Flávio Augusto Sanzogo Fiorelli

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO DE FLUIDOS REFRIGERANTES
ALTERNATIVOS AO HCFC 22 EM TUBOS CAPILARES
ADIABÁTICOS**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Engenharia

São Paulo

2000

Flávio Augusto Sanzogo Fiorelli

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO DE FLUIDOS REFRIGERANTES
ALTERNATIVOS AO HCFC 22 EM TUBOS CAPILARES
ADIABÁTICOS**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Otávio de Mattos Silveira

São Paulo
2000

Fiorelli, Flávio Augusto Sanzogo

Análise do escoamento de fluidos refrigerantes alternativos ao HCFC 22 em tubos capilares adiabáticos. São Paulo, 2000.
183 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica

1. Tubos capilares adiabáticos 2. Fluidos refrigerantes alternativos
3. Modelagem 4. Simulação I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t

*A Jaqueline,
ela bem sabe por quê.*

Aos que estão por vir...

AGRADECIMENTOS

A Deus, fonte e autor de toda ciência.

À minha esposa, Jaqueline, por seu grande amor e paciência.

Ao Prof. Dr. Otávio de Mattos Silveiras, pela orientação e apoio.

A meus pais, Pedro Paulo e Ivani, pelo amor e confiança sempre em mim depositados.

Aos meus sogros, Francisco e Leila, pelo estímulo e ajuda.

A meus irmãos e cunhados, Simone, Luís, Ana Lúcia, Rodrigo, Ercília, Ana Francisca, Maurício, Ana Paula, Isabela e Sandro, pelo contínuo apoio, e a meus sobrinhos, em particular, a Pedro Henrique e Miguel.

Aos amigos Alberto Hernandez Neto, Arlindo Tribess, Ernani Vitillo Volpe, Míriam Rocchi Tavares e Guenther Carlos Krieger Filho, colegas do Departamento de Engenharia Mecânica (PME) da EPUSP, por todo o apoio, compreensão e ajuda.

Aos amigos Roberto de Aguiar Peixoto, do Instituto Mauá de Tecnologia, e Marco Antônio Soares de Paiva, do Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo, pelas valiosas discussões sobre o problema.

Ao colega de doutorado Alex Alberto Silva Huerta, pela ajuda e discussões sobre a unidade laboratorial e os vários aspectos teóricos do problema.

Ao Prof. Dr. José Maria de Saiz Jabardo, que me incentivou a atuar na área de pesquisa em Refrigeração e Ar Condicionado.

Aos funcionários do PME-EPUSP Ademir dos Santos Ladeira, José Guilherme Campetella e Wilson Costa Neves, pela inestimável ajuda na montagem da unidade laboratorial, sem a qual este trabalho não teria sido possível.

A Rita de Cássia Radin, funcionária da E.E. Mauá, pelo auxílio no desenvolvimento do método de utilização do cromatógrafo.

À **Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP)**, pelo suporte financeiro a este trabalho.

Aos amigos Gianpaolo, Luiz Manoel, Múcio, Eduardo, João Manoel, Toninho, Bráulio, Carlos, Mauro, Giles, Toufic, Samuel, Jaidete, Mário Feio, Sérgio, Elisa e Darcy pelo contínuo apoio e orações.

Às demais pessoas que direta ou indiretamente tenham contribuído para o desenvolvimento deste trabalho, e que por falta de espaço ou esquecimento deixo de citar nominalmente.

SUMÁRIO

Lista de Tabelas	
Lista de Figuras	
Lista de Símbolos	
Resumo	
“Abstract”	

1. INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	1
1.1. Objetivos do Trabalho e Justificativa	2
2. CONSIDERAÇÕES SOBRE O USO DE MISTURAS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	4
2.1 Misturas e Soluções	4
2.2. Comportamento Líquido-Vapor de Misturas de Fluidos Refrigerantes	5
2.3. Equilíbrio de Fases para Misturas	9
2.3.1. O Modelo de Solução Ideal	10
2.3.2. A Regra de Raoult-Gás Perfeito	11
2.4. Misturas Zeotrópicas, Azeotrópicas e Quase-Azeotrópicas	12
2.5. Vantagens e Desvantagens do Uso de Misturas Zeotrópicas em Ciclos de Refrigeração	13
3. DESENVOLVIMENTOS RECENTES NA MODELAGEM DE TUBOS CAPILARES	17
3.1. Introdução	17
3.2. O Tubo Capilar em Sistemas de Refrigeração	17
3.2.1. A Interação Compressor - Tubo Capilar	19
3.3. Revisão Bibliográfica	21
3.4. Comentários Gerais Sobre a Revisão Bibliográfica	25
4. MODELAGEM MATEMÁTICA	29
4.1. Introdução	29
4.2. O Modelo Homogêneo	29
4.2.1. Equações Fundamentais	30
4.2.1.1. Balanço de Massa	30
4.2.1.2. Balanço de Quantidade de Movimento	30
4.2.1.3. Balanço de Energia	31
4.2.2. Equações Constitutivas	31
4.2.2.1. Perda de Carga Distribuída e Fator de Atrito	31
4.2.2.2. Perdas de Carga Localizadas	32
4.2.2.3. Escoamento Crítico	33
4.2.2.4. Coeficiente de Transferência de Calor e Temperatura de Parede do Tubo Capilar	33

