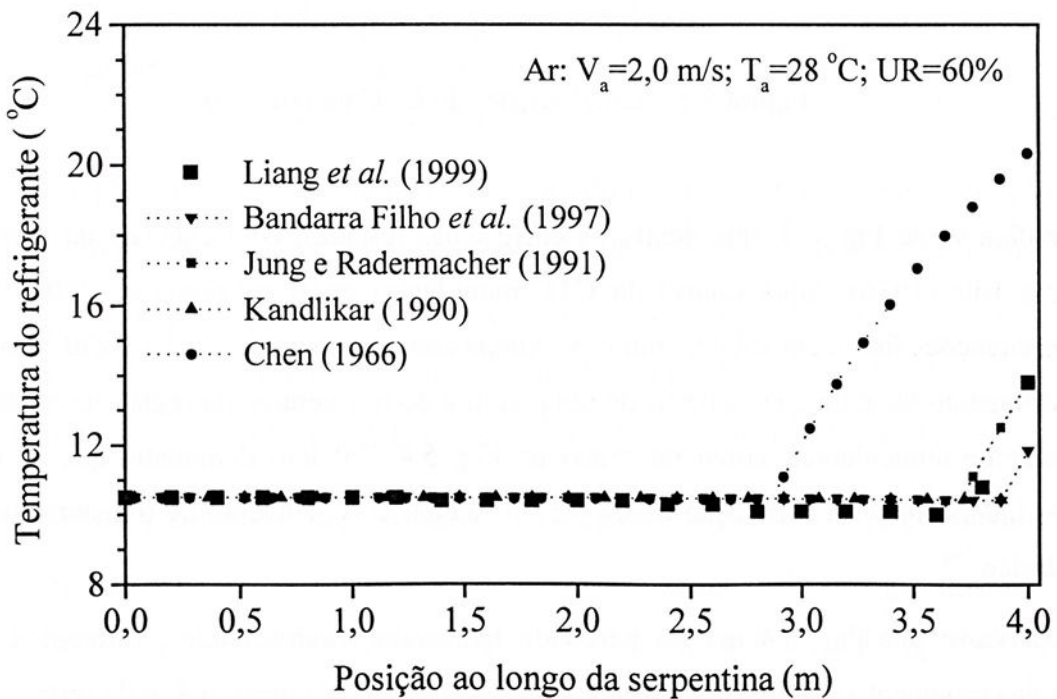


Figura 5.2 – Efeito do coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico.

5.3.2 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA CALOR MONOFÁSICO

Em evaporadores de serpentina com tubos aletados de expansão seca, a região de escoamento monofásico de vapor superaquecido, geralmente, compreende 20 % do comprimento total da

serpentina. Para verificar a influência do coeficiente de transferência de calor nessa região, foram testadas as correlações dadas por: Dittus-Boelter (1930) (Eq. 3.44), Gnielinski (1976) (Eq. 3.46), Sieder e Tate (1936) (Eq. 3.47) e Sleicher e Rouse (1975) (Eq. 3.48). Os perfis do coeficiente de transferência de calor monofásico, calculados por essas correlações, são apresentados na Fig. 5.3.

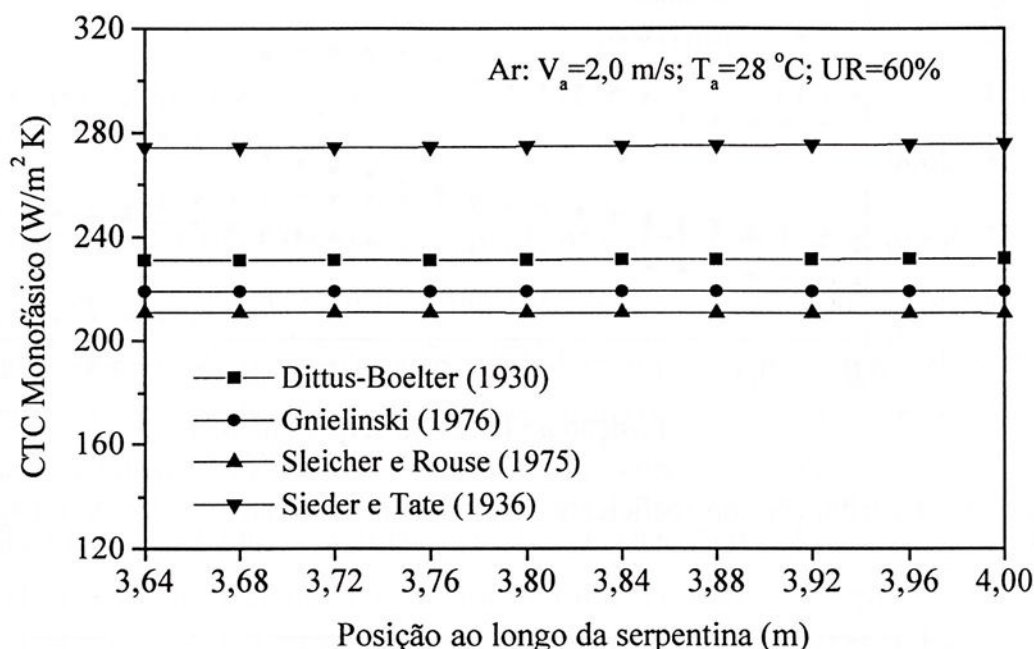


Figura 5.3 – Distribuições do CTC monofásico.

Verifica-se na Fig. 5.3, que dentre as correlações testadas, com exceção da correlação de Sieder e Tate (1936), cujos valores do CTC monofásico estão próximos de $270 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, as demais equações fornecem valores muito próximos entre si, na faixa de 215 a $230 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Esse comportamento faz com que os perfis de temperatura do refrigerante na região monofásica sejam praticamente coincidentes, como mostrado na Fig. 5.4. Tal fato demonstra que os resultados obtidos independem da correlação usada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico.

Observa-se nas Fig. 5.4 que os perfis de temperatura apresentados, referem-se apenas à região de escoamento monofásico, que compreende aproximadamente $0,4 \text{ m}$ da serpentina.

Na Fig. 5.4, mostra-se também o perfil de temperatura calculado por Liang *et al.* (1999), cujas temperaturas, ao longo da região monofásica, são inferiores às calculadas pelo presente modelo.

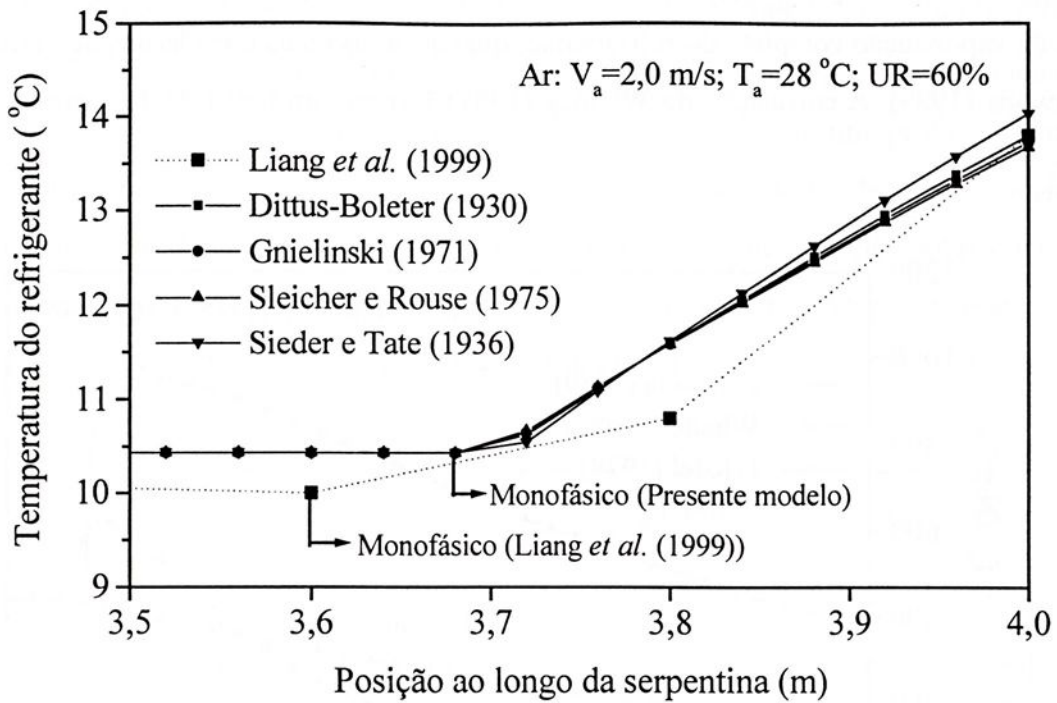


Figura 5.4 – Efeito do coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico.

5.3.3 INFLUÊNCIA DO MODELO DE CÁLCULO DA FORÇA DE ATRITO ENTRE O REFRIGERANTE E A PAREDE DO TUBO

Um termo da equação da quantidade de movimento do refrigerante que merece atenção é aquele referente ao atrito entre o refrigerante e a parede do tubo (f_x). Dentre os vários modelos disponíveis na literatura para descrever esse termo, são aqui analisados os modelos dos multiplicadores bifásicos, usando as equações de Friedel (1979) (Eq. 3.35), Whalley (1987) (Eq. 3.41) e Paliowoda (1989) (Eq. 3.43), que fornece diretamente o valor de f_x .

Na Fig. 5.5 apresentam-se os perfis de f_x , calculados pelas três correlações analisadas e na Fig. 5.6, apresentam-se as respectivas distribuições de pressão do refrigerante, ao longo da serpentina. Na Fig. 5.5, observa-se que na região monofásica os valores de f_x são coincidentes, uma vez que o fator de atrito nessa região calculado pela correlação de Churchill (1977), nos três casos apresentados.

Nota-se nas Figs. 5.5 e 5.6 também uma relação direta entre o modelo de cálculo do termo f_x e a distribuição de com a pressão do refrigerante, ou seja, um maior valor de f_x fornece o maior gradiente de pressão. Nos três casos mostrados na Fig. 5.5, a força f_x cresce

continuamente ao longo da serpentina, sendo que valores máximos são atingidos próximo do ponto de vaporização completa do refrigerante, quando se usam as correlações de Friedel (1979) e Paliwoda (1989). A correlação de Whalley (1987) fornece um perfil de f_x aproximadamente linear.

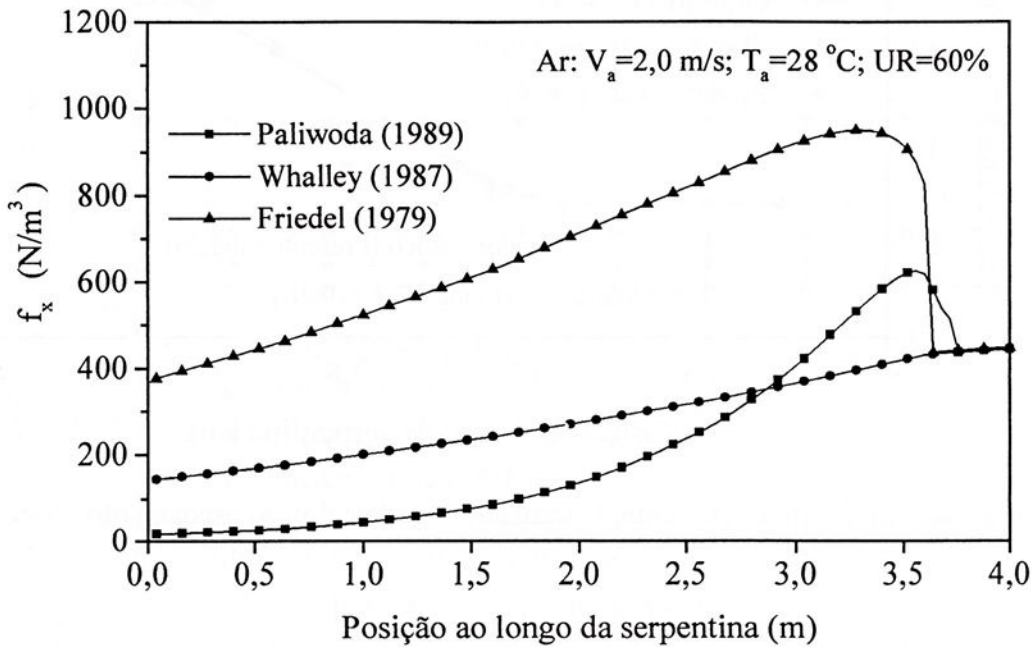


Figura 5.5 – Distribuições da força f_x ao longo da serpentina.

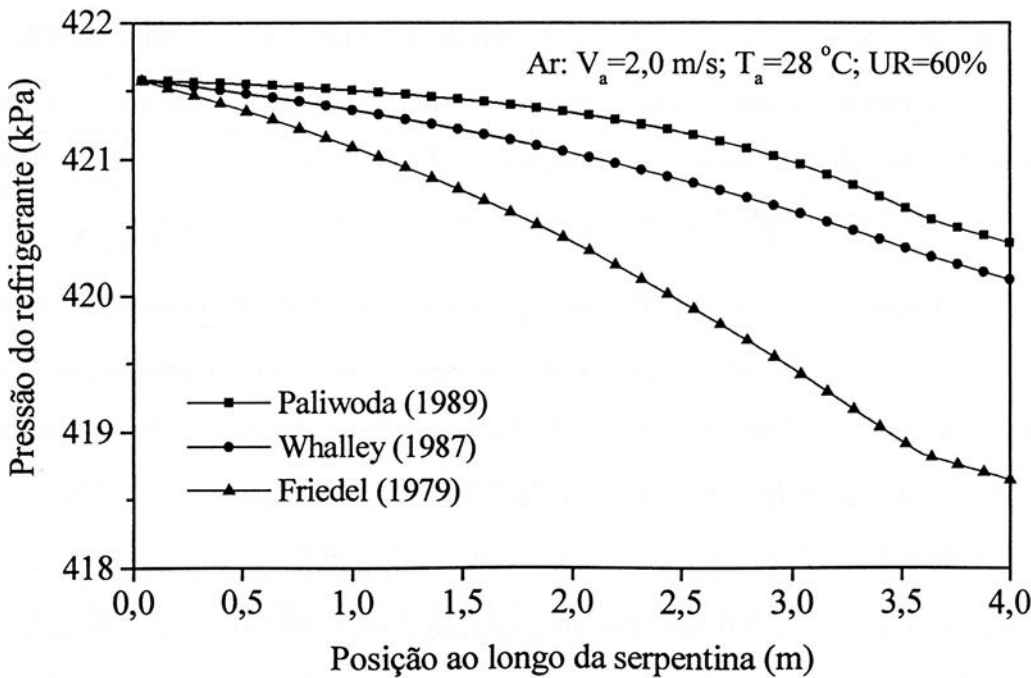


Figura 5.6 – Distribuições de pressão do refrigerante ao longo da serpentina.

O efeito do modelo de cálculo da força f_x sobre a distribuição de temperatura do refrigerante é mostrada na Fig. 5.7, comparados com a distribuição de temperatura calculada por Liang *et al.* (1999). Observa-se que os perfis de temperatura são muito próximos entre si ao longo do maior trecho da serpentina, apresentando uma diferença média de aproximadamente de 1,0 %. Dentre os perfis de temperatura calculados com o presente modelo, nota-se na Fig. 5.7, um gradiente de temperatura, ligeiramente maior, durante a mudança de fase, quando a correlação de Friedel (1979) é usada, provocando um grau de superaquecimento maior.

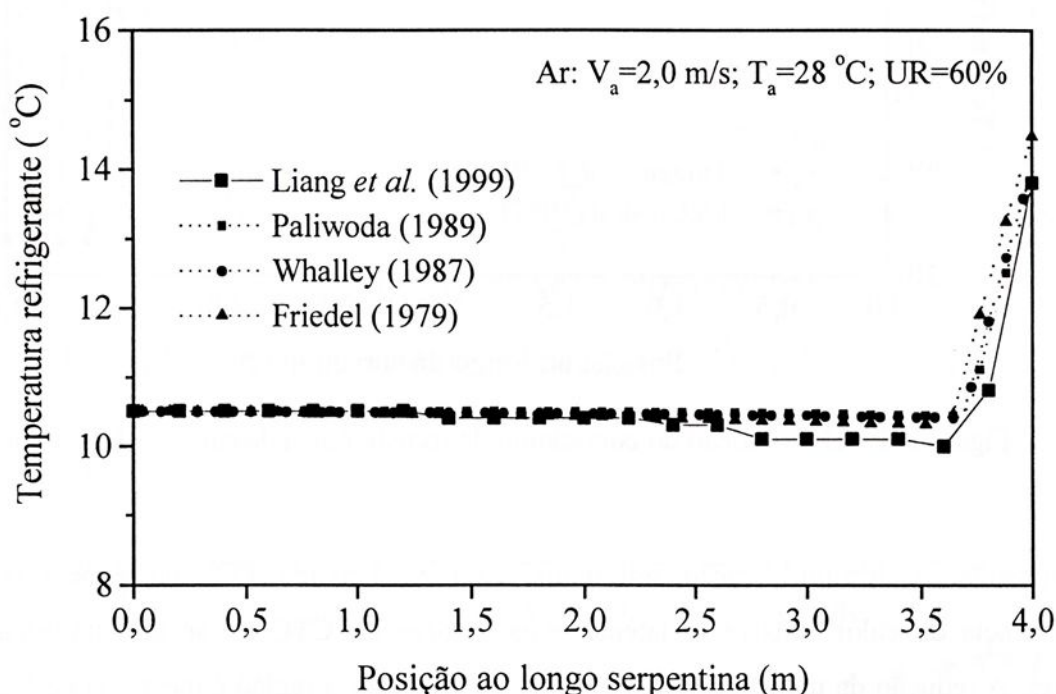


Figura 5.7 – Influência do modelo de cálculo da força f_x na região de escoamento bifásico.