4.3. O Modelo de Fases Separadas	34
4.3.1. Equações Fundamentais	34
4.3.1.1. Balanço de Massa	34
4.3.1.2. Balanço de Quantidade de Movimento	35
4.3.1.3. Balanço de Energia	35
4.3.2. Equações Constitutivas	36
4.3.2.1. Perda de Carga Distribuída e Fator de Atrito	36
4.3.2.2. Perdas de Carga Localizadas	37
4.3.2.3. Cálculo da Fração de Vazio	37
4.3.2.4. Escoamento Crítico	39
4.3.2.5. Coeficiente de Transferência de Calor e Temperatura de Parede do Tubo Capilar	40
4.4. Cálculo das Propriedades Termodinâmicas e de Transporte	40
4.5. Implementação do Programa de Simulação	41
 5. UNIDADE LABORATORIAL	 42
5.1. Introdução	42
5.2. A Concepção da Unidade Laboratorial	42
5.2.1. Os Reservatórios de Alta e Baixa Pressão	45
5.3. Instrumentação, Controle e Sistema de Aquisição de Dados Experimentais	45
5.3.1. Medição de Pressões	45
5.3.2. Medição de Temperaturas	46
5.3.3. Medição de Vazão	46
5.3.4. Medição da Potência Elétrica Fornecida à Resistência de Fita para Controle do Subresfriamento ou Título na Entrada do Tubo Capilar	49
5.3.5. Monitoramento da Composição das Misturas de Fluidos Refrigerantes	49
5.3.6. Sistema de Aquisição de Dados	50
5.3.7. Sistemas de Controle da Unidade Laboratorial	53
5.3.7.1. Controle da Pressão na Entrada do Tubo Capilar	53
5.3.7.2. Controle da Pressão na Saída do Tubo Capilar	53
5.3.7.3. Controle do Grau de Subresfriamento ou Título na Entrada do Tubo Capilar	56
5.4. A Seção de Testes	58
5.4.1. Posicionamento da Instrumentação ao Longo da Seção de Testes	63
 6. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS	 65
6.1. Introdução	65
6.2. Levantamentos Experimentais Preliminares	65
6.2.1. Medição dos Diâmetros dos Tubos Capilares	65
6.2.2. Avaliação da Rugosidade dos Tubos Capilares	69
6.2.3. Avaliação do Efeito da Instrumentação	72
6.2.4. Avaliação das Perdas no Trocador de Calor para Controle do Subresfriamento ou Título na Entrada do Tubo Capilar	72
6.2.5. Verificação da Ocorrência de Blocação na Saída do Tubo Capilar	76
6.3. Levantamentos Experimentais	78
6.3.1. A Matriz de Ensaios Utilizada	78
6.3.2. Procedimento de Ensaio	79
6.3.3. Tratamento do Arquivo de Resultados	80

6.3.4. Levantamentos Experimentais com R-410A	86
6.3.4.1. Perfis de Temperatura e Pressão Experimentais	86
6.3.4.2. Efeito das Condições de Entrada	95
6.3.4.3. Efeito da Pressão de Saída (Temperatura de Evaporação)	96
6.3.5. Levantamentos Experimentais com R-407C	99
6.3.5.1. Perfis de Temperatura e Pressão Experimentais	99
6.3.5.2. Efeito das Condições de Entrada	100
6.3.6. Alguns Comentários Sobre o Comportamento do R-410A e do R-407C Escoando Através de Tubos Capilares	111
6.3.7. Efeito do Diâmetro do Tubo Capilar	114
6.3.8. Efeito do Comprimento do Tubo Capilar	114
 7. VALIDAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS	116
7.1. Introdução	116
7.2. Comparação com Resultados para Substâncias Puras	116
7.2.1. Comparação com Resultados Experimentais para HFC 134a	116
7.2.2. Comparação com Resultados de Literatura para HCFC 22	117
7.2.3. Comentários Finais para Substâncias Puras	117
7.3. Comparação com Resultados para Misturas	122
7.3.1. Comparação com Resultados Experimentais para R-410A	122
7.3.1.1. Análise do Efeito do Atraso de Vaporização	132
7.3.2. Comparação com Resultados Experimentais para R-407C	135
7.3.2.1. Análise do Efeito do Atraso de Vaporização	136
7.3.3. Comparação com Resultados de Literatura para Misturas	148
7.3.3.1. Comparação com os Resultados de Sami & Tribes (1998) e Sami et al. (1998)	148
7.3.3.2. Comparação com os Resultados de Motta et al. (2000)	148
7.4. Conclusão	149
 8. COMPARAÇÃO ENTRE O DESEMPENHO DO HCFC 22 E DE SEUS ALTERNATIVOS	164
8.1. Introdução	164
8.2. Parâmetros do Estudo	164
8.3. Análise dos Resultados	165
8.4. Conclusão	166
 9. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	173
 10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	177

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Quadro Resumo da Revisão Bibliográfica	27
Tabela 4.1. Constantes para Determinação da Tensão Superficial de Substâncias Puras e Misturas	39
Tabela 5.1. Posição dos Sensores de Pressão e Temperatura ao Longo da Seção de Testes	63
Tabela 6.1. Medição dos Diâmetros dos Tubos Capilares - Projetor de Perfis	66
Tabela 6.2. Medição dos Diâmetros dos Tubos Capilares - Preenchimento com Mercúrio	66
Tabela 6.3. Rugosidades Relativas dos Tubos Capilares	69
Tabela 6.4. Efeito da Instrumentação no Desempenho do Tubo Capilar	74
Tabela 6.5. Matriz de Ensaios Utilizada no Presente Trabalho	78
Tabela 6.6. Resultados Experimentais Para o R-410A - Ensaios com Entrada Subresfriada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m	88
Tabela 6.7. Resultados Experimentais Para o R-410A - Ensaios com Entrada Saturada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m	89
Tabela 6.8. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental para R-410A	95
Tabela 6.9. Resultados Experimentais Para o R-407C - Ensaios com Entrada Subresfriada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m	101
Tabela 6.10. Resultados Experimentais Para o R-407C - Ensaios com Entrada Saturada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m	102
Tabela 6.11. Resultados Experimentais Para o R-407C - Ensaios com Entrada Subresfriada para $L_{tc} = 1,50$ m e $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$	103
Tabela 6.12. Resultados Experimentais Para o R-407C - Ensaios com Entrada Subresfriada para $d_{tc} = 1,394$ mm e $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$	104
Tabela 6.13. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental Para R-407C	105
Tabela 6.14. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental em Função do Diâmetro	114

Tabela 6.15. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental em Função do Comprimento	114
Tabela 7.1. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Silveiras et al. para HFC 134a e os dos Modelos de Simulação	118
Tabela 7.2. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Kuhel & Goldschmidt para HCFC 22 e os dos Modelos de Simulação	120
Tabela 7.3. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Ensaio com Entrada Subresfriada	124
Tabela 7.4. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Ensaio com Entrada Saturada	126
Tabela 7.5. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os Modelos de Simulação, Levando em Conta o Efeito do Atraso de Vaporização	133
Tabela 7.6. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação - Ensaio com Entrada Subresfriada	137
Tabela 7.7. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação - Ensaio com Entrada Saturada	139
Tabela 7.8. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação em Função do Diâmetro	141
Tabela 7.9. Comparação Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e os dos Modelos de Simulação em Função do Comprimento	142
Tabela 7.10. Comparação Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e os dos Modelos de Simulação Levando em Conta o Efeito do Atraso de Vaporização	143
Tabela 7.11. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Sami & Tribes e Sami et al. e os dos Modelos de Simulação	148
Tabela 7.12. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,05$ m	150
Tabela 7.13. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,30$ m	154

Tabela 7.14. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m	156
Tabela 7.15. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,30$ m	158
Tabela 7.16. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m	159

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Cronograma de Eliminação do HCFC 22 (Protocolo de Montreal - Revisão de Viena, 1995)	2
Figura 2.1. Curva de Pressão de Saturação Em Função da Temperatura para o HCFC 22	6
Figura 2.2. Superfície Pressão de Saturação / Temperatura / Composição para uma Mistura Binária Genérica	7
Figura 2.3. Diagramas de Fases para uma Mistura Binária (a) a Temperatura Constante e (b) a Pressão Constante	7
Figura 2.4. Processo de Mudança de Fase de uma Mistura de 2 Componentes	8
Figura 2.5 Diagrama de Fases do R-502, uma Mistura Azeotrópica de Pressão Máxima	13
Figura 2.6. Irreversibilidade em Um Ciclo de Refrigeração Trabalhando com (a) Substância Pura e (b) com Mistura Zeotrópica (Extraído de Rohlin, 1995)	15
Figura 2.7. Comportamentos Típicos da Relação h/h_{lv} em Função de T/T_{lv}	16
Figura 2.8. Ocorrência de “Pinch Point” em um Trocador de Calor	16
Figura 3.1. Ciclo de Refrigeração com Tubo Capilar	18
Figura 3.2. Equilíbrio Tubo Capilar – Compressor (cf. Stoecker & Jones, 1985)	20
Figura 3.3. Condições de não equilíbrio entre tubo capilar e compressor (cf. Stoecker & Jones, 1985)	21
Figura 4.1. Variáveis do modelo de simulação do tubo capilar	29
Figura 5.1. Vista Geral da Unidade Laboratorial	43
Figura 5.2. Fluxograma da Unidade Laboratorial	44
Figura 5.3. Condensador de Fluido Refrigerante (Reservatório de Baixa Pressão, à direita) e Pressurizador da Unidade Laboratorial Antiga (à esquerda)	47
Figura 5.4. Reservatório de Alta Pressão (Pressurizadores) da Unidade Laboratorial	47
Figura 5.5. Fonte de Alimentação e Transdutor de Pressão	48
Figura 5.6. Medidor Coriolis	48

Figura 5.7. Medidor de Potência	51
Figura 5.8. Cromatógrafo Gasoso	51
Figura 5.9. Esquema do Sistema de Amostragem do Cromatógrafo	52
Figura 5.10. Esquema da Válvula de Amostragem	52
Figura 5.11. Fluxograma do Sistema de Controle da Pressão nos Reservatórios de Alta Pressão	54
Figura 5.12. Vista Geral do Sistema de Controle de Pressão, com Cilindro de N ₂ , Válvula Reguladora e Cilindro Auxiliar. No Destaque Válvula Solenóide .	54
Figura 5.13. Fluxograma do Sistema de Controle da Pressão no Reservatório de Baixa Pressão	55
Figura 5.14. Vista Geral do Sistema de Controle da Pressão no Condensador (No Destaque a Válvula Solenóide na Linha de Etilenoglicol)	55
Figura 5.15. Banho de Pré-Aquecimento Para Controle do Grau de Subresfriamento	57
Figura 5.16. Fileira de Tubos Onde Foi Enrolada a Resistência de Fita	57
Figura 5.17. Fluxograma do Sistema de Controle do Grau de Subresfriamento ou do Título	58
Figura 5.18. Croqui das Conexões dos Tubos Capilares à Unidade Laboratorial	59
Figura 5.19. Conexão do Tubo Capilar à Unidade Laboratorial	59
Figura 5.20. Sistema de Tracionamento para Garantir a Retilidade da Seção de Testes	59
Figura 5.21. Tomada de Pressão	60
Figura 5.22. Croqui das Tomadas de Pressão Colocadas ao Longo dos Tubos Capilares	60
Figura 5.23. Acabamento Interno Obtido no Processo de Furação do Tubo Capilar (Ampliação de 10 vezes)	62
Figura 5.24. Croqui do Isolamento Térmico da Seção de Testes	62
Figura 5.25. Detalhe da Montagem dos Sensores, Mostrando Uma Tomada de Pressão e Dois Termopares Soldados ao Tubo Capilar	64
Figura 5.26. Vista Geral da Seção de Testes Isolada, Mostrando os Transdutores de Pressão Conectados às Tomadas de Pressão	64

Figura 6.1. Amostras para Medição dos Diâmetro dos Tubos Capilares(a) com o Projeto de Perfis e (b) por Preenchimento de Mercúrio	67
Figura 6.2. Comparação dos Resultados das Medições dos Diâmetros - Tubos TC-01 e TC-04.....	67
Figura 6.3. Comparação dos Resultados das Medições dos Diâmetros - Tubos TC-02 e TC-05	68
Figura 6.4. Comparação dos Resultados das Medições dos Diâmetro Tubos TC-03 e TC-06	68
Figura 6.5. Levantamentos do Fator de Atrito e da Rugosidade Relativa - Tubo TC-01 ..	70
Figura 6.6. Levantamentos do Fator de Atrito e da Rugosidade Relativa - Tubo TC-03 ..	70
Figura 6.7. Levantamentos do Fator de Atrito e da Rugosidade Relativa - Tubo TC-05 ..	71
Figura 6.8. Avaliação das Perdas do Trocador de Calor para Escoamento de R-410A	75
Figura 6.9. Avaliação das Perdas do Trocador de Calor para Escoamento de R-407C	75
Figura 6.10. Curvas de Pressão de Evaporação e Vazão Mássica em Função do Tempo de Ensaio	77
Figura 6.11. Curva de Vazão Mássica em Função da Pressão de Evaporação	77
Figura 6.12. Pressão na Entrada do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada	82
Figura 6.13. Pressão na Saída do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada	82
Figura 6.14. Temperatura na Entrada do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada	83
Figura 6.15. Vazão Mássica no Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada	83
Figura 6.16. Pressão na Entrada do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Saturada	84
Figura 6.17. Vazão Mássica no Tubo Capilar Durante de um Ensaio Típico com Entrada Saturada	84
Figura 6.18. Potência Elétrica Fornecida à Resistência de Fita Durante um Ensaio Típico com Entrada Saturada	85
Figura 6.19. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$ (Fluido Subresfriado na Entrada)	90