5.3.4 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO AR

Considerando ainda o Caso 02 da Tab. 5.3, foram testadas as correlações de Turaga *et al.* (1988) (Eqs. (3.66) e (3.67)) e a de McQuiston (1981) (Eq. (3.78)) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do ar. A Fig. 5.8 mostra as distribuições do coeficiente de transferência de calor do ar, considerando a presença de aletas e a condensação do vapor d'água.

Observa-se na Fig. 5.8 que os dois perfis do CTC do ar apresentam o mesmo comportamento, embora a correlação de McQuiston (1981) forneça valores menores do que aqueles de Turaga *et al.* (1988). Nota-se que a descontinuidade dos perfis ocorre em razão da

desumidificação do ar. No trecho final da serpentina, os valores menores do CTC indicam que, nessa região, ocorre somente transferência de calor sensível.

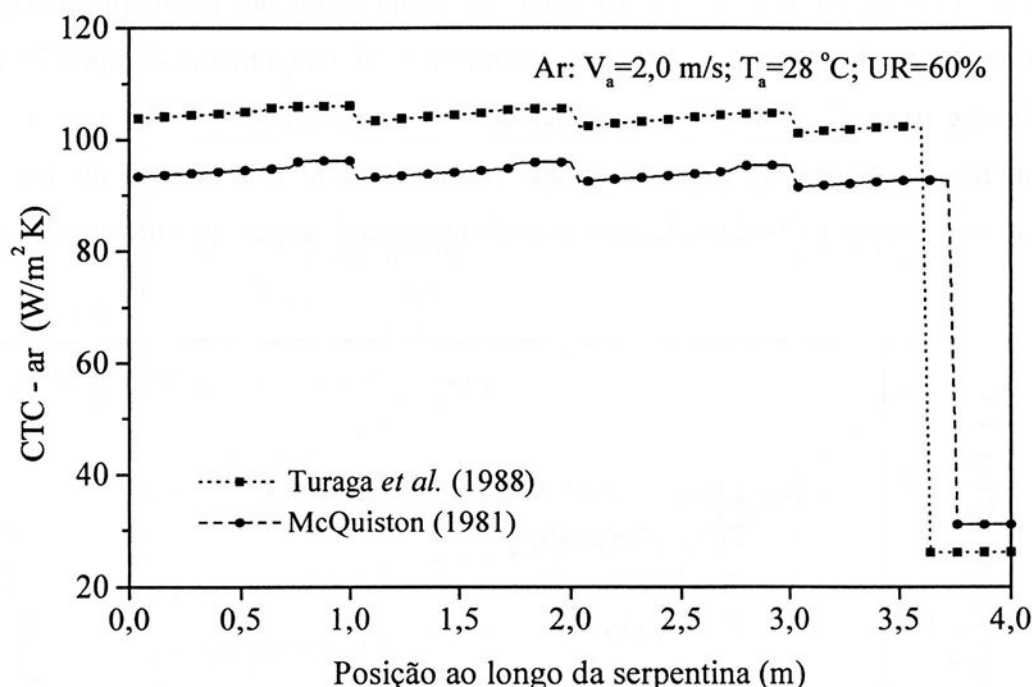


Figura 5.8 – Distribuição do coeficiente de transferência de calor no lado do ar.

Na região de desumidificação, que ocupa aproximadamente 90 % da serpentina, ocorre a transferência de calor sensível e latente e os valores do CTC do ar são significativamente maiores. A redução da umidade absoluta do ar ao longo dessa região é mostrada na Fig. 5.9, que apresenta os perfis de umidade absoluta do ar ao longo do evaporador obtidos quando as correlações de McQuiston (1981) e Turaga *et al.* (1988) são usados no cálculo do CTC do ar.

Os perfis de umidade absoluta mostrados na Fig. 5.9 apresentam o mesmo comportamento e são praticamente coincidentes. O mesmo é observado na Fig. 5.10 com relação aos perfis de temperatura do ar obtidos pelo presente modelo, independente da correlação usada para o cálculo do CTC do ar.

Na Fig 5.10, observa-se que as temperaturas obtidas pelo presente modelo são menores do que aquelas obtidas por Liang *et al.* (1999), sendo que a diferença máxima entre os valores calculados pelos dois modelos foi de 15 %, que é provavelmente causado pela correlação 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.

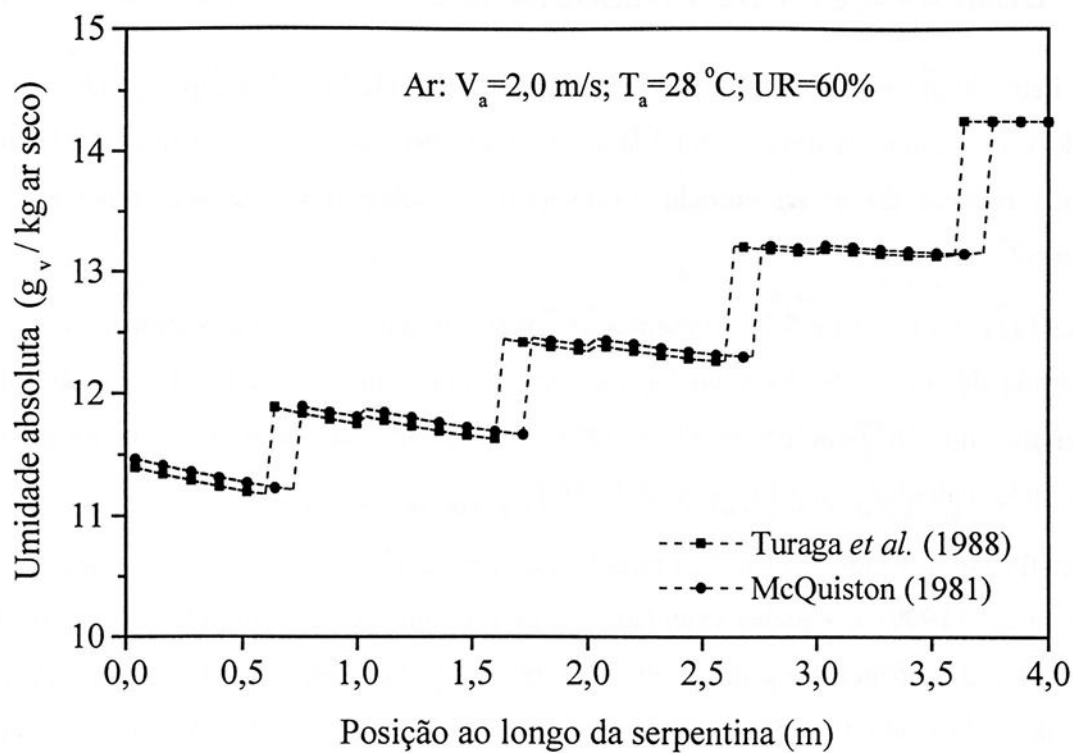


Figura 5.9 – Perfis de umidade absoluta do ar ao longo do evaporador.

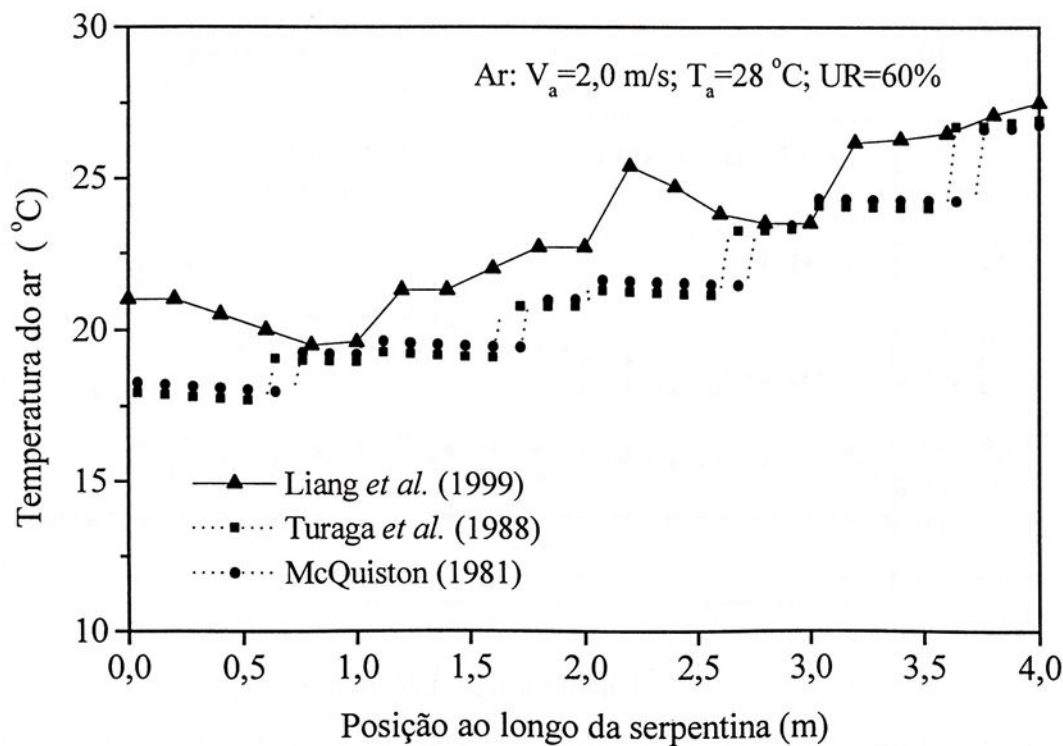


Figura 5.10 – Perfis de temperatura do ar ao longo do evaporador.

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 obtidos por Liang *et al.* (1999). Além disso, avalia-se a influência da umidade relativa do ar na entrada do evaporador sobre o seu comportamento no regime permanente.

Nas Figs. 5.11, 5.12 e 5.13 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).

Verifica-se nas Figs. 5.11 a 5.13 uma boa concordância entre os resultados apresentados por Liang *et al.* (1999) e aqueles calculados pelo presente modelo, principalmente os perfis de temperatura do refrigerante e da parede do tubo. Entretanto, para a umidade relativa de entrada do ar de 30% (vide Fig. 5.11), 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.

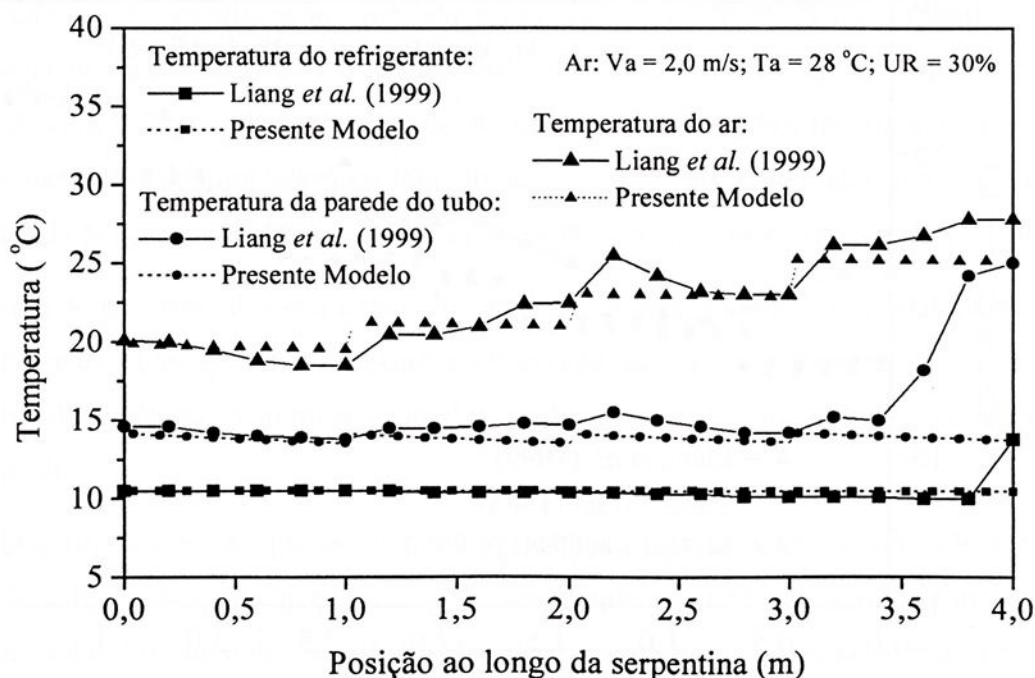


Figura 5.11 – Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para $UR = 30\%$.

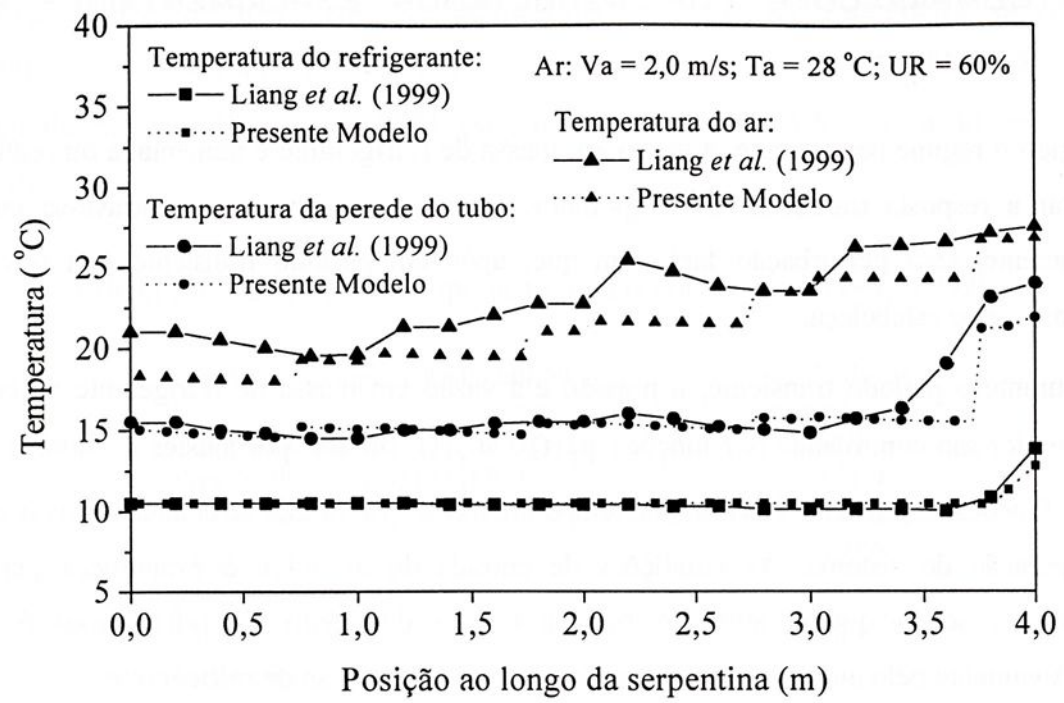


Figura 5.12 – Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR = 60%.

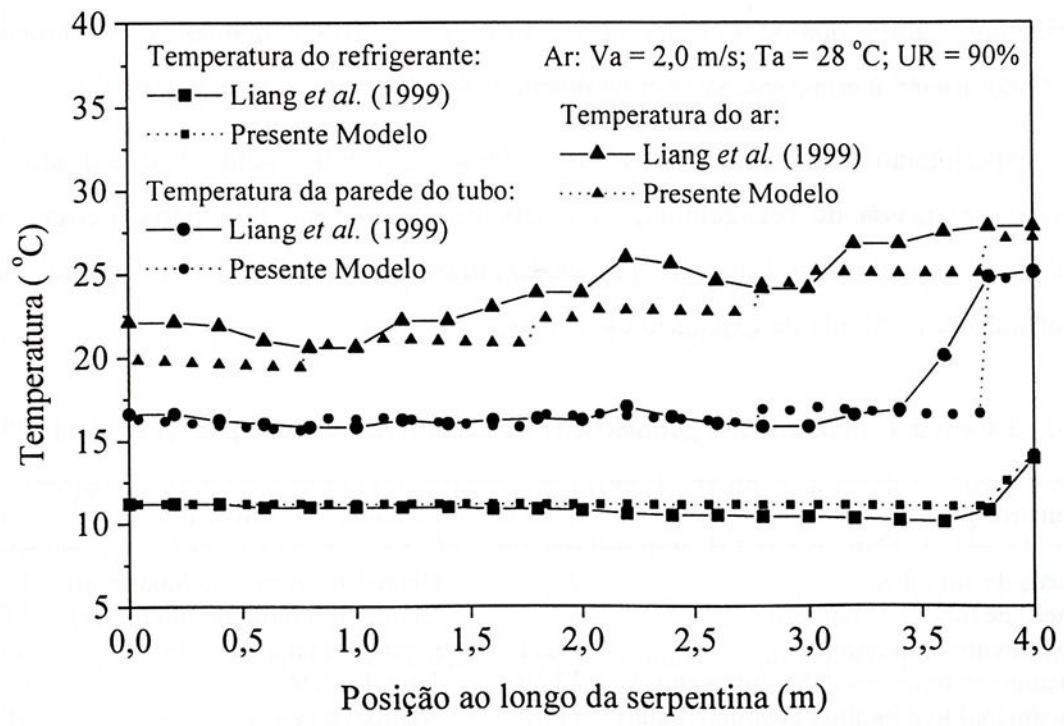


Figura 5.13 – Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR = 90%.

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.

Durante o período transiente, a pressão e a vazão em massa de refrigerante na entrada do evaporador são controladas por funções $p_r(t)$ e $\dot{m}_r(t)$, obtidas por ajustes de valores medidos. Essas funções governam 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.

Nesta etapa de validação do modelo, o evaporador usado nos testes é o mesmo de Jia *et al.* (1995, 1999), cujos parâmetros geométricos e as condições de operação são, respectivamente, apresentados nas Tabs. 5.4 e 5.5.

Na Tab. 5.4 observa-se que, embora o evaporador possua nove circuitos os resultados experimentais apresentados por Jia *et al.* (1995) referem-se apenas a um único circuito, permitindo, assim, a comparação com os resultados obtidos pelo presente modelo.

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 a válvula de expansão eletrônica.

Tabela 5.4 – Parâmetros geométricos do evaporador testado por Jia *et al.* (1999).