Figura 6.20. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$ (Fluido Subresfriado na Entrada)	90
Figura 6.21. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$ (Fluido Saturado na Entrada)	91
Figura 6.22. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ (Fluido Saturado na Entrada)	91
Figura 6.23. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sub} = 1,5^{\circ}\text{C}$, Evidenciando Ocorrência de Atraso de Vaporização	92
Figura 6.24. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sub} = 5,5^{\circ}\text{C}$, Sem Ocorrência de Atraso de Vaporização	92
Figura 6.25. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$ e $x_{ent} = 0,00$	93
Figura 6.26. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ e $x_{ent} = 0,04$	93
Figura 6.27. Região de Ocorrência de Atraso de Vaporização da Fig. 6.21 Ampliada, Mostrando Trechos de Escoamento Metaestável e de Escoamento em Não-Equilíbrio	94
Figura 6.28. Efeito do Grau de Subresfriamento na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A	97
Figura 6.29. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A - Condições de Entrada Subresfriada	97
Figura 6.30. Efeito do Título na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A	98
Figura 6.31. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A - Condições de Entrada Saturada	98
Figura 6.32. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$ (Fluido Subresfriado na Entrada)	106
Figura 6.33. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$ (Fluido Subresfriado na Entrada)	106
Figura 6.34. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$ (Fluido Saturado na Entrada)	107
Figura 6.35. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ (Fluido Saturado na Entrada)	107
Figura 6.36. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sub} = 5,5^{\circ}\text{C}$, Evidenciando Ocorrência de Atraso de Vaporização	108
Figura 6.37. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$ e $x_{ent} = 0,04$	108

Figura 6.38. Efeito do Grau de Subresfriamento na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C	109
Figura 6.39. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C - Condições de Entrada Subresfriada	109
Figura 6.40. Efeito do Título na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C	110
Figura 6.41. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C - Condições de Entrada Saturada	110
Figura 6.42. Comparação dos Perfis de Temperatura para R-410A e R-407C Condições de Entrada Subresfriada	112
Figura 6.43. Comparação dos Perfis de Pressão Adimensional para R-410A e R-407C Condições de Entrada Subresfriada	112
Figura 6.44. Comparação dos Perfis de Temperatura para R-410A e R-407C Condições de Entrada Saturada	113
Figura 6.45. Comparação dos Perfis de Pressão Adimensional para R-410A e R-407C Condições de Entrada Saturada	113
Figura 6.46. Efeito do Diâmetro na Vazão Mássica do Tubo Capilar	115
Fig. 6.47. Efeito do Comprimento na Vazão Mássica do Tubo Capilar	115
 Figura 7.1. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Silvares et al. e os dos Modelos de Simulação	119
Figura 7.2. Distribuição dos Desvios entre Valores Experimentais de Vazão Mássica de Silvares et al. e os dos Modelos de Simulação	119
Figura 7.3. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Kuhel & Goldschmidt e os dos Modelos de Simulação, Sem Considerar Atraso de Vaporização	121
Figura 7.4. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Kuhel & Goldschmidt e os dos Modelos de Simulação, Considerando o Atraso de Vaporização	121
Figura 7.5. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada	128

Figura 7.6. Distribuição dos Desvios Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada	128
Figura 7.7. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada	129
Figura 7.8. Distribuição dos Desvios Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada	129
Figura 7.9. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-410A e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada	130
Figura 7.10. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-410A Sem Atraso de Vaporização e os Calculados pelos Modelos de Simulação	130
Figura 7.11. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-410A e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada	131
Figura 7.12. Comparação Entre o Perfil de Pressão Experimental para o R-410A e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada	131
Figura 7.13. Exemplo de Avaliação da Variação entre a Pressão de Saturação Teórica e a de Início de Vaporização (Δp_{sat})	134
Figura 7.14. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação Levando em Conta o Atraso de Vaporização	134
Figura 7.15. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-407C com os Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada	144
Figura 7.16. Distribuição dos Desvios Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e dos Modelos de Fases Separadas e Homogêneo - Condição de Entrada Subresfriada	144

Figura 7.17. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-407C com os Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada	145
Figura 7.18. Distribuição dos Desvios Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e dos Modelos de Fases Separadas e Homogêneo - Condição de Entrada Saturada	145
Figura 7.19. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-407C e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada	146
Figura 7.20. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-407C e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada	146
Figura 7.21. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-407C e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada	147
Figura 7.22. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-407C e os dos Modelos de Simulação Levando em Conta o Atraso de Vaporização	147
Figura 7.23. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,05$ m ...	161
Figura 7.24. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,30$ m ...	161
Figura 7.25. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m ...	162
Figura 7.26. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,30$ m ...	162
Figura 7.27. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m ...	163
Figura 8.1. Vazão Mássica em Função do Grau de Subresfriamento na Entrada do Tubo Capilar para Temperatura de Condensação de 40°C	167
Figura 8.2. Vazão Mássica em Função do Título na Entrada do Tubo Capilar para Temperatura de Condensação de 40°C	167

Figura 8.3. Comparação entre as vazões mássicas do HCFC 22 e do R-407C em Função da Temperatura de Condensação	168
Figura 8.4. Relação de Vazões entre o R-407C e HCFC 22	168
Figura 8.5. Comparação entre as vazões mássicas do HCFC 22 e do R-410A em Função da Temperatura de Condensação	169
Figura 8.6. Relação de Vazões entre o R-407C e HCFC 22	169
Figura 8.7. Pressão de Saturação em Função da Temperatura para os Diversos Fluidos	170
Figura 8.8. Vazão Mássica em Função do Grau de Subresfriamento na Entrada do Tubo Capilar para Pressão de Condensação de 1500 kPa	170
Figura 8.9. Vazão Mássica em Função do Título na Entrada do Tubo Capilar para Pressão de Condensação de 1500 kPa.....	171
Figura 8.10. Comparação dos Perfis de Título ao Longo do Tubo Capilar para a Pressão de Condensação de 1500 kPa e a Vazão Mássica de 50,0 kg/h	171
Figura 8.11. Comparação dos Perfis de Fração de Vazio ao Longo do Tubo Capilar para a Pressão de Condensação de 1500 kPa e a Vazão Mássica de 50,0 kg/h	172
Figura 8.12. Comprimento de Tubo Capilar Necessário em Função da Temperatura de Condensação	172

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
C	Número de componentes da mistura
C_c	Coefficiente de contração, adimensional
c_p	Calor específico a pressão constante, kJ/kg.°C
d	Diâmetro, m
D	Coefficiente de Interação para cálculo da tensão superficial, N.m
$DMLT$	Diferença Média Logarítmica de Temperatura, °C
F	Número de fases da mistura
f	Fator de atrito de Darcy, adimensional
G	Fluxo mássico ou vazão mássica por unidade de área, kg/m ² .s
$\bar{G}$	Função de Gibbs molar parcial, kJ/kmol
$G^2.M_F$	Fluxo de quantidade de movimento, Pa
h	Entalpia específica, kJ/kg
h_c	Coefficiente de transferência de valor por convecção, W/m ² .°C
k	Condutividade térmica, W/m.°C
L	Comprimento, m
$\dot{m}$	Vazão Mássica, kg/s (kg/h)
p	Pressão, kPa (bar)
$\left(\frac{dp}{dz} F \right)$	Perda de carga devida ao atrito, Pa/m
$\left(\frac{dp}{dz} a \right)$	Perda de carga devida à aceleração, Pa/m
$\dot{Q}$	Calor transferido por unidade de tempo, W
s	Entropia específica, kJ/kg.°C
S	Taxa de deslizamento, adimensional;
T	Temperatura, °C (K)
ΔT_{sat}	Banda de variação de temperatura de saturação, °C (K)
u	Velocidade da fase líquida ou vapor no escoamento bifásico, m/s
UA'	Coefficiente global de transferência de calor por unidade de comprimento, W/m.°C
V	Variância da mistura; velocidade, m/s
v	Volume específico, m ³ /kg
x	Título, adimensional

$\dot{W}$	Potência, W
y	Fração molar, adimensional
z	Posição, m

Grupos Adimensionais

Re	Número de Reynolds, $\frac{4\dot{m}}{\pi d \mu}$
Pr	Número de Prandtl, $\frac{\mu c_p}{k}$
We	Número de Weber, $\frac{G^2 d_{tc} v_l}{\sigma}$

Letras Gregas

α	Fração de vazio, adimensional
β	Título volumétrico, adimensional
ε	Rugosidade absoluta, m
ϕ^2	Multiplicador bifásico, adimensional
μ	Potencial químico, kJ/kmol; viscosidade dinâmica, Pa.s
ρ	Densidade, kg/m ³
σ	Relação de áreas, adimensional; tensão superficial, N.m

Índices

0	Referência
1, 2, ...	Fase da mistura
A, B, ...	Componente da mistura
<i>abs</i>	Absoluta
<i>amb</i>	Ambiente
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>bif</i>	Bifásico
<i>C</i>	Crítico
<i>calc</i>	Calculada

<i>cond</i>	Condensador, condensação
<i>ent</i>	Entrada
<i>evap</i>	Evaporador, evaporação
<i>exp</i>	Experimental
<i>hx</i>	Trocador de Calor
<i>i</i>	I-ésimo ponto
<i>l</i>	Líquido
<i>lo</i>	Somente líquido
<i>lv</i>	Líquido-vapor (vaporização)
<i>n</i>	N-ésimo ponto
<i>p</i>	Parede
<i>rel</i>	Relativa
<i>sai</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturação, saturado
<i>sub</i>	Subresfriamento, subresfriado
<i>v</i>	Vapor

RESUMO

Este trabalho apresenta os resultados da pesquisa “Análise do Escoamento de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao HCFC 22 em Tubos Capilares Adiabáticos”, desenvolvida para obtenção do título de Doutor em Engenharia no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP. Essa pesquisa foi motivada pelas resoluções do Protocolo de Montreal, que prevêm a eliminação gradativa do HCFC 22 e, conseqüentemente, impõem a necessidade da realização de estudos sobre o comportamento de fluidos alternativos ecologicamente aceitáveis nos sistemas de refrigeração e seus componentes. Até o momento, as pesquisas e as referências bibliográficas indicam a utilização de misturas zeotrópicas e quase-azeotrópicas como a melhor alternativa para substituição do HCFC 22.

Desta forma, foi realizado um extenso levantamento experimental do escoamento do R-407C (uma mistura zeotrópica) e do R-410A (uma mistura quase-azeotrópica) através de tubos capilares, em uma unidade laboratorial construída para essa finalidade. Esse levantamento, realizado para condições de entrada subresfriada e saturada, caracterizou a influência destes fluidos refrigerantes e dos diversos parâmetros operacionais e geométricos no comportamento do tubo capilar em sistemas de refrigeração.

Foram desenvolvidos dois modelos (fases separadas e homogêneo) para a modelagem matemática do escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares, a fim de verificar o efeito do tipo de escoamento adotado nessa modelagem. A validação dos programas de simulação desenvolvidos, tanto para os dados experimentais obtidos no presente trabalho quanto para dados de literatura, mostra que os dois modelos podem ser utilizados para essa modelagem, apresentando desvios semelhantes em relação aos dados experimentais. A fim de aprimorar os modelos, é necessária a realização de estudos mais aprofundados sobre o atraso de vaporização e a ocorrência de bloqueio na saída do tubo capilar.

Por fim, foi realizado um estudo numérico comparativo do desempenho do HCFC 22 e dos alternativos R-407C e R-410A, que indicou que o primeiro é adequado tanto para o “retrofit” de equipamentos existentes quanto para utilização em novos equipamentos, enquanto que o segundo deve ser utilizado apenas em novos equipamentos.