Parâmetros geométricos	Valores	Parâmetros geométricos	Valores
Número de circuitos	9	Diâmetro externo do tubo (mm)	12,70
Número de tubos por circuito	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

Nas Figs. 5.14 e 5.15 apresentam-se, respectivamente, as variações da pressão de entrada no evaporador e da pressão de saída no condensador em função do tempo, obtidas experimentalmente por Jia *et al.* (1995), para um aumento de 9,5 % na vazão em massa de refrigerante.

Tabela 5.5 – Condições de operação usadas por Jia *et al.* (1995,1999).

Condições de operação na entrada	Valores
Temperatura do refrigerante (°C)	-2,0
Pressão do refrigerante (kPa)	273,0
Vazão em massa de refrigerante por circuito (kg/s)	0,00811
Título	0,359
Temperatura do ar (°C)	14,5
Umidade relativa (%)	50 e 60
Velocidade do ar (m/s)	2,0

Observa-se nas Figs. 5.14 e 5.15 que 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 %. Nota-se, também, que 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 as pressões de evaporação e de condensação alcançam valores médios, respectivamente, de 290 kPa e 1325 kPa.

Para a comparação com os resultados de Jia *et al.* (1995), uma função $p_r(t)$, mostrada na Fig. 5.16, foi ajustada aos dados experimentais, para representar a variação da pressão do refrigerante na entrada do evaporador durante o período transiente.

Nas Figs. 5.17 e 5.18 são mostradas as comparações, respectivamente, entre as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar do evaporador, durante o período transiente, calculadas pelo presente modelo e medidas por Jia *et al.* (1995). Na Fig. 5.18, os perfis de temperatura de saída do ar são avaliados no ponto $i = MI$ e $j = 1$ (vide Fig. 4.3). A malha computacional usada na obtenção dos resultados numéricos possui 180 pontos, distribuídos uniformemente ao longo do evaporador e o intervalo de tempo usado para o avanço no tempo é de 10 segundos.

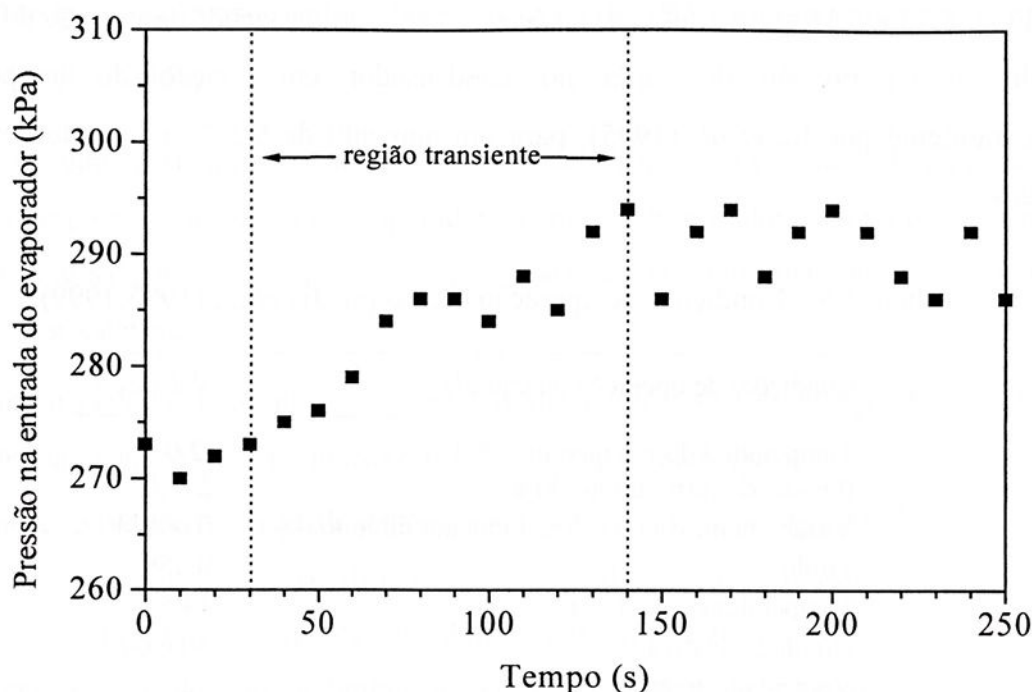


Figura 5.14 – Variação da pressão de evaporação durante o período transiente (Jia *et al.* 1995).

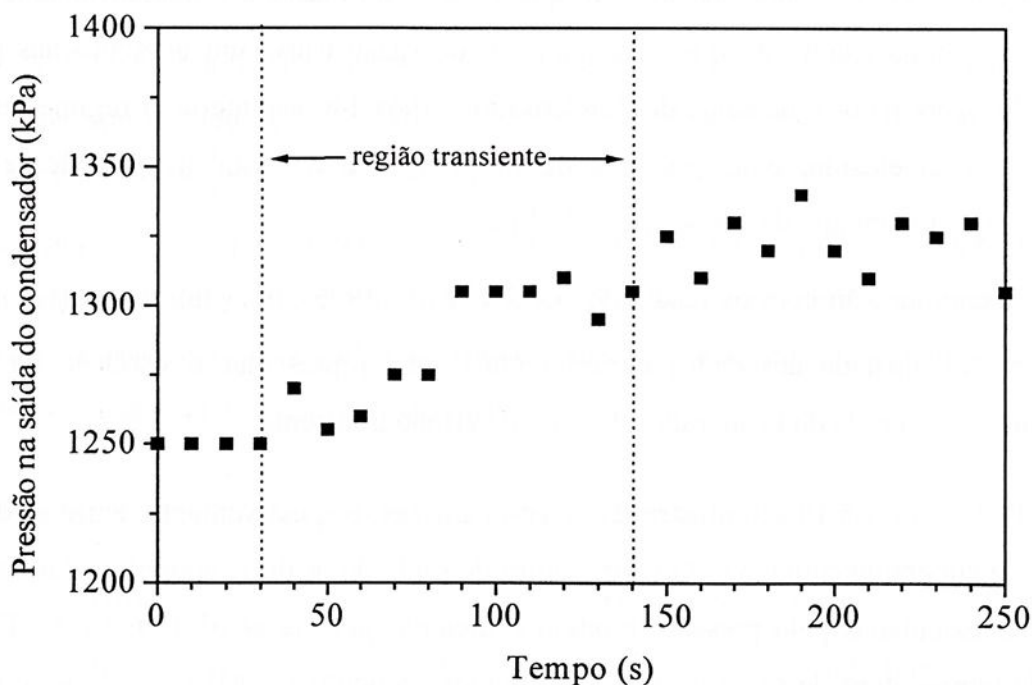


Figura 5.15 – Variação da pressão de condensação durante o período transiente (Jia *et al.* 1995).

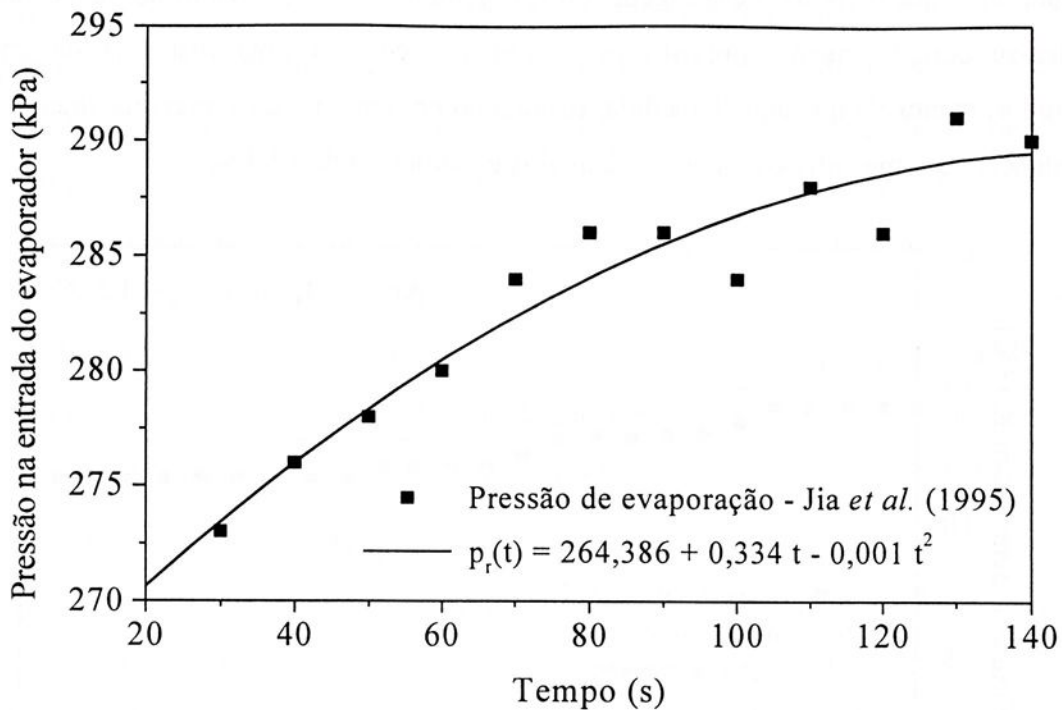


Figura 5.16 - Função $p_r(t)$ ajustada aos dados experimentais de Jia *et al.* (1995).

Nesta etapa de validação do modelo, a correlação usada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar foi a de Turaga *et al.* (1988), uma vez que, nos testes realizados a concordância obtida com os resultados experimentais foi superior àquela obtida com a equação de McQuiston (1981).

Em função da incerteza relacionada com a especificação da umidade relativa de entrada do ar nos dados de Jia *et al.* (1995), uma análise de sensibilidade foi realizada com o propósito de verificar a influência desse parâmetro sobre o desempenho do modelo. Para isso, nas Figs. 5.17 e 5.18, são também mostradas, respectivamente as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar, quando variações de $\pm 5\%$ são impostas ao valor originalmente assumido da umidade relativa de entrada do ar (50 %). Nota-se nas Figs. 5.17 e 5.18, que a temperatura de saída do ar é mais sensível à variação da umidade relativa do ar, do que o grau de superaquecimento do refrigerante.

Observa-se na Fig 5.17, que as distribuições do grau de superaquecimento calculadas pelo presente modelo apresentam o mesmo comportamento daquela obtida por Jia *et al.* (1995). Embora os valores calculados, para UR = 50 %, seja, em média 9,85 % 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 “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. A discordância máxima entre os valores calculados e medidos é de 12,4 %

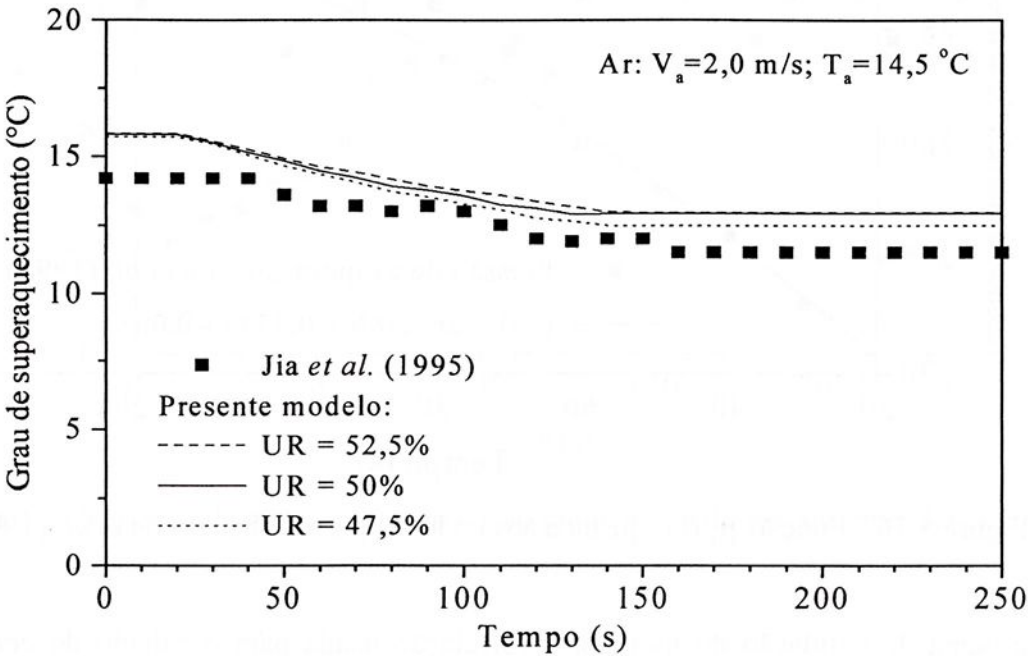


Figura 5.17 – Comparações entre os grau de superaquecimento calculado e medido (Jia et al. ,1995): efeito da variação da umidade relativa de entrada do ar.

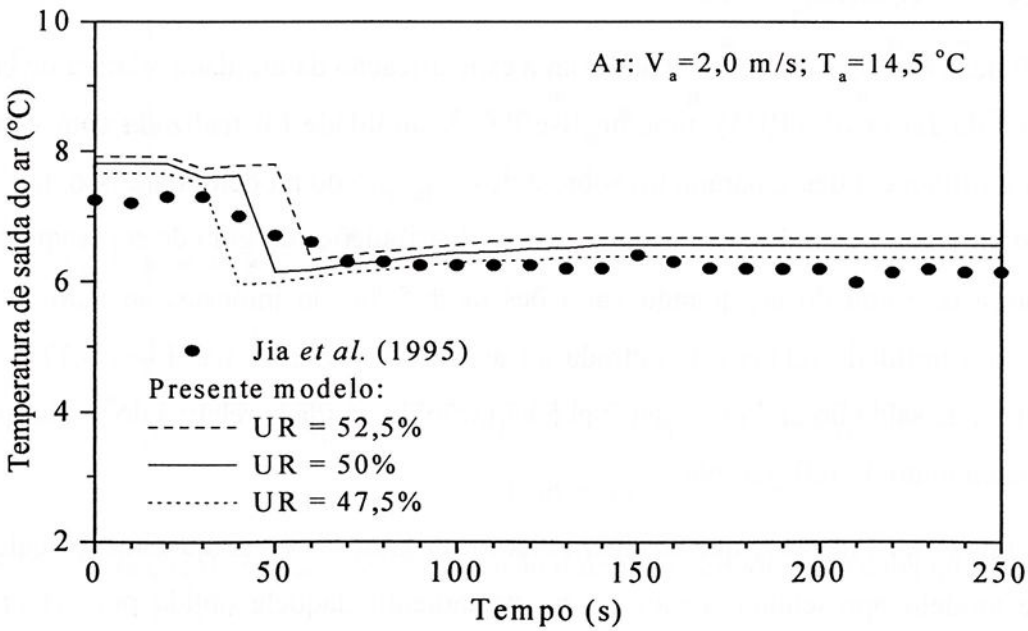


Figura 5.18 – Comparações entre as temperatura de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia et al. 1995): efeito da variação da umidade relativa de entrada do ar.

Na Fig. 5.18 observa-se uma boa concordância entre os perfis de temperatura de saída do ar do evaporador, sendo a diferença média entre os valores calculados e medidos por Jia *et al.* (1995) de 5,4 %. Entretanto nota-se na Fig. 5.18, que o perfil de temperatura do ar calculado exibe um atraso e um menor período transiente 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 mais acentuada.

Na Fig. 5.18 observa-se ainda que, as variações de $\pm 5\%$ impostas à umidade relativa de entrada do ar provocam um deslocamento do ponto no qual se inicia o período transiente. Para a umidade relativa de entrada do ar de 47,5 % esse ponto ocorre, aproximadamente, em 30 s e esse tempo é maior à medida que a umidade relativa aumenta.

Uma análise de sensibilidade do modelo à vazão do fluido refrigerante foi também realizada. Nas Figs. 5.19 e 5.20 apresentam-se, respectivamente, os perfis calculados do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar quando a vazão em massa de refrigerante na entrada da serpentina ($\dot{m}_r = 29,2 \text{ kg/h}$) é alterada $\pm 5\%$. Os perfis assim calculados são também comparados com os dados experimentais de Jia *et al.* (1995).

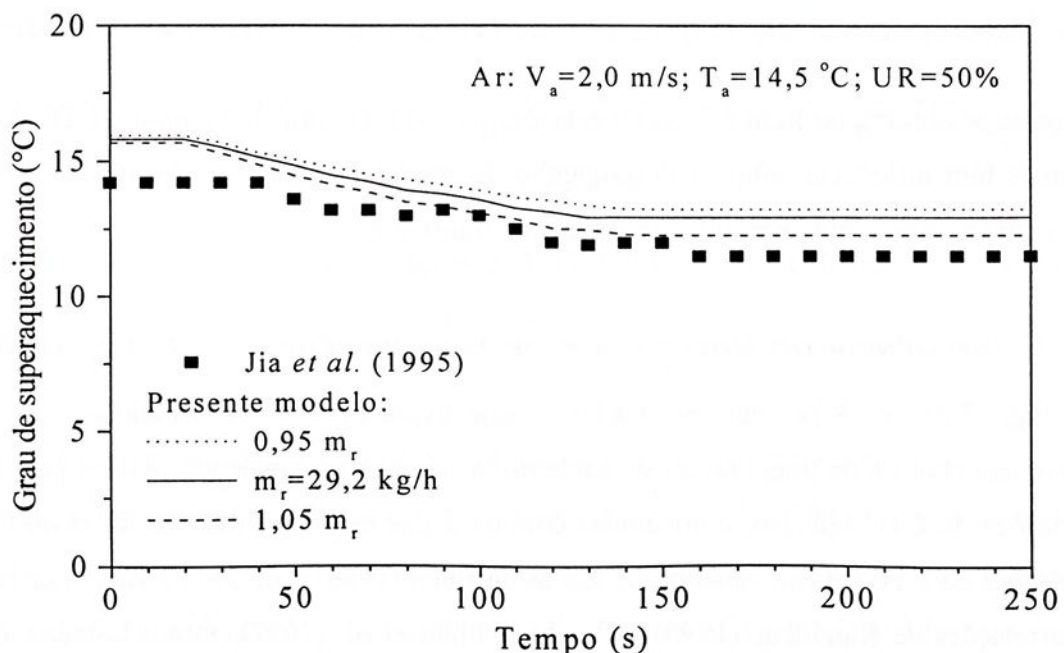


Figura 5.19 – Comparações entre o grau de superaquecimento medido (Jia *et al.*, 1995) e calculado: influência da variação da vazão em massa de refrigerante.