ABSTRACT

This work presents the results of the research activities on the “Analysis of HCFC 22 Alternatives Flow Through Adiabatic Capillary Tubes”, developed at the Mechanical Engineering Department of Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Such research was motivated by the resolutions of Montreal Protocol, which imposes gradational elimination of several refrigerants, among them HCFC 22. This leads to the necessity of carrying out studies on the behaviour of ecologically acceptable refrigerants in refrigeration systems and components.

So far, researches and literature indicate the usage of zeotropic and near azeotropic refrigerant mixtures as the best alternative to HCFC 22. Therefore, it was performed an extensive experimental survey on R-407C (a zeotropic mixture) and R-410A (a near azeotropic mixture) flow through capillary tubes.

Such survey, which was carried out for both subcooled and two-phase inlet conditions, characterised the influence of these refrigerants, as well as the several operating and geometric parameters on the behaviour of capillary tubes used in refrigeration systems.

In order to analyse the effect of different approaches for two-phase flow, it was developed two models (separated flow model and homogeneous model) for mathematical simulation of refrigerant flow through adiabatic capillary tubes. Models validation using both experimental and literature data shows that the two models are suitable for such simulation, with the same error level in relation to experimental data. It was also noticed that it is necessary to perform more comprehensive studies on the delay of vaporisation and capillary tube outlet shocking flow phenomena.

Finally, it was performed a comparative study on the performance of HCFC 22, R-407C and R-410A, which indicates that R-407C is suitable both for retrofitting actual equipment and for new ones, while R-410A is suitable only for new equipment.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO E

OBJETIVOS

Durante as décadas de '50, '60 e '70, acumularam-se evidências ligando os compostos halogenados, dentre eles os fluidos refrigerantes, à redução da camada de ozônio estratosférica. Essas evidências culminaram na assinatura do Protocolo de Montreal em 1987, visando à eliminação total dessas substâncias. Este protocolo, revisado nos encontros de seus signatários em Londres (1990), Copenhague (1992) e Viena (1995), estabeleceu um cronograma para essa eliminação.

Um dos compostos halogenados a ser eliminado é o HCFC 22, utilizado principalmente em sistemas de ar condicionado e bombas de calor, para o qual foi estabelecido um cronograma de eliminação mostrado na Fig. 1.1 (cf. IIR, 1996).

As pesquisas, até o momento, não encontraram uma substância pura da família dos fluorcarbonos que pudesse ser utilizada para a substituição do HCFC 22 sem a necessidade de grandes modificações no projeto dos sistemas de pequeno porte atuais. A solução técnica mais adequada no momento para essa família de equipamentos é a utilização de misturas de fluidos refrigerantes zeotrópicas ou quase azeotrópicas.

Um levantamento feito pelo International Institute of Refrigeration (IIR, 1998) mostrou que os fabricantes de compressores e de unidades de ar condicionado de pequeno e médio porte estão utilizando, como alternativa ao HCFC 22, principalmente o R-407C, uma mistura zeotrópica de HFC 32, HFC 125 e HFC 134a (23% / 25% / 52% em base mássica), o R-410A, uma mistura quase azeotrópica de HFC 32 e HFC 125 (50% / 50% em base mássica) e o HFC 134a (uma substância pura), esta última para algumas faixas específicas de operação.

Figura 1.1. Cronograma de Eliminação do HCFC 22
(Protocolo de Montreal – Revisão de Viena, 1995)

O uso dessas misturas requer novos estudos experimentais e numéricos a fim de avaliar como elas afetam o desempenho dos ciclos de refrigeração, bem como o projeto dos componentes do ciclo. Nesse sentido, o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos (o dispositivo de expansão utilizado em aparelhos de ar condicionado de pequeno porte) utilizando misturas não azeotrópicas é um assunto de particular interesse.

1.1. OBJETIVOS DO TRABALHO E JUSTIFICATIVA

As resoluções do Protocolo de Montreal que prevêm a eliminação gradativa do HCFC 22 impõem a necessidade da realização de estudos sobre o comportamento de fluidos alternativos ecologicamente aceitáveis nos sistemas de refrigeração.

Para se promover às modificações requeridas nos equipamentos de ar condicionado compactos que atualmente utilizam o HCFC 22, é necessário o conhecimento dos

fenômenos associados ao escoamento de misturas, em particular as misturas zeotrópicas, em tubos capilares.

Nos levantamentos bibliográficos realizados durante o desenvolvimento de estudos correlatos (tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, modelagem e simulação de ciclos de refrigeração), verificou-se que foram realizados diversos trabalhos relacionados com o desempenho global dos equipamentos com os fluidos alternativos ao HCFC 22. Contudo, foram encontrados pouquíssimos resultados de estudos específicos sobre o desempenho do tubos capilares com essas misturas.

Este estudo visa fornecer subsídios à comunidade industrial neste processo de substituição do HCFC 22. Pretende-se dar continuidade às pesquisas sobre refrigeração e sobre o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, iniciada com os trabalhos de Paiva et al. (1992; 1994a; 1994b; 1995a; 1995b; 1996), Peixoto (1994), Fiorelli (1995), Fiorelli e Silvares (1995; 1996a; 1996b) e Paiva (1997).

Assim, o objetivo básico do trabalho de pesquisa ora proposto é a análise do escoamento de misturas de fluidos refrigerantes alternativas ao HCFC 22 em tubos capilares. Para tanto, foram realizados levantamentos experimentais e desenvolvidos modelos matemáticos (homogêneo e de fases separadas) para dimensionamento e simulação de tubos capilares com escoamento de misturas, que foram implementados em rotinas computacionais validadas com os dados experimentais obtidos.

No estudo, serão utilizados os fluidos refrigerantes R-410A e R-407C. O HFC 134a, outro possível substituto, já foi estudado nos trabalhos anteriores (cf. referências citadas). Para realização dos levantamentos experimentais, foi parcialmente reutilizada uma bancada para ensaio de tubos capilares existente na EPUSP, que foi reprojeta e reconstruída a fim de se adequar às exigências do presente trabalho.

Equation Section 2.1 **Capítulo 2**

CONSIDERAÇÕES SOBRE O USO DE MISTURAS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

A idéia de se utilizar uma mistura de fluidos em sistemas de refrigeração surgiu quase que junto com os próprios sistemas de refrigeração. Nagengast (1989) e Dowing (1989) apresentam históricos sobre o desenvolvimento dos sistemas de refrigeração e mostram que diversos pesquisadores propuseram a utilização de misturas. O primeiro a propor um sistema de compressão a vapor utilizando misturas foi R. Pictet em 1888 (cf. Schulz, 1985).

O objetivo de se misturar dois ou mais fluidos refrigerantes é a obtenção de uma mistura que apresente uma ou mais características ou propriedades desejadas, como, por exemplo, uma elevada capacidade de refrigeração, menor pressão de condensação ou melhor miscibilidade do óleo lubrificante no refrigerante.

Na atual conjuntura, outro objetivo de se misturar refrigerantes é obter alternativas aos fluidos refrigerantes que estão sendo eliminados pelo Protocolo de Montreal. Por meio da utilização de misturas, pode-se ajustar as propriedades destes alternativos para que sejam o mais próximo possível das do fluido a ser substituído.

O objetivo deste capítulo é apresentar alguns conceitos associados a misturas que serão utilizados ao longo do trabalho.

2.1. MISTURAS E SOLUÇÕES

O primeiro aspecto importante é a diferenciação do conceito de mistura e de solução. *Mistura* é a associação de duas ou mais substâncias em proporções arbitrárias e que podem ser separadas por meios mecânicos ou físico-químicos. Já *solução* é uma mistura de dois ou mais componentes que não podem ser separados por meios mecânicos, mas somente físico-químicos. Nesse sentido, as assim chamadas misturas de fluidos refrigerantes são, na

verdade, soluções. Porém, ao longo do texto, será utilizado o termo mistura de fluidos refrigerantes por ser mais abrangente, a fim de se manter consistência com as referências bibliográficas recuperadas.

As propriedades termodinâmicas e de transporte de um sistema contendo uma mistura de fluidos refrigerantes requer o conhecimento de um certo número de propriedades intensivas independentes dado pela Regra das Fases de Gibbs (cf. Van Wylen et al., 1995):

$$F + V = C + 2 \quad (2.1)$$

onde F é o número de fases presentes, V é a variância ou o número de propriedades intensivas independentes necessárias para definir completamente o estado do sistema e C , o número de componentes presentes. Por exemplo, para uma substância pura monofásica como o HCFC 22 e HFC 134a tem-se que $F = 1$ e $C = 1$ e, portanto, $V = 2$, enquanto que, para uma substância pura bifásica $F = 2$, $C = 1$ e $V = 1$.

Já para uma mistura de dois componentes como o R-410A, tem-se que $F = 1$ e $C = 2$, e conseqüentemente $V = 3$ para a mistura monofásica, enquanto que, para a mistura bifásica, tem-se $F = 2$, $C = 2$ e $V = 2$.

Por sua vez, uma mistura de três componentes (caso do R-407C) tem-se $V = 4$ para mistura monofásica e $V = 3$ para mistura bifásica.

Nos casos em que $V > 2$, além da pressão e da temperatura, utilizam-se, em geral, propriedades que forneçam informações sobre a composição da mistura, como, por exemplo, a fração molar dos componentes.

2.2. COMPORTAMENTO LÍQUIDO-VAPOR DE MISTURAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES

Quando uma substância pura sofre um processo de mudança de fase líquido-vapor, a temperatura (ou a pressão) permanece constante durante a mudança, desde que a pressão (ou a temperatura) também permaneça constante. A relação entre a pressão e a temperatura no processo é dada pela curva de pressão de saturação, mostrada na Fig. 2.1 para o HCFC 22.

Quando se tem uma mistura de fluidos refrigerantes sofrendo um processo de mudança de fase, passa a existir uma dependência entre a composição de cada fase e a

pressão de saturação numa dada temperatura (ou a temperatura de saturação numa dada pressão). Como durante o processo de mudança de fases a composição das fases líquida e vapor é diferente, haverá uma variação da pressão (ou temperatura) de saturação durante o processo. Assim a região de saturação no espaço $p_{sat} \times T_{sat} \times$ composição tem o aspecto semelhante ao mostrado na Fig. 2.2. Nela pode-se ver, à direita e à esquerda, as curvas de $p_{sat} \times T_{sat}$ para as substâncias puras A e B que compõem a mistura. As superfícies formadas dividem o espaço em três partes: a superior, onde se tem líquido subresfriado; a inferior, onde se tem o vapor superaquecido, e a região interna às duas superfícies, que corresponde à região bifásica. As duas superfícies correspondem aos pontos de vapor saturado (superfície inferior) e líquido saturado (superfície superior).

A Figs. 2.3a e 2.3b mostram os cortes, numa dada pressão e numa dada temperatura da superfície da Fig. 2.2. Esses cortes são chamados de diagrama de fases. As curvas mostradas nestas figuras, correspondentes aos cortes das superfícies da Fig. 2.2, são respectivamente as curvas de pressão (ou temperatura) de bolha e pressão (ou temperatura) de gota.

A **temperatura (ou pressão) de bolha** corresponde ao ponto em que se forma a primeira bolha de vapor no líquido. Analogamente, a **temperatura (ou pressão) de gota** é a temperatura (ou pressão) na qual se forma a primeira gota de líquido no vapor. A diferença entre a temperatura de bolha e a temperatura de gota de uma mistura é chamada de **banda de variação de temperatura de saturação** (ΔT_{sat}). A extensão desta banda é função da composição e da pressão na qual uma mistura se encontra.

Figura 2.1. Curva de Pressão de Saturação em Função da Temperatura para o HCFC 22

Figura 2.2. Superfície Pressão de Saturação / Temperatura / Composição para uma Mistura Binária Genérica

Figura 2.3. Diagramas de Fases para uma Mistura Binária (a) a Temperatura Constante e (b) a Pressão Constante

A Fig. 2.4 mostra o que ocorre em um processo de vaporização de uma mistura de dois componentes genéricos. Partindo do ponto 1, o líquido subresfriado é aquecido a pressão constante até atingir o ponto 2, onde se atinge a condição de saturação e se forma a primeira bolha de vapor no interior do líquido. Essa primeira bolha de vapor formada tem uma composição diferente da composição nominal da mistura. Isso se deve à volatilidade diferenciada dos componentes da mistura.