Observa-se nas Figs. 5.19 e 5.20, que os resultados calculados pelo presente são influenciados diretamente pela vazão em massa de refrigerante, sendo, essa influência, mais efetiva sobre o perfil de temperatura de saída do ar. Tal comportamento é similar à aquele observado na Fig. 5.18, para a variação da umidade relativa de entrada do ar.

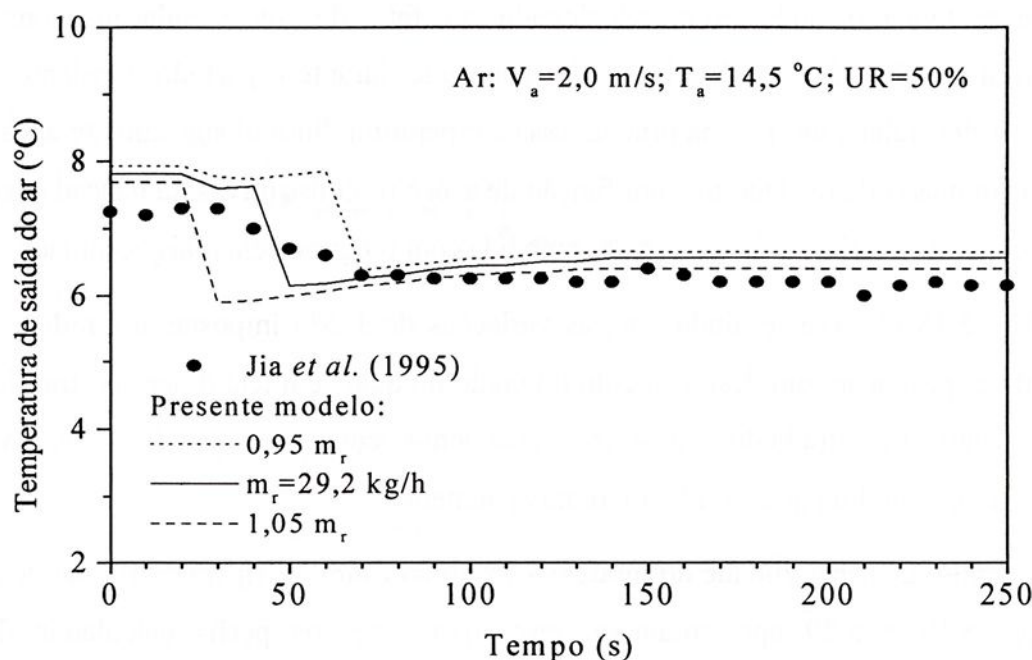


Figura 5.20 – Comparações entre as temperatura de saída do ar do evaporador medida (Jia et al. 1995) e calculada: influência da vazão em massa de refrigerante.

5.6 EFEITO DAS EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS – REGIME TRANSIENTE

Conforme se observa no Item 5.3, as correlações para o CTC bifásico e para o CTC do ar são as que mais têm influência sobre o desempenho do modelo. Neste item verifica-se a influência dessas correlações sobre os resultados do regime transiente.

5.6.1 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR BIFÁSICO

Nas Fig. 5.21 e 5.22 são mostradas, respectivamente, as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar no regime transiente, obtidas para diferentes correlações do CTC bifásico, comparadas com os dados experimentais de Jia et al. (1995). As correlações do CTC bifásico analisadas são as de Chen (1966) e de Jung e Radermacher (1991). As correlações de Kandlikar (1990) e Bandarra Filho et al. (1997), foram testadas, entretanto, neste caso, não se obteve a convergência do procedimento computacional, caracterizando a

necessidade da utilização de métodos numéricos mais sofisticados na solução do sistema de equações governantes.

Observa-se na Fig. 5.21, uma variação entre os valores calculados do grau de superaquecimento, embora os perfis apresentem, praticamente, o mesmo comportamento independente da correlação usada para o cálculo do CTC bifásico. Da mesma forma, verifica-se na Fig. 5.22, uma variação no comportamento dos perfis de temperatura de saída do ar durante o período transiente, calculado pelas duas correlações para o CTC bifásico testadas. A correlação de Jung e Radermacher (1991) é a que apresenta melhor concordância com os dados experimentais de Jia *et al.* (1995) e a correlação de Chen (1966), a que apresenta os valores mais elevados do grau de superaquecimento.

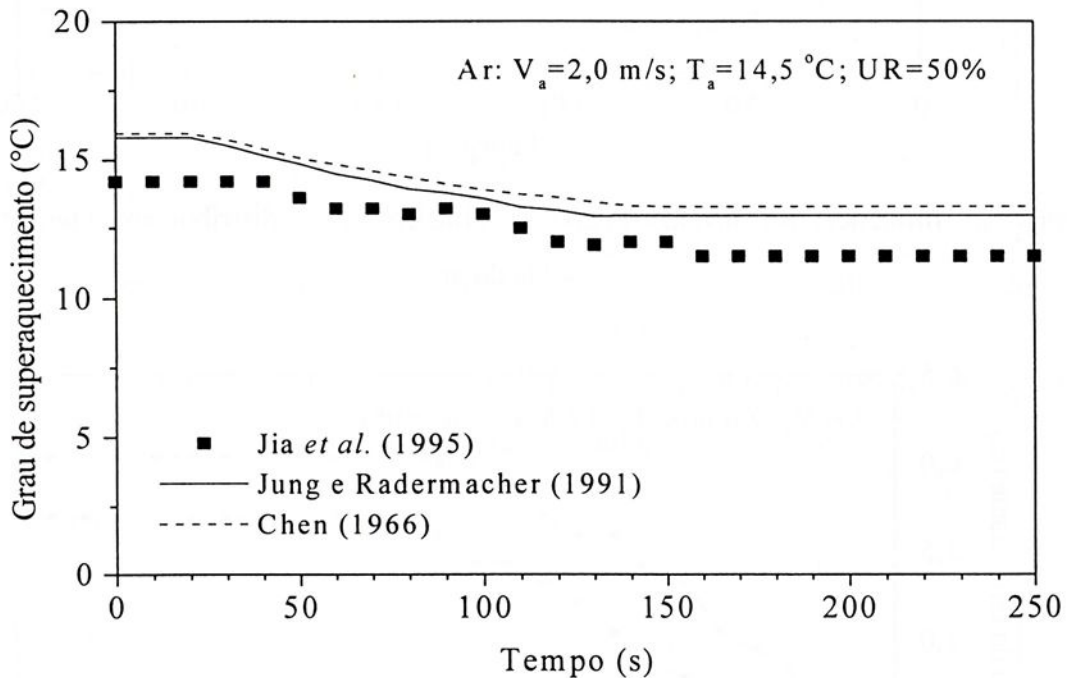


Figura 5.21 – Influência das correlações do CTC bifásico sobre a distribuição do grau de superaquecimento.

A variação do grau de superaquecimento está diretamente relacionada com o ponto de vaporização completa do refrigerante “ponto de secagem”. Na Fig. 5.23 apresentam-se as distribuições do ponto de vaporização completa do refrigerante em função do tempo para as correlações do CTC bifásico analisadas. Como a correlação de Chen (1966) fornece os maiores valores do coeficiente de transferência de calor (vide Fig. 5.1), observa-se na Fig. 5.23 que o ponto de secagem ocorrerá a uma distância menor da entrada da serpentina. O contrário acontece

com a correlação de Jung e Radermacher (1991) que fornece um valor menor do coeficiente de transferência de calor.

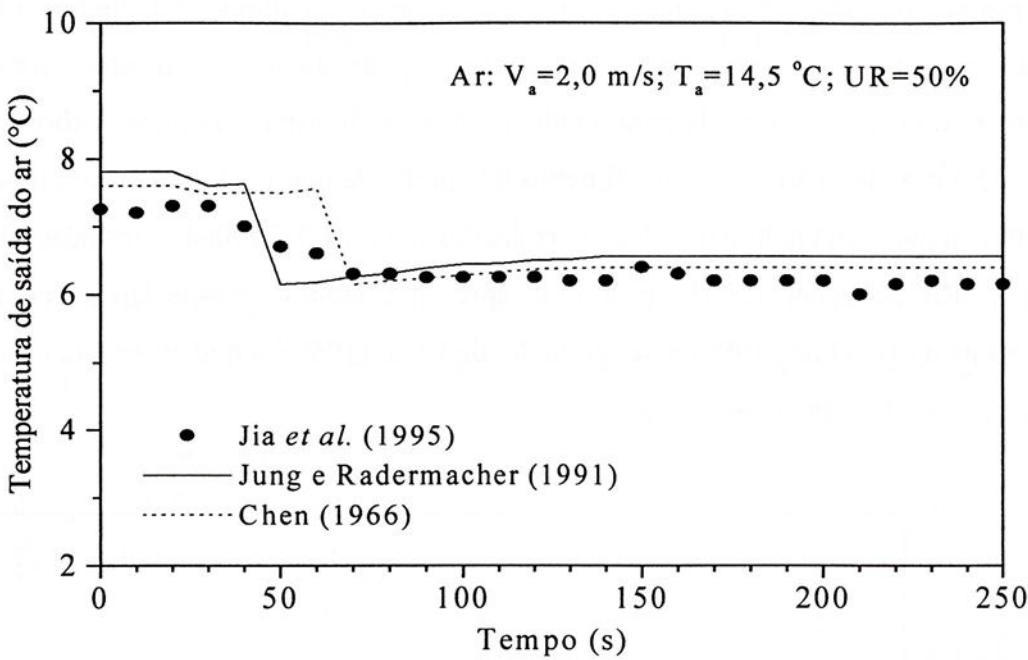


Figura 5.22 – Influência das correlações do CTC bifásico sobre a distribuição da temperatura de saída do ar.

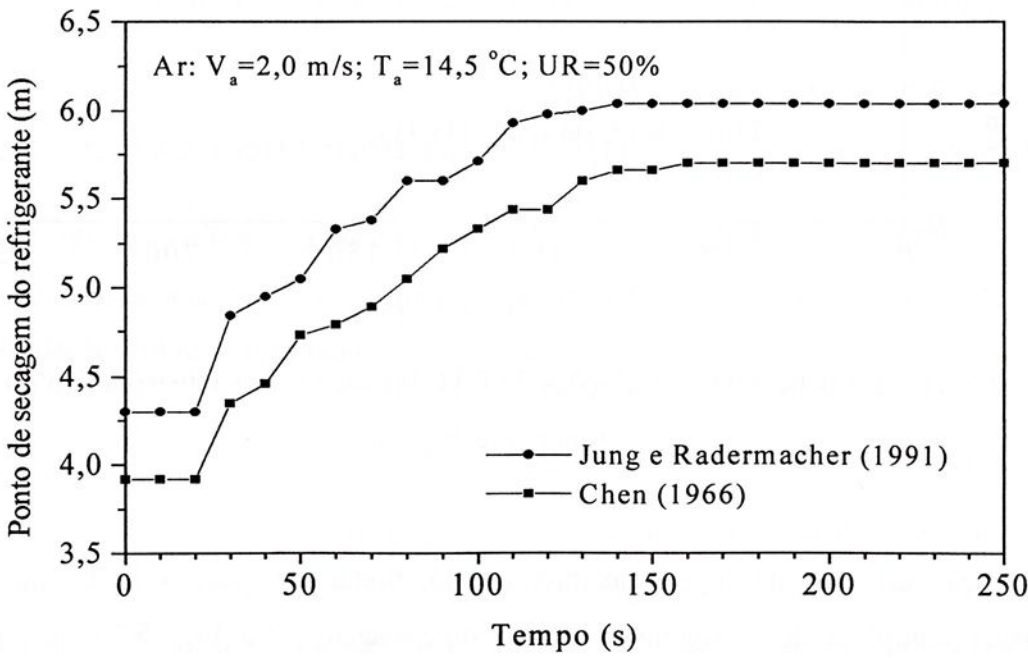


Figura 5.23 – Perfis do ponto de vaporização completa do refrigerante.

5.6.2 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR 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) e os resultados obtidos pelo presente modelo, usando-se as correlações de Turaga *et al.* (1988) e de McQuiston (1981), são apresentados nas Figs. 5.24 e 5.25.

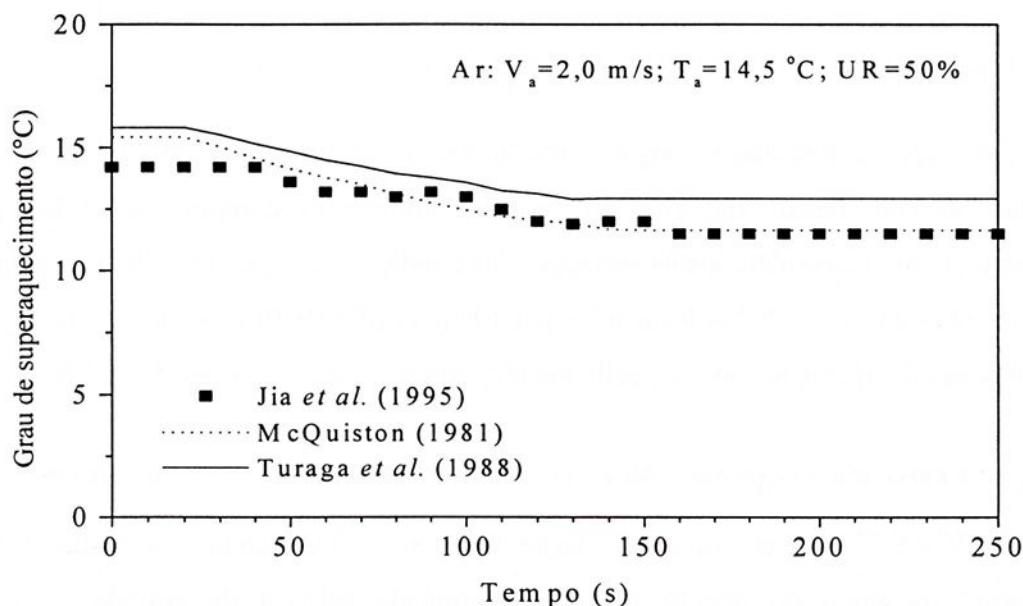


Figura 5.24 – Influência das correlações de CTC do ar sobre a distribuição do grau de superaquecimento.

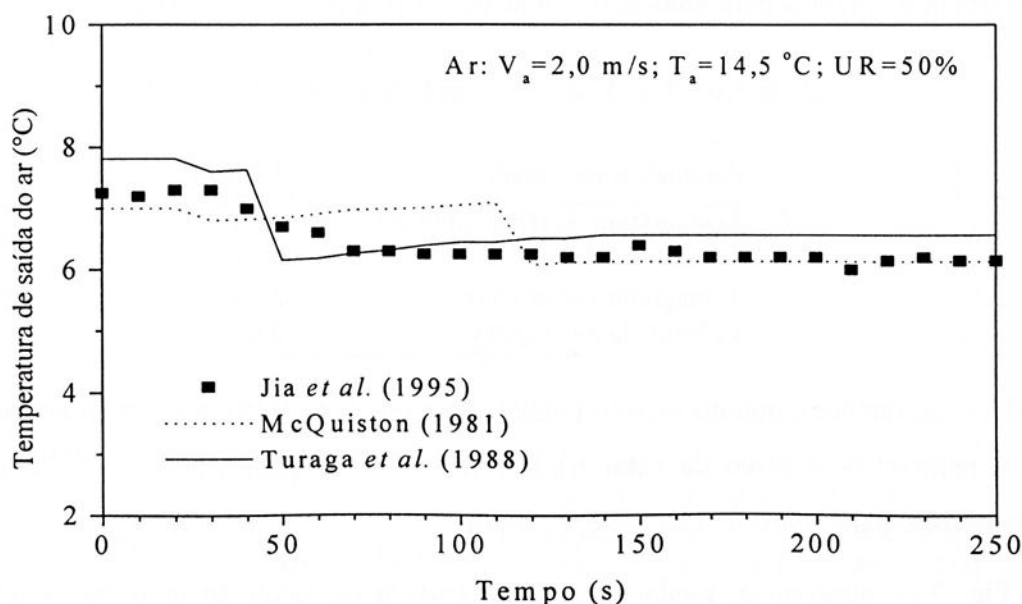


Figura 5.25 – Influência das correlações do CTC do ar sobre a distribuição de temperatura de saída do ar.

Observa-se nas Figs. 5.24 e 5.25 que, embora as distribuições do grau de superaquecimento durante o período transiente calculadas apresentem o mesmo comportamento, as distribuições de temperatura de saída do ar calculadas apresentam comportamentos diferentes. Tal fato demonstra a necessidade de um modelo mais elaborado do escoamento do lado do ar e a influência da correlação de transferência de calor do ar no perfil de temperatura e conseqüentemente na simulação.

5.7 RESULTADOS COMPUTACIONAIS

Neste item são apresentados alguns resultados computacionais procurando destacar as potencialidades do presente modelo, assim como, demonstrar o comportamento de evaporadores de serpentina com tubos aletados às variações das condições de operação. Para a obtenção desses resultados utilizam-se os dados fornecidos por Liang *et al.* (1999) cujos parâmetros geométricos e as condições de operação são, respectivamente, apresentados nas Tabs. 5.2 e 5.6.

5.7.1 EFEITO DA UMIDADE RELATIVA DE ENTRADA DO AR NA SERPENTINA

Nas Fig. 5.26 e 5.27 apresentam-se a variação do fluxo de calor, da taxa de desumidificação e da temperatura de saída do ar em função da umidade relativa de entrada do ar. Nota-se, respectivamente, nas Figs. 5.26 e 5.27 que o fluxo de calor e a taxa de desumidificação do ar aumentam significativamente para valores de umidade relativa de entrada do ar superiores a 40% e permanecem constantes para valores de umidade relativa inferiores a 40%.

Tabela 5.6 – Condições de operação (Liang *et al.* 1999).

Parâmetros na entrada	Valores
Temperatura do refrigerante (°C)	10,0
Título	0,22
Temperatura do ar (°C)	28,0
Velocidade do ar (m/s)	2,0

Verifica-se, também, que ao mesmo tempo que a umidade relativa do ar na entrada aumenta de 40 % para 90 % o fluxo de calor triplica seu valor, enquanto a taxa de desumidificação aumenta de zero para, aproximadamente, 1,3 kg/h.

Na Fig. 5.27 observa-se, ainda, que a temperatura de saída do ar reduz acentuadamente quando a umidade relativa do ar na entrada aumenta de 40 % para 50 %. Tal comportamento



deve-se à desumidificação do ar que ocorre a partir de UR = 40 % aumentando o fluxo de calor (vide Fig. 5.26). Entretanto, o aumento da taxa de desumidificação do ar e do fluxo de calor não acentuam a redução da temperatura de saída do ar, pelo contrário, essa temperatura aumenta continuamente a partir de UR = 50 %. Esse fenômeno pode ser melhor explicado observando-se a Fig. 5.28, que apresenta a potência de refrigeração total e as parcelas de calor sensível e latente em função da umidade relativa de entrada do ar.

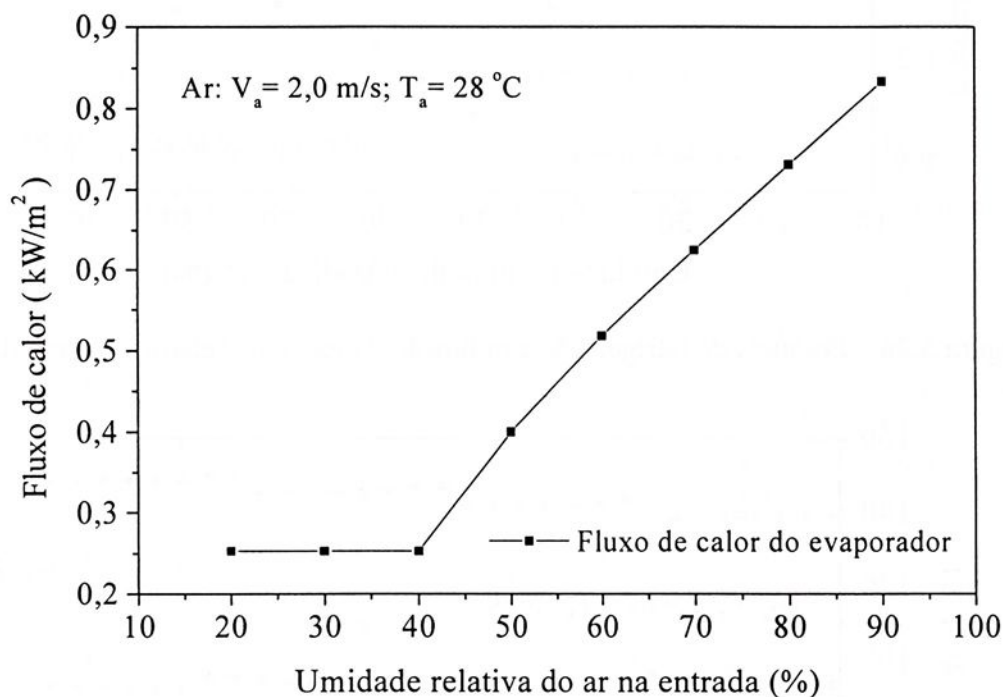


Figura 5.26 – Fluxo de calor do evaporador em função da umidade relativa de entrada do ar.

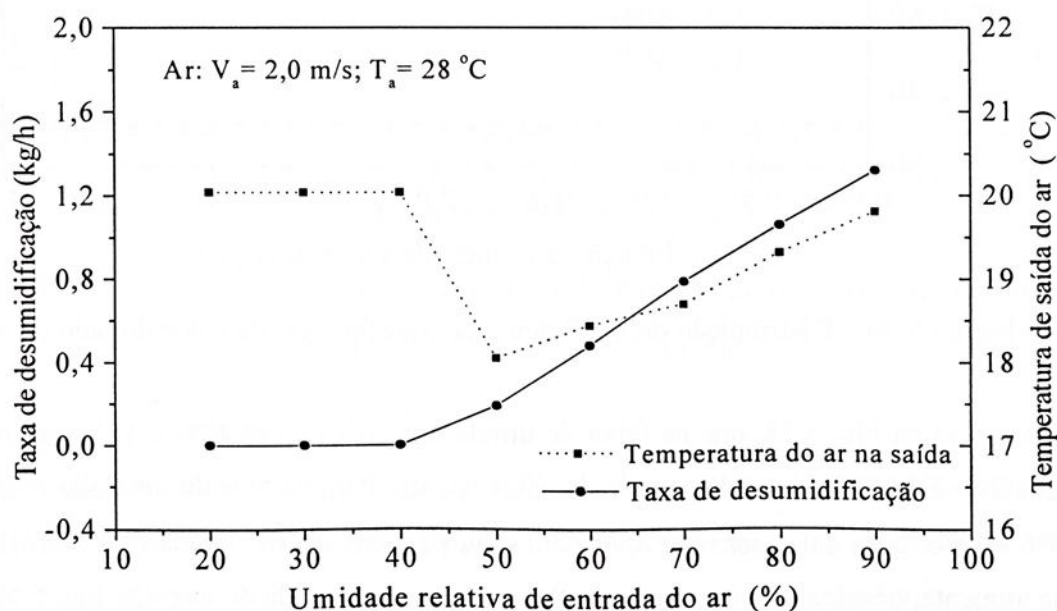


Figura 5.27 – Taxa de desumidificação e temperatura de saída do ar em função da umidade relativa de entrada do ar.

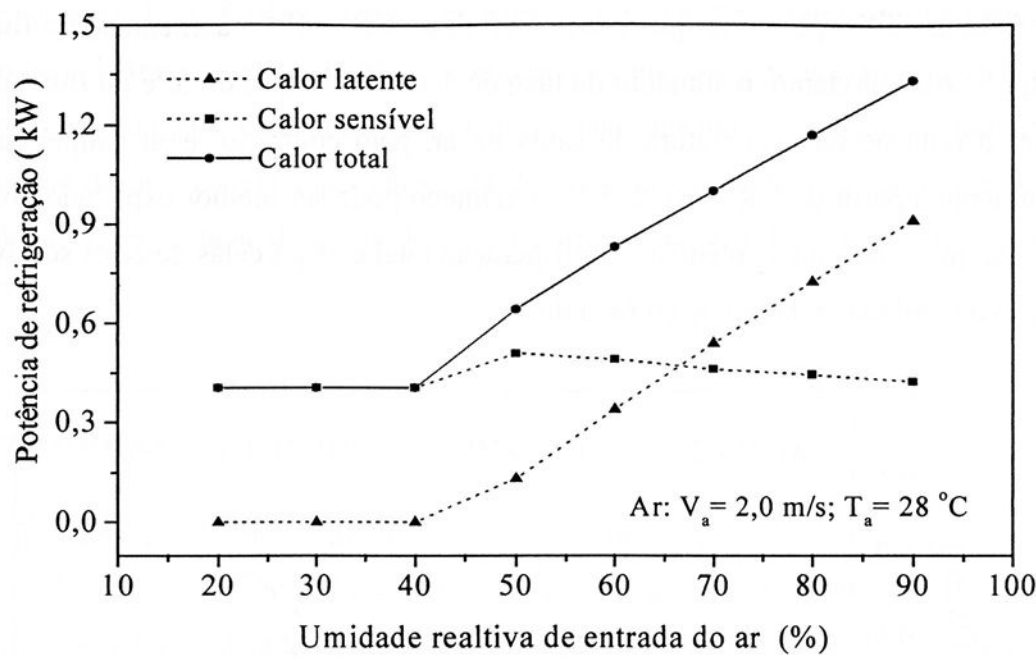


Figura 5.28 – Potência de refrigeração em função da umidade relativa de entrada do ar.

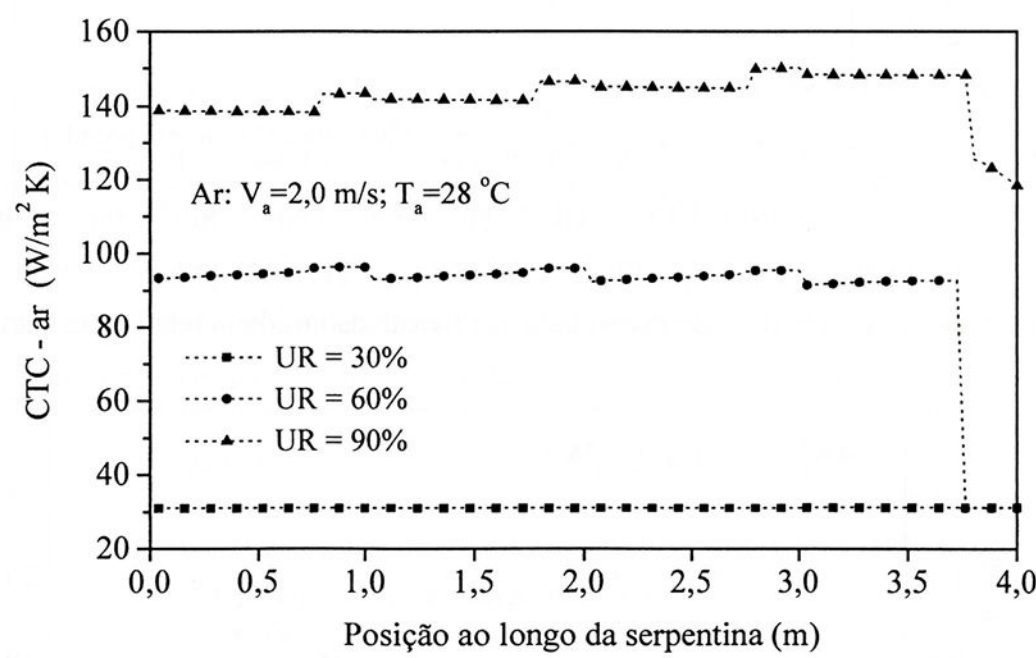


Figura 5.29 – Distribuição do coeficiente de transferência de calor do lado do ar.

Observa-se na Fig. 5.28, que na faixa de umidade relativa entre 40% e 50% há um aumento da parcela de calor sensível e da parcela de calor latente. Para valores de umidade relativa acima de 50% a parcela de calor sensível apresenta uma pequena queda, enquanto a parcela de calor latente aumenta, ocasionando um aumento da temperatura de saída do ar (vide Fig. 5.27).

Na Fig. 5.29 apresentam-se as distribuições do CTC do lado do ar ao longo da serpentina, para três valores de umidade relativa de entrada do ar. Ao mesmo tempo que, a umidade relativa de entrada do ar aumenta, observa-se na Fig. 5.29, um aumento considerável do coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Isso acontece em função da intensa transferência de massa ao longo da serpentina a partir da umidade relativa de entrada do ar de 40 % (vide Fig. 5.28), causada pelo aumento da taxa de condensação do vapor d'água do ar (vide Fig. 5.27).

5.7.2 EFEITO DA TEMPERATURA DE ENTRADA DO AR

Nas Figs. 5.30 a 5.32 apresentam-se, respectivamente, as variações da taxa de desumidificação, da temperatura de saída do ar e da potência de refrigeração em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar.

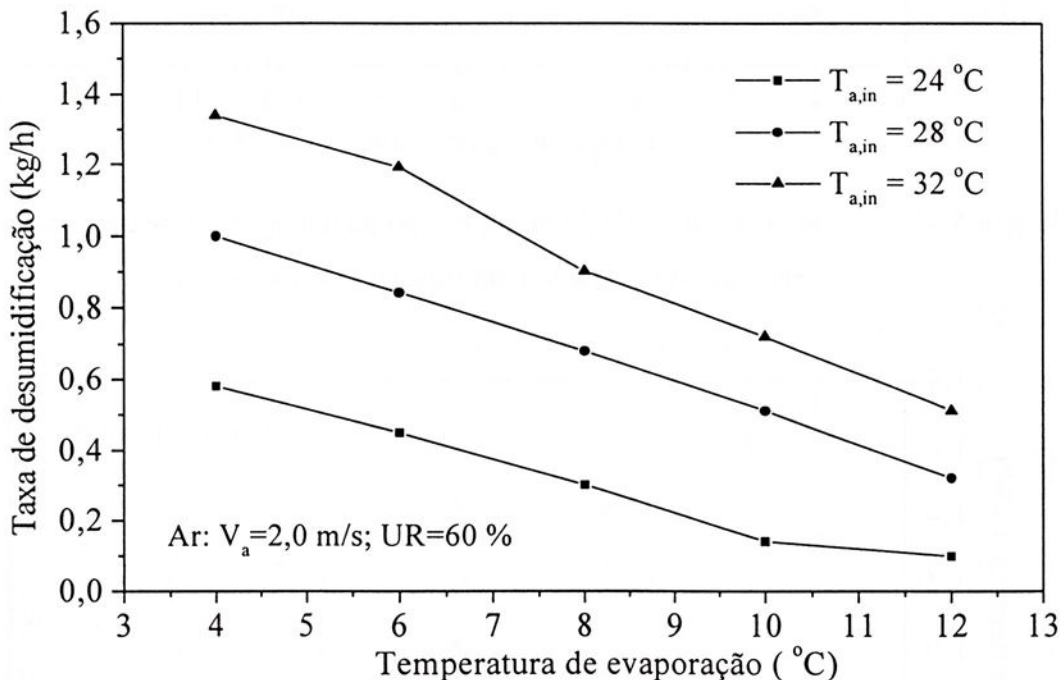


Figura 5.30 – Taxa de desumidificação em função da temperatura de evaporação do refrigerante e da temperatura de entrada do ar.

Como esperado, observa-se nas Figs. 5.30 a 5.32 que, para a mesma temperatura de evaporação, a taxa de desumidificação, a temperatura de saída do ar e a potência de refrigeração aumentam com o aumento da temperatura de entrada do ar. Da mesma forma, para uma dada temperatura de entrada do ar, a taxa de desumidificação e a potência de refrigeração diminuem com o aumento da temperatura de evaporação. Na Fig. 5.31, novamente como esperado, para a

mesma temperatura de entrada do ar, o aumento da temperatura de evaporação produz um aumento da temperatura de saída do ar.

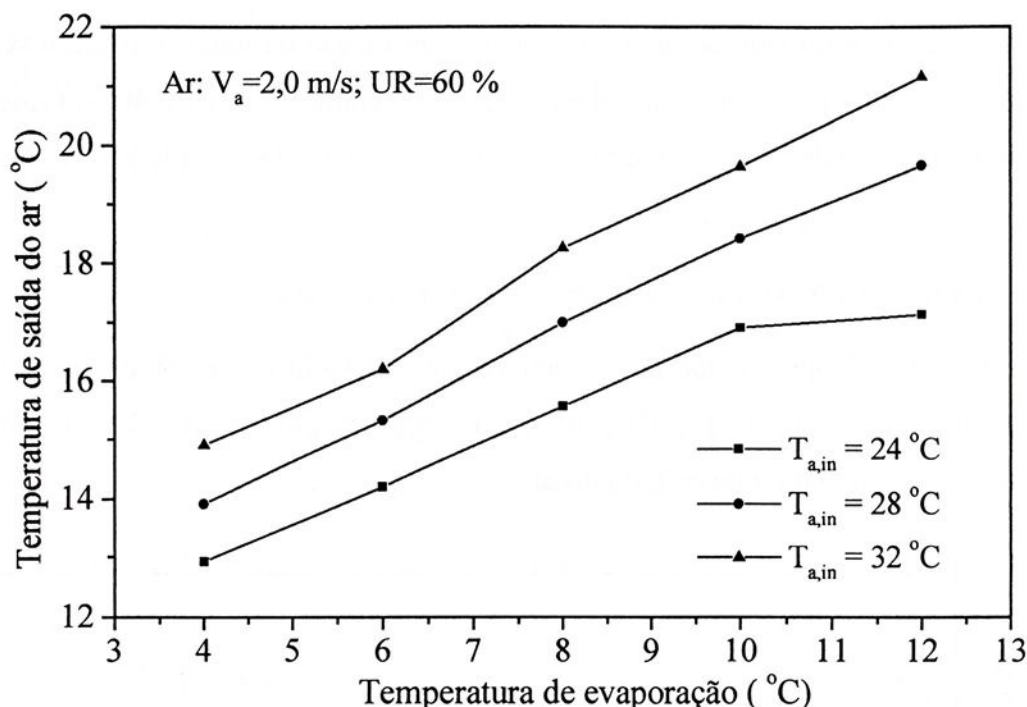


Figura 5.31 – Temperatura de saída do ar em função da temperatura de evaporação do refrigerante e da temperatura de entrada do ar.

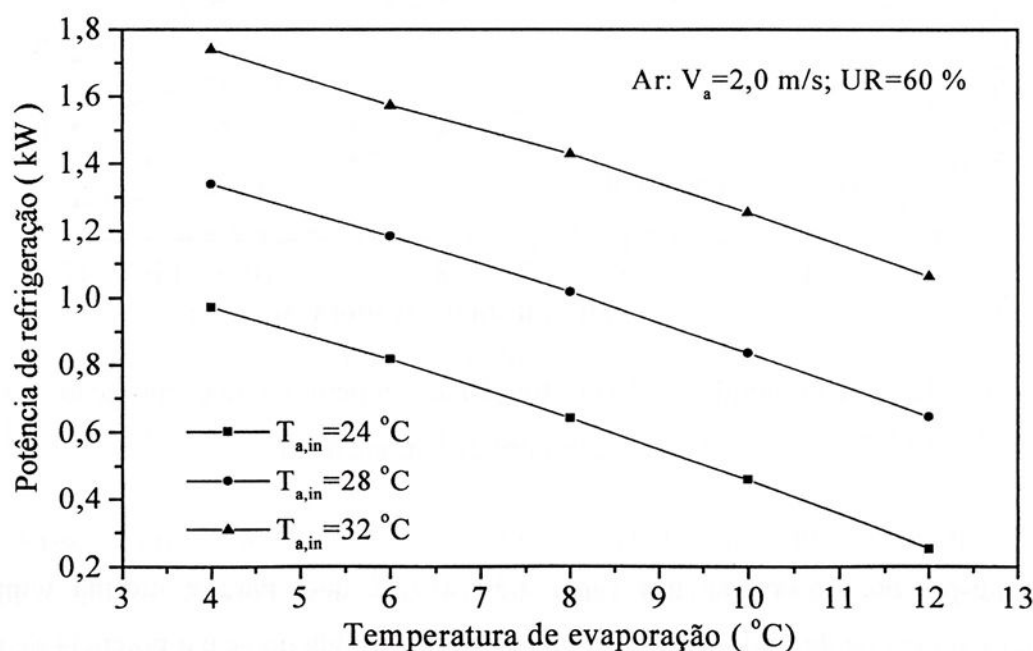


Figura 5.32 – Potência de refrigeração em função da temperatura de evaporação do refrigerante e da temperatura de entrada do ar.

Verifica-se na Fig. 5.30 que a taxa de desumidificação aumenta para temperaturas de evaporação menores e temperaturas de entrada do ar maiores.

As Figs. 5.33 e 5.34 apresentam, respectivamente, as variações da potência de refrigeração, do fluxo de calor e da queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa de refrigerante. Nesses casos, as condições de operação são apresentadas na Tab. 5.7 e os parâmetros geométricos são os mesmos apresentados na Tab. 5.2, com exceção do comprimento total da serpentina, o qual é fornecido por Liang *et al.* (1999) e mostrado na Fig. 5.33.

Tabela 5.7 – Condições de operação (Liang *et al.* 1999).

Parâmetros na entrada	Valores
Temperatura do refrigerante (°C)	10,0
Título	0,22
Umidade relativa do ar (%)	60
Temperatura do ar (°C)	28,0
Velocidade do ar (m/s)	2,0

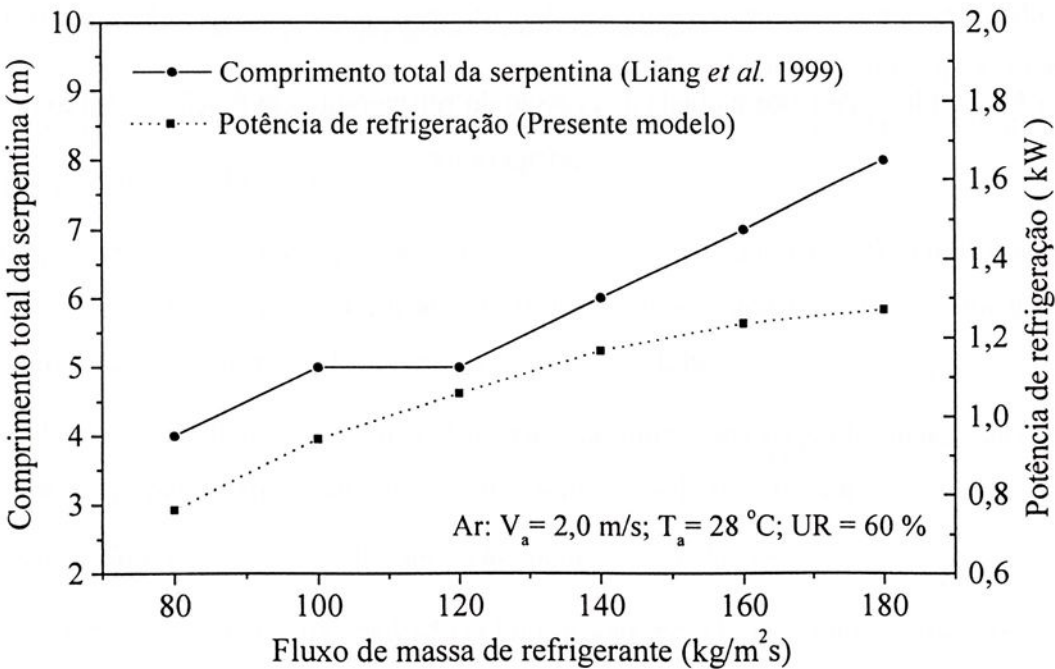


Figura 5.33 – Potência de refrigeração e comprimento total da serpentina (Liang *et al.*, 1999) em função do fluxo de massa de refrigerante.

Verifica-se nas Figs. 5.33 e 5.34 que a potência de refrigeração, o comprimento total da serpentina e a queda de pressão do refrigerante aumentam com o aumento do fluxo de massa. O

fluxo de calor aumenta inicialmente com o aumento do fluxo de massa, em função do aumento do coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante. Entretanto, com o aumento da queda de pressão, o ponto de vaporização completa do refrigerante é antecipado, reduzindo a diferença entre a temperatura do refrigerante e do ar e, em consequência, o fluxo médio de calor da serpentina.

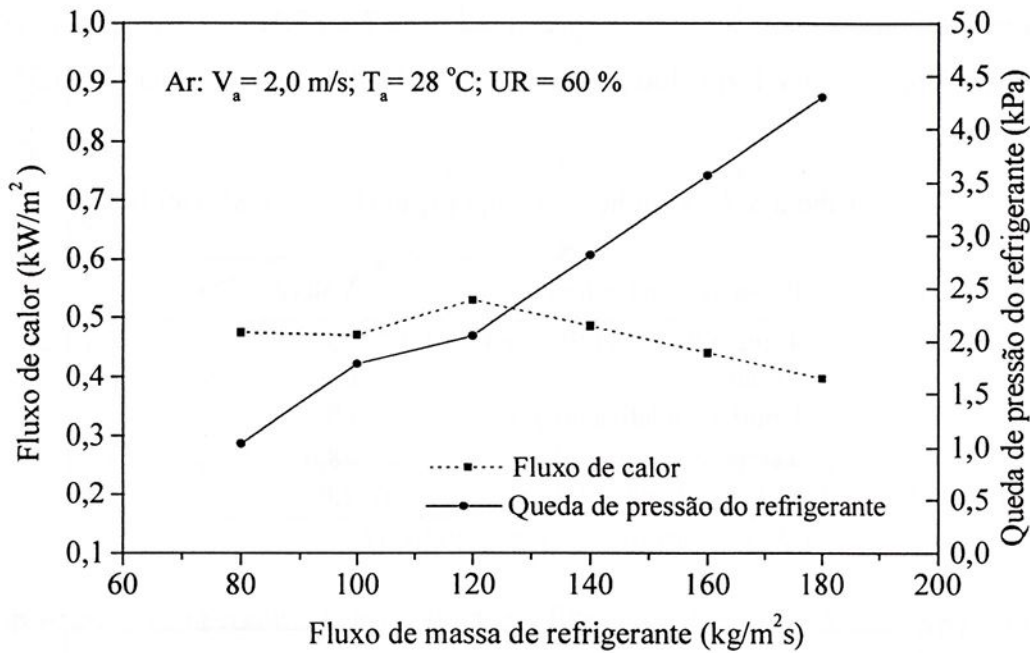


Figura 5.34 – Fluxo de calor e queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa de refrigerante.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico distribuído para a simulação da resposta dinâmica de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, geralmente usados em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. Tais evaporadores, quando comparados a outros componentes do sistema de refrigeração, ou outros tipos de evaporadores, são relativamente complexos de serem modelados, em razão dos escoamentos envolvidos.

No modelo proposto, considera-se a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoar em fluxo cruzado na parte externa dos tubos, podendo-se obter as distribuições, no espaço e no tempo, de massa específica do refrigerante, da velocidade do refrigerante, do título, da temperatura do refrigerante, da temperatura da parede do tubo, da temperatura e umidade absoluta do ar.

O comportamento dinâmico do evaporador é avaliado com uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante em sua entrada. O modelo homogêneo é utilizado para descrever o escoamento bifásico do fluido refrigerante no interior dos tubos.

Além da resposta dinâmica o modelo numérico, permite a análise da influência das condições de operação e dos parâmetros geométricos no desempenho do evaporador.

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;

- Os resultados indicam que o modelo permite uma estimativa satisfatória da resposta transiente de um evaporador, submetido a uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante em sua entrada;
- 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. O erro absoluto médio avaliado ao longo do tempo, entre o grau de superaquecimento calculado e o medido é de 9,85% e entre a temperatura de saída do ar calculada e medida é de 5,4%;
- As correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico exercem um papel fundamental na simulação do escoamento, pois cada correlação considera um determinado padrão de escoamento bifásico, ou mesmo, 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;
- Dentre os parâmetros que mais afetam o desempenho do evaporador, está a umidade relativa de entrada do ar, pois define as parcelas de calor latente e sensível determinando a intensidade do efeito de refrigeração. Tal efeito é maior em ambientes com umidade relativa do ar elevada, causando um consumo de energia maior do que em ambientes com umidade relativa reduzida. Isso é devido, principalmente, à elevada parcela de calor latente proveniente da condensação do vapor d'água do ar;
- O método numérico utilizado na solução do sistema de equações governantes, método de Newton-Raphson, mostrou-se eficiente, embora tenha apresentado problemas de convergência em alguns dos casos testados. Diferentes intervalos de tempo e tamanhos de células foram testadas, não se observando dificuldades de convergência. O tempo de CPU para se alcançar o regime permanente foi, em média, de 5 minutos e para o caso de operação transiente de 250 segundos, o tempo de CPU foi de 90 minutos, em um computador K7 - 800 MHz com 256 Mb de memória RAM.



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 pressão do ar e diferentes tipos de aletas;
- (ii) a análise de evaporadores com diferentes geometrias de serpentinas e com várias fileiras de tubos;
- (iii) a inclusão no código computacional do procedimento numérico que permita o cálculo da vazão em massa de refrigerante, conhecidos os parâmetros geométricos do evaporador e as condições de operação, ou o cálculo do comprimento da serpentina, conhecidos a vazão em massa de refrigerante e as condições de operação;
- (iv) a utilização de métodos mais sofisticados para a solução do sistema de equações governantes.

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.



APÊNDICE A

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, 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 Fig. 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).

ρ (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,

$a_0 = -1,3213 \cdot 10^2$

$a_4 = 1,6338$

$a_8 = -6,0275 \cdot 10^{-3}$

$a_{12} = 6,7764 \cdot 10^{-6}$

$a_1 = 1,5415 \cdot 10^1$

$a_5 = -2,1612 \cdot 10^{-1}$

$a_9 = 1,0065 \cdot 10^{-3}$

$a_{13} = -1,0475 \cdot 10^{-6}$

$a_2 = -3,5958 \cdot 10^{-1}$

$a_6 = 4,3454 \cdot 10^{-3}$

$a_{10} = -1,8244 \cdot 10^{-5}$

$a_{14} = 2,2311 \cdot 10^{-8}$

$a_3 = 2,3262 \cdot 10^{-3}$

$a_7 = -2,7143 \cdot 10^{-5}$

$a_{11} = 1,0776 \cdot 10^{-7}$

$a_{15} = -1,2949 \cdot 10^{-10}$

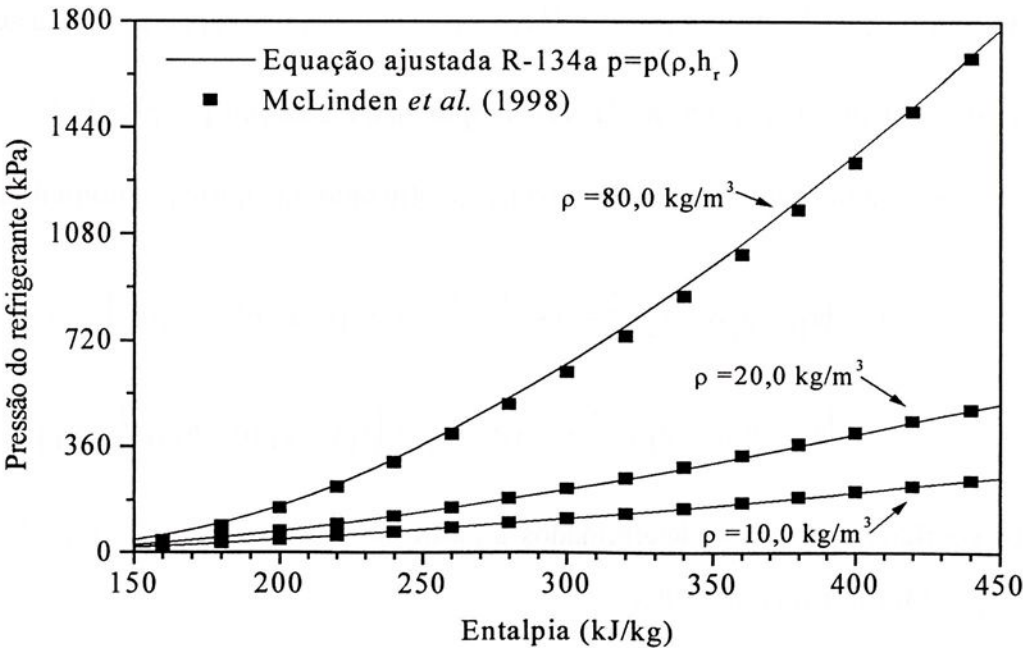


Figura A1 – Pressão do refrigerante em função da massa específica e entalpia

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.

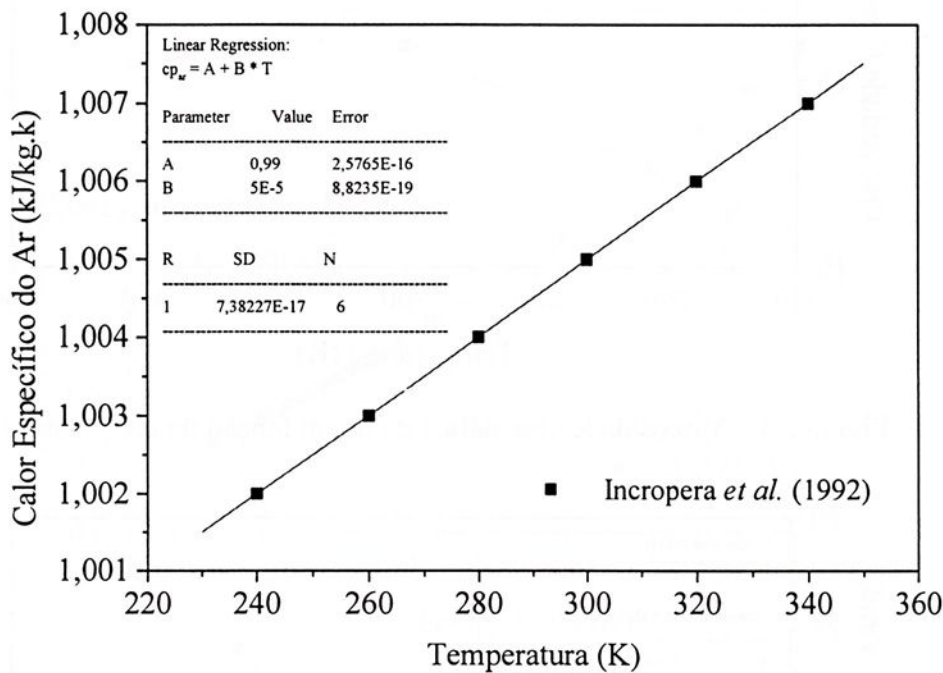


Figura A2 – Calor específico à pressão constante do ar em função da temperatura.

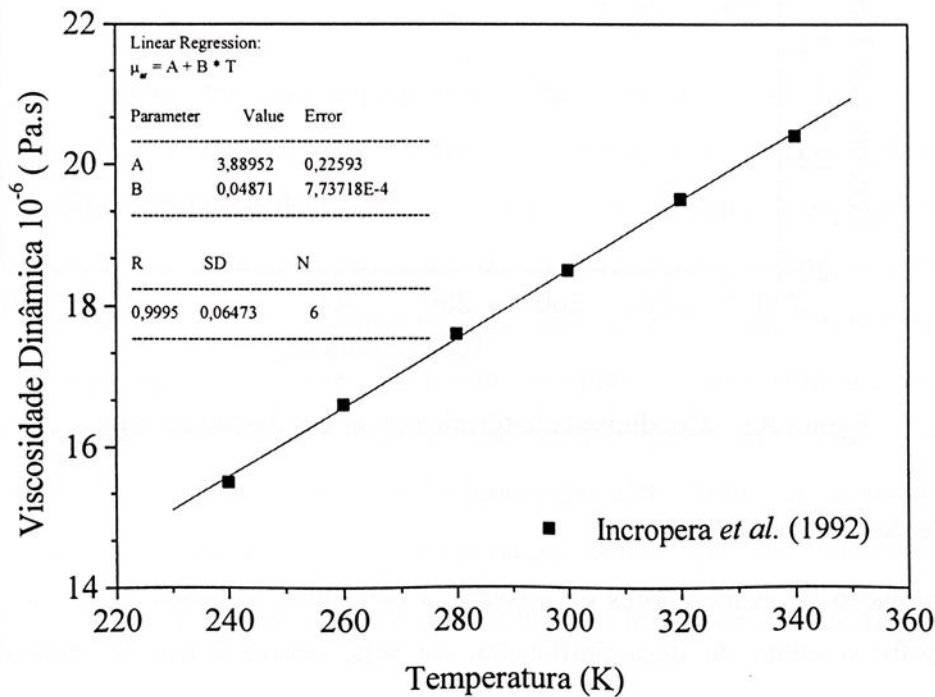


Figura A3 – Viscosidade dinâmica do ar em função da temperatura.

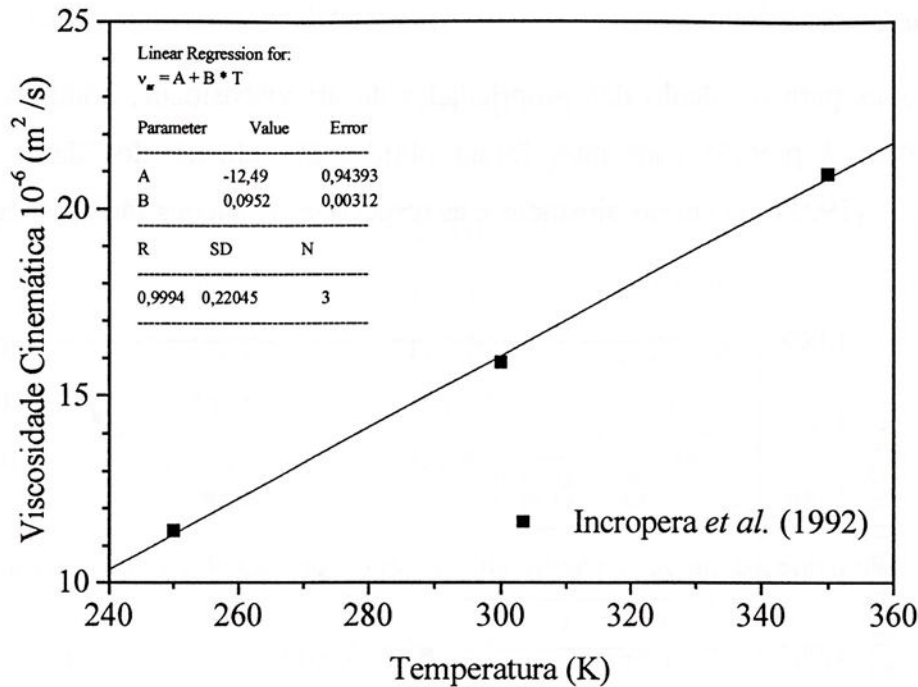


Figura A4 – Viscosidade cinemática do ar em função da temperatura.

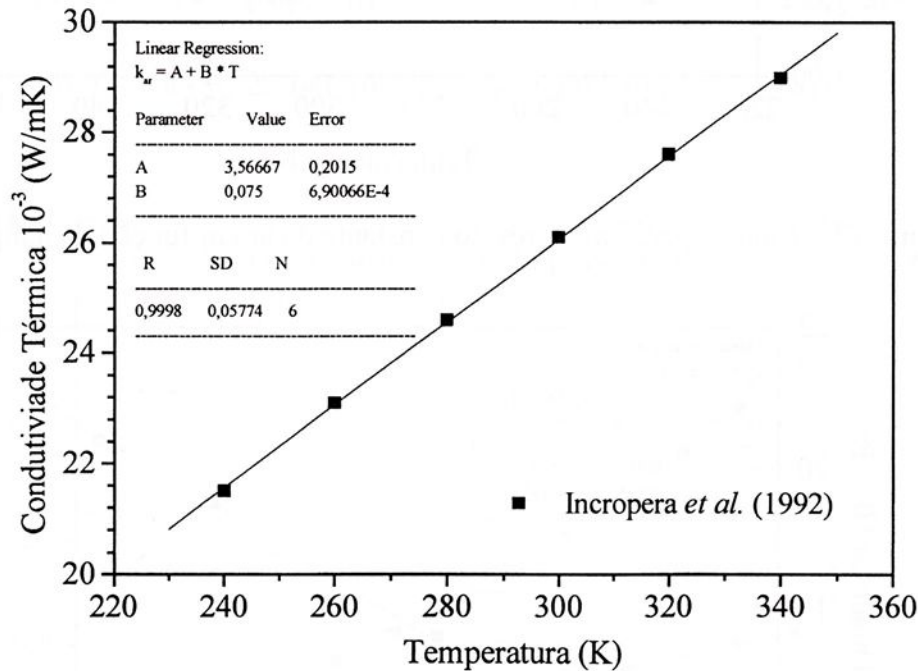


Figura A5 – Condutividade térmica do ar em função da temperatura.

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.

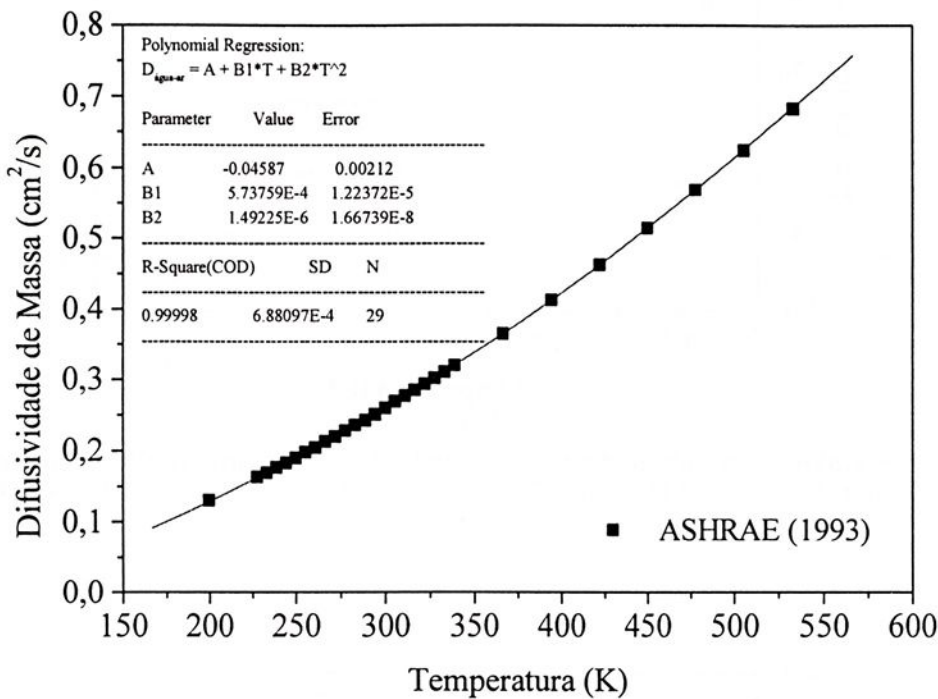


Figura A6 –Coeficiente de difusividade de massa água-ar em função da temperatura.

c) 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.

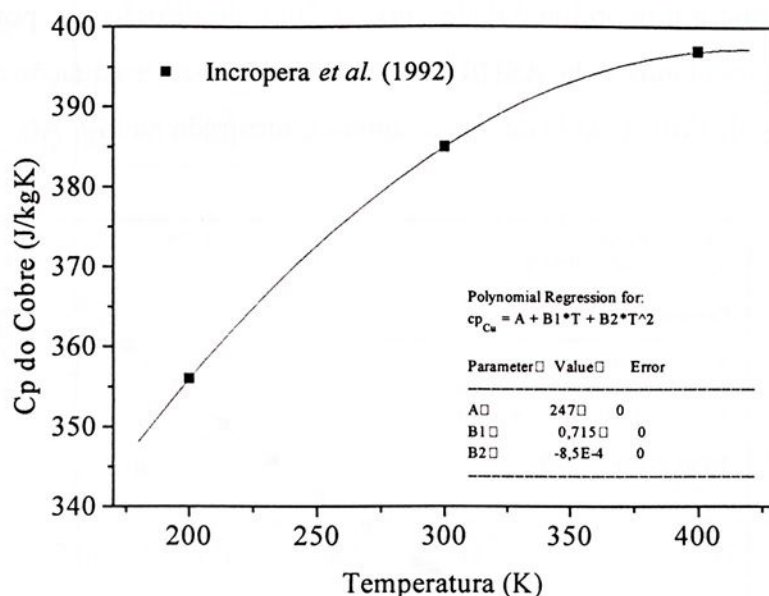


Figura A7 – Calor específico à pressão constante do cobre puro em função da temperatura.

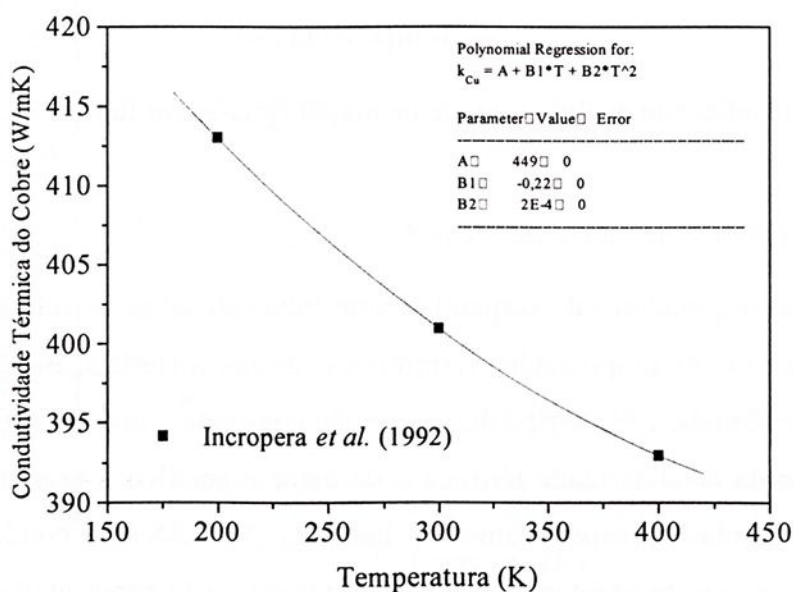


Figura A8 - Condutividade térmica do cobre puro em função da temperatura.

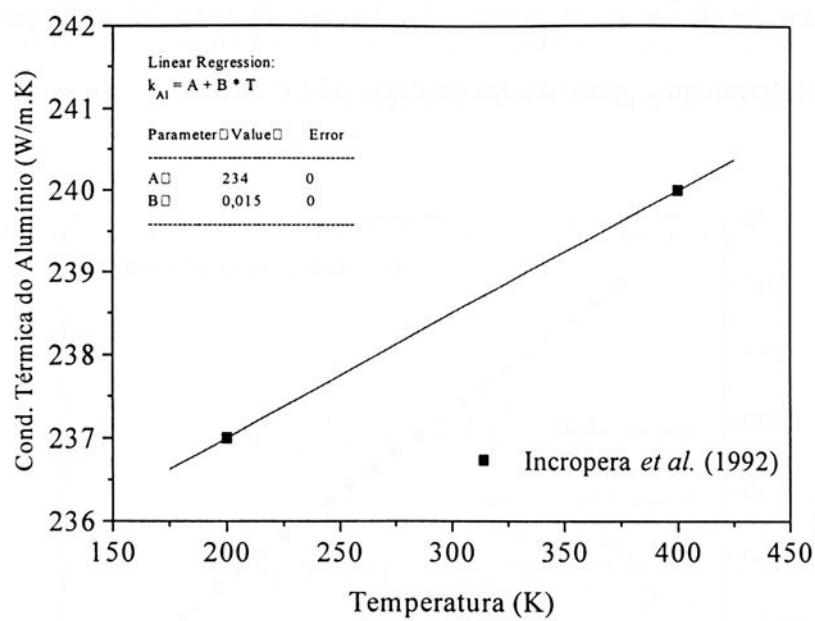


Figura A9 - Condutividade térmica do alumínio puro em função da temperatura.

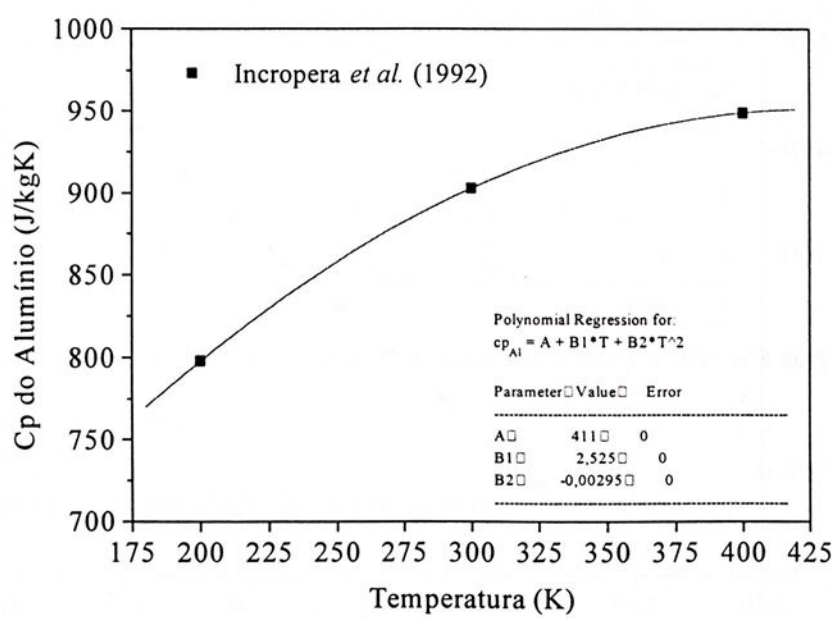


Figura A10 – Calor específico à pressão constante do alumínio puro em função da temperatura.

d) 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.

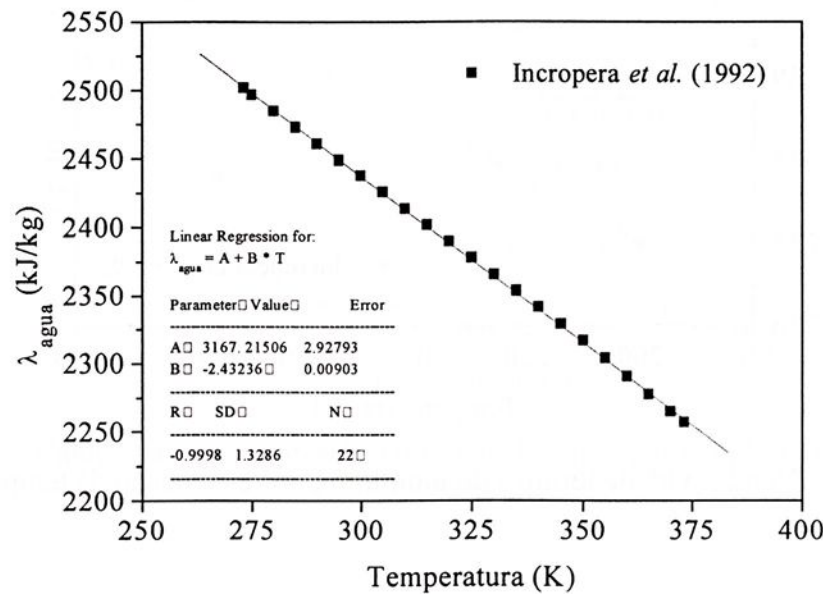


Figura A11 –Calor latente de vaporização da água em função da temperatura.

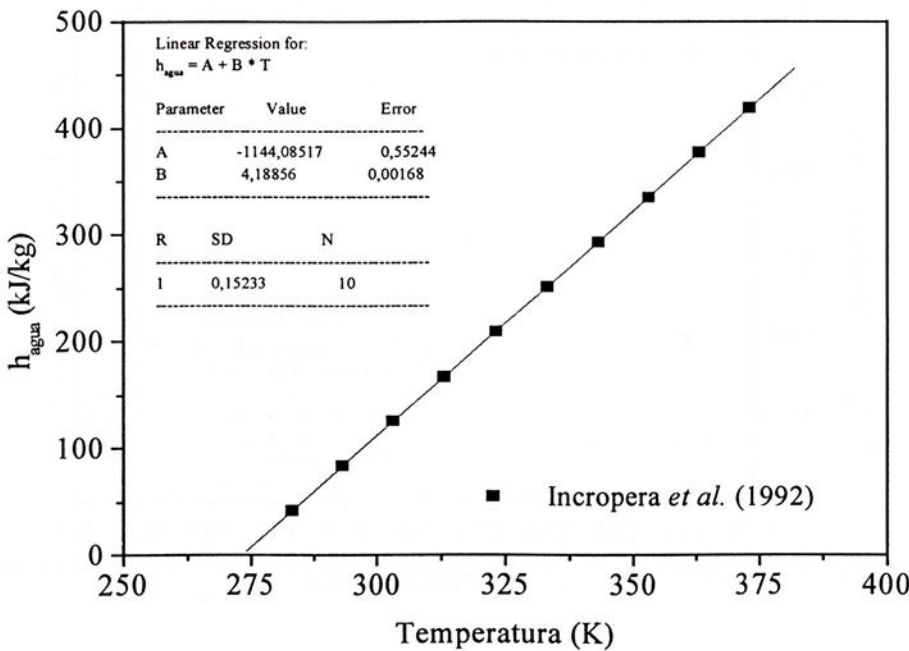


Figura A12 –Entalpia da água líquida saturada em função da temperatura.

e) *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. 3.13], 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 ($c_{p,wf}$), é dado por,

$$c_{p,wf} = \frac{c_{p,w} M_{\text{tubos}} + c_{p,f} M_{\text{fins}}}{M_{\text{tubos}} + M_{\text{fins}}} \quad (\text{A4})$$

na qual $c_{p,w}$ e $c_{p,f}$ 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,

$$M_{\text{wf}} = M_w + M_f \quad (\text{A7})$$



APÊNDICE B

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,

$$F: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n, \text{ encontra-se } x_* \in \mathbb{R}^n \text{ tal que } F(x_*) = 0 \quad (\text{B1})$$

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,

$$F_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0 \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (\text{B2})$$

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

$$F_i(x + \delta x) = F_i(x) + \sum_{j=1}^n \frac{\partial F_i}{\partial x_j} \delta x_j + O(\delta x^2) \quad (\text{B3})$$

na qual x é o vetor de variáveis.

Desconsiderando os termos a partir de ordem dois, tem-se que,

$$F_i(x + \delta x) = F_i(x) + \sum_{j=1}^n \frac{\partial F_i}{\partial x_j} \delta x_j \quad (\text{B4})$$

na qual δx é a perturbação para se obter a expansão de F .

Note que a matriz de derivadas parciais que aparece na Eq. B4 é a matriz Jacobiano $J_{i,j}$, dada por,

$$J_{ij} \equiv \frac{\partial F_i}{\partial x_j} \quad (B5)$$

Dessa forma, $F_i(x + \delta x) = 0$ gera a iteração de Newton-Raphson para o problema descrito pela Eq. B1, dada por,

$$J \cdot \delta x = -F \quad (B6)$$

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,

$$x_{\text{novo}} = x_{\text{velho}} + \delta x \quad (B7)$$

Note que x_{novo} é esperado ser uma melhor estimativa do que x_{velho} e que $x_{\text{novo}} \rightarrow x^*$. 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 $F: \mathcal{R}^n \rightarrow \mathcal{R}^n$ contínua e diferenciável e $x_0 \in \mathcal{R}^n$, tal que, a cada iteração k , resolve-se,

$$\begin{aligned} J(x_k) \delta x_k &= -F(x_k) & k = 1, 2, 3, \dots, N \\ x_{k+1} &= x_k + \delta x_k \end{aligned}$$

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 é eficiente 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. B1.

Tabela B1 – 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.

Para a simulação dinâmica de evaporadores de serpentina com tubos aletados, um sistema de equações não-linear é resolvido. Esse sistema de equações é composto por,

- Equação da Conservação da Massa para o refrigerante, Eq. (3.1);
- Equação da Quantidade de Movimento para o refrigerante, Eq. (3.2);

- Equação da Conservação da Energia para o refrigerante, Eq. (3.5);
- Equação da Conservação da Energia para a parede do tubo, Eq. (3.13);
- Equação da Conservação da Energia para o ar, Eq. (3.10);
- Equação da Conservação da Massa (Umidade) para o ar, Eq. (3.15).

Neste trabalho esse sistema de equações é solucionada pelo método de Newton-Raphson.

O critério de convergência adotado é : a soma dos valores da função F , ou a soma das perturbações (δx) menores do que 10^{-4} . O comportamento desse critério de convergência, para o nível de solução 2 (vide Capítulo 4), que resolve as equações do ar é mostrado na Fig. B1, para uma malha computacional de 100 pontos, considerando as condições de operação e parâmetros geométricos apresentados por Liang *et al.* (1999) (vide Tabs. 5.2 e 5.3).

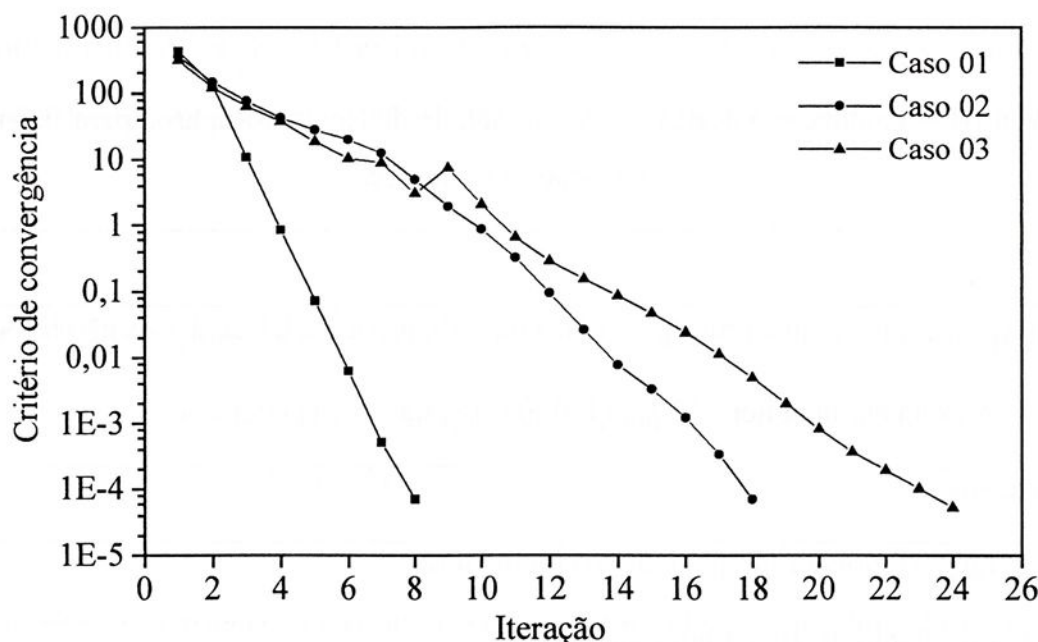


Figura B1 – Comportamento do critério de convergência para os casos apresentados por Liang *et al.* (1999).

Observa-se na Fig. B1 que o número de iterações necessárias para se obter a convergência do método varia de acordo com as condições de operação do evaporador.

É importante mencionar que, em alguns casos testados neste trabalho, o método numérico não obteve a convergência. Os parâmetros geométricos do evaporador e as condições de operação para um desses casos são, respectivamente apresentadas nas Tabs. 5.2 e B2.

Tabela B2 – Condições de operação.

Condições de operação na entrada	Valores
Temperatura do refrigerante (°C)	10,0
Vazão em massa de refrigerante (kg/s)	0,0029
Título	0,22
Temperatura do ar (°C)	28,0
Umidade relativa (%)	42
Velocidade do ar (m/s)	2,0

A Fig. B2 apresenta o comportamento do critério de convergência para caso da Tab. B2.

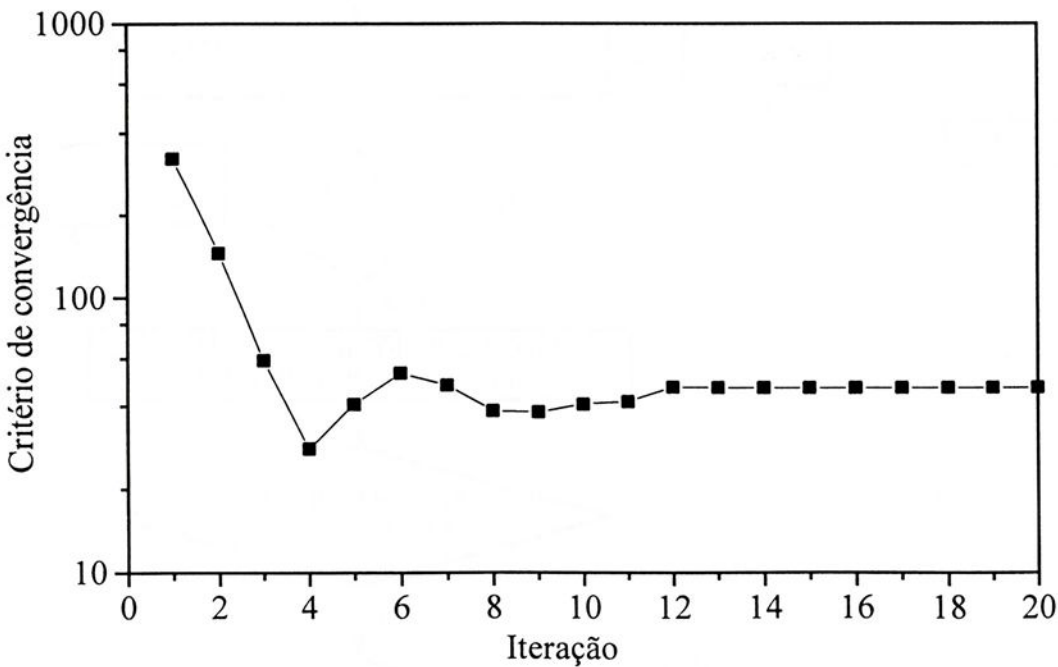
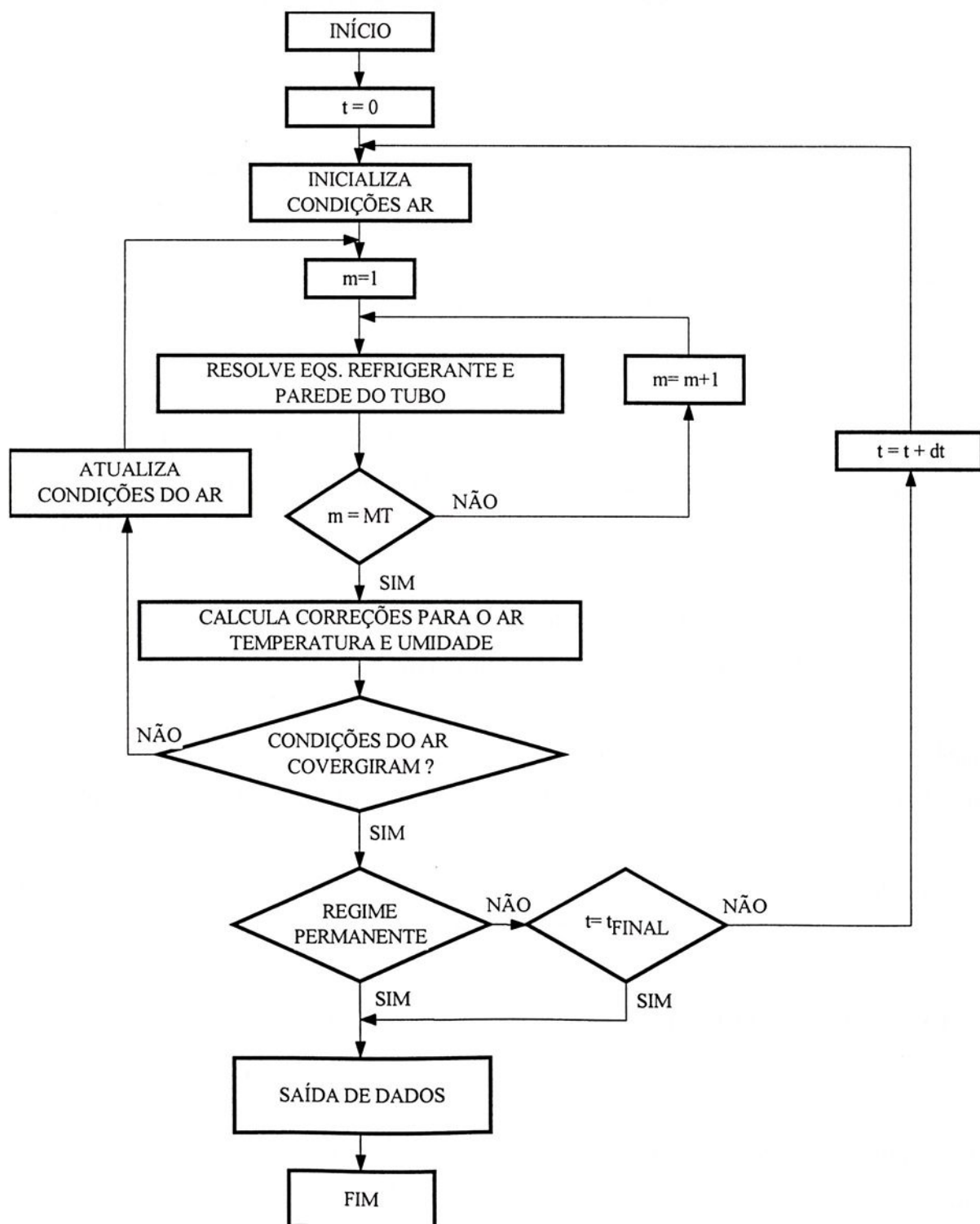


Figura B2 – Comportamento do critério de convergência para o caso da Tab. B2.

Verifica-se na Fig. B2 que o critério de convergência apresenta uma queda acentuada até a quarta iteração. Após essa iteração, observa-se uma flutuação e a partir da décima segunda iteração seu valor se estabiliza, indicando que o método de Newton-Raphson é incapaz de obter a solução do sistema de equações.

APÊNDICE C

FLUXOGRAMA DO ALGORITMO NUMÉRICO



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE, 1993, "Fundamentals Handbook", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, chapter 06.

Bandarra Filho, E., P., 1997a "Estudo da Transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes em Tubos Horizontais", III CIDIM, La Havana, Cuba.

Bandarra Filho, E., P., 1997b "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.

Beattie, D. R. H. and Whalley, P. B., 1981, "A Simple Two-Phase Frictional Pressure Drop Calculation Method", International Journal Multiphase Flow, vol. 8, pp. 83-87.

Butterworth, D., 1979, "The Correlation of Cross Flow Pressure Drop Data by Means of Permeability Concept", Report AERE-R9435, Atomic Energy Research Establishment, Harwell.

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.

Churchill, S. W., 1977, "Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes", Chemical Engineering, vol. 84, pp. 91-92.

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.



Domanski, P. A., 1991, "Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution", ASHRAE Transactions, vol. 13(1), pp. 792-802.

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

Friedel, L., 1979, "New Friction Pressure Drop Correlation for Upward, Horizontal and Downward Two-Phase Pipe Flow", Presented at the HTFS Symposium, Oxford (Hoechst AG Reference 372217/24 698).

Fu, W. L. Wang, C. C., Chang, C. T., 1995, "Effect of Anti-Corrosion Coating on the Thermal Characteristic of a Louvered Finned Heat Exchanger Under Dehumidifying Condition", Advances in Enhanced Heat/Mass Transfer and Energy Efficiency, ASME HTD, vol. 320/PDI-vol.1, pp. 75-81.

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

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., 1992, "Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa", LTC Editora S.A, Rio de Janeiro.

Jakobsen, A , 1995, "Energy Optimization of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator – A Case Study", Ph.D. thesis, DTU, Lyngby, Denmark, 137p.

Jia, X., Tso, C. P. and 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. and 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., 1991, "Prediction of Heat Transfer Coefficients of Various Refrigerants During Evaporation", ASHRAE Transactions, vol. 97 (2), pp. 48-53.

- Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes", *Journal of Heat Transfer of the ASME*, vol. 112, n° 1, pp. 219-228.
- Karatas, H., Dirik, E. and Derbentli, T., 1995, "An Experimental Study of Air-Side Heat Transfer and Friction Factor Correlations on Domestic Refrigerator Finned-Tube Evaporator Coils", *ASHRAE Transactions*, vol. 97, pp. 465-470.
- Kays, W. M., and London, A. L., 1984, "Compact Heat Transfer", 3rd edition, McGraw Hill, New York, NY.
- Kutateladze, S. S., 1961, "Boiling Heat Transfer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 4, n° 9, pp. 31-45.
- Lahey, R. T. Jr and Drew, D. A., 1990, "The Current State of the Art in Modelling of Vapor/Liquid Two-Phase Flows", *ASME – Winter Annual Meeting*, Dallas, USA, pp. 1-8.
- Liang, S. Y., Wong, T. N., Nathan, G. K. and Liu T. N., 1999, "Analytical Study of Evaporator Coil in Humid Enviroment", *Applied Thermal Engineering*, vol.19, pp. 1129-1145.
- 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., 1978a, "Heat Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin Tube Transfer Surface", *ASHRAE Transactions*, vol. 84, part. 1, pp. 266-293.
- McQuiston, F. C., 1978b, "Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes", *ASHRAE Transactions*, vol. 84, part. 1, pp. 294-309.
- McQuiston, F. C., 1981, "Finned Tube Heat Exchangers: State of the Art for the Air Side", *ASHRAE Transactions*, vol. 87, pp. 1077-1085.



McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, "Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design", John Wiley & Sons, 4^a ed., New York.

Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1993, "Prediction of Cooling Coils Performance Under Condensing Conditions", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 14, n° 4, pp. 391-400.

Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1994, "Correlation for Predicting the Air-Side Nusselt Numbers and Friction Factors in Chilled-Water Cooling Coils", *Experimental Heat Transfer*, vol. 7, pp. 143-162.

Nyers, J. and Stoyan, G., 1994, "Dynamical Model Adequate for Controlling the Evaporator of a Heat Pump", *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, pp. 101-108.

Oskarsson, S. P; Krakow, K. I. and Lin, S., 1990(a), "Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces, Part 1: Heat Transfer and Fluid Flow Theory", *ASHRAE Transactions*, vol. 96, pp. 373-380.

Oskarsson, S. P; Krakow, K. I. and Lin, S., 1990(b), "Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces, Part 2: Evaporator Models and Verification", *ASHRAE Transactions*, vol. 96, pp. 381-392.

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.

Pettit, N. B. O. L., Willatzen, M. and Ploug-Sorensen, L., 1998, "A General Dynamic Simulation Model for Evaporators and Condensers in Refrigeration. Part II: Simulation and Control of an Evaporator", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 5, pp 404-414.

PROCEL – Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica, 1998, Ministério das Minas e Energia, <http://www.eletronbras.gov.br/procel/>.

Rich, D., G., 1975, "The Effect of the Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin Tube Heat Exchangers", *ASHRAE Transactions*, vol. 81, part. 1, pp. 307-317.



- Rich, D., G., 1973, "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Plate Fin and Tube Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, vol. 79, part. 2, pp. 137-145.
- Rite, R. W., 1990, "The Effect of Frosting on the Performance of Domestic Refrigerator-Freezer Finned Tube Evaporator Coils", M. Sc. Thesis, University of Illinois.
- 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.
- Seshimo, Y., Ogawa, K., Marumoto, K. and Fujii, M., 1988, "Heat and Mass Transfer Performances on Plate Fin and Tube Heat Exchangers with Dehumidification", Transactions JSME, vol. 54, n° 499, pp. 716-721.
- Shah, M., M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study", ASHRAE Transactions, vol. 88, part. I, pp. 185-196.
- Sieder, E. N., and Tate, G. E., 1936, International 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.
- 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.
- Wang, H. and Toubert 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.
- Webb, R. L., 1980, "Air-Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers", Heat Transfer Engineering, vol. 1, no 3, pp. 33-49.



Willatzen, M., Pettit, N. B. O. L. and Ploug-Sorensen, L., 1998, "A General Dynamic Simulation Model for Evaporators and Condensers in Refrigeration. Part I: Moving-Boundary Formulation of Two-Phase Flows With Heat Exchange", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, nº 5, pp 398-403.

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



DADOS CURRICULARES



Paulo Eduardo Lopes Barbieri

NASCIMENTO: 18/06/1973 – Batatais/SP

NACIONALIDADE: Brasileira

FILIAÇÃO : Edivaldo Barbieri
Benedicta Lopes Barbieri

1989/1991 – Curso Técnico em Mecânica, na ETESG “Antônio de Pádua Cardoso”, Batatais/SP

1992/1993 – Curso de Graduação em Ciências e Matemática do 1º Grau
Faculdades Claretianas de Batatais/SP

1994/1998 – Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP

1999/2001 – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (Ciências Térmicas), nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"**

**Câmpus de Ilha Solteira
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Brasil Centro, 56
15385-000 Ilha Solteira - SP
www.dem.feis.unesp.br**