À medida que o processo prossegue, a composição das fases líquida e vapor vai variando. Num dado ponto 3 intermediário, tanto a composição do líquido quanto a do vapor são diferentes da composição nominal da mistura. No ponto 4 tem-se a vaporização da última gota de líquido ainda presente. Nesse ponto, o vapor saturado tem a composição nominal da mistura. Finalmente, o processo continua até o ponto 5, onde se tem vapor superaquecido.

Figura 2.4. Processo de Mudança de Fase de uma Mistura de 2 Componentes

2.3. EQUILÍBRIO DE FASES PARA MISTURAS

A condição geral de equilíbrio para uma mistura multifásica e multicomponente numa dada pressão e temperatura é que o potencial químico de cada componente seja o mesmo em todas as fases. Por exemplo, para uma mistura bifásica de dois componentes (como o R-410A) a condição de equilíbrio é:

$$\begin{aligned}\mu_A^1 &= \mu_A^2 \\ \mu_B^1 &= \mu_B^2\end{aligned}\tag{2.2}$$

Sabe-se que o potencial químico de um componente é igual à função de Gibbs molar parcial desse componente na mistura, ou seja:

$$\mu_j^i = \bar{G}_j^i\tag{2.3}$$

Desta forma, as Eqs. (2.2) podem ser reescritas como:

$$\begin{aligned}\bar{G}_A^1 &= \bar{G}_A^2 \\ \bar{G}_B^1 &= \bar{G}_B^2\end{aligned}\tag{2.4}$$

Introduzindo a definição de fugacidade de um componente na mistura

$$d\bar{G}_A = \bar{R}Td(\ln \bar{f}_A)_T\tag{2.5}$$

com o requisito

$$\lim_{p \rightarrow 0} (\bar{f}_A / y_A p) = 1\tag{2.6}$$

nas Eqs. (2.4) resulta uma forma alternativa de expressar a condição de equilíbrio da mistura:

$$\begin{aligned}\bar{f}_A^1 &= \bar{f}_A^2 \\ \bar{f}_B^1 &= \bar{f}_B^2\end{aligned}\tag{2.7}$$

Ou seja, no equilíbrio tem-se que a fugacidade de um dado componente será a mesma em todas as fases presentes.

O interesse em se estabelecer as condições de equilíbrio de uma mistura é o de se avaliar a sua composição em cada uma das fases presentes a partir das propriedades das substâncias puras que compõem o sistema. Para tanto, é necessário utilizar um modelo para cada fase da mistura. Os dois modelos mais comuns são o de Solução Ideal e a Regra de Raoult-Gás Perfeito.

2.3.1. O MODELO DE SOLUÇÃO IDEAL

Neste modelo, admite-se que a fugacidade de um componente na mistura é expresso como o produto da fração molar do componente e a fugacidade do componente puro na mesma fase da mistura e com a mesma pressão e temperatura da mistura. Por exemplo, para o componente A de uma mistura bifásica tem-se:

$$\begin{aligned}\bar{f}_A^1 &= y_A^1 f_A^1 \\ \bar{f}_A^2 &= y_A^2 f_A^2\end{aligned}\tag{2.8}$$

Desta forma, podem-se reescrever as condições de equilíbrio como

$$\begin{aligned}y_A^1 f_A^1 &= y_A^2 f_A^2 \\ y_B^1 f_B^1 &= y_B^2 f_B^2\end{aligned}\tag{2.9}$$

Tem-se ainda que as somas das frações molares de cada fase devem ser igual a 1, ou seja:

$$\begin{aligned}y_A^1 + y_B^1 &= 1 \\ y_A^2 + y_B^2 &= 1\end{aligned}\tag{2.10}$$

Para uma dada pressão e temperatura, as fugacidades podem ser calculadas e, desta forma, as Eqs. (2.9) e (2.10) formam um sistema de quatro equações e quatro incógnitas que permite determinar as composições das duas fases da mistura.

2.3.2. A REGRA DE RAOULT-GÁS PERFEITO

Este modelo é um caso particular do modelo de solução ideal, no qual são admitidas duas hipóteses simplificadoras para a fase líquida:

1. a fugacidade de um componente puro na fase líquida de uma mistura numa dada p e T é igual à fugacidade deste componente saturado na mesma T e na sua pressão de saturação correspondente, ou seja:

$$\begin{aligned} f_A^l &= f_A^{sat} \\ f_B^l &= f_B^{sat} \end{aligned} \quad (2.11)$$

2. o vapor saturado deste componente se comporta como gás perfeito a T e p^{sat} , ou seja

$$\begin{aligned} f_A^l &= p_A^{sat} \\ f_B^l &= p_B^{sat} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Para a fase vapor, por sua vez, é admitido que os componentes puros se comportam como gases perfeitos a T e p e, desta forma

$$\begin{aligned} f_A^v &= p \\ f_B^v &= p \end{aligned} \quad (2.13)$$

Substituindo as Eqs. (2.12) e (2.13) em (2.9) e (2.10) resulta na Regra de Raoult-Gás Perfeito:

$$\begin{aligned} y_A^l p_A^{sat} &= y_A^v p \\ y_B^l p_B^{sat} &= y_B^v p \\ y_A^l + y_B^l &= 1 \\ y_A^v + y_B^v &= 1 \end{aligned} \quad (2.14)$$

A partir desse sistema de equações, é possível determinar as composições das fases líquida e vapor da mistura e conseqüentemente as curvas de temperatura de bolha e de gota. Este resultado pode ser facilmente estendido para uma mistura de três componentes, caso do R-407C.

2.4. MISTURAS ZEOTRÓPICAS, AZEOTRÓPICAS E QUASE-AZEOTRÓPICAS

O comportamento mostrado nas Figs. 2.2 a 2.4 é o comportamento normal da maioria das misturas binárias de fluidos refrigerantes, no qual os desvios em relação à Regra de Raoult-Gás Perfeito são pequenos. Essas são as chamadas *misturas zeotrópicas* (também conhecidas como *misturas não azeotrópicas*), que apresentam variações significativas na composição das fases e na temperatura de saturação durante o processo de condensação ou evaporação a pressão constante. Um exemplo é a mistura de HC-290 e HC-600a mostrada na Fig. 2.3.

Existem algumas misturas, contudo, que apresentam grandes desvios em relação à Regra de Raoult-Gás Perfeito, provavelmente devido a diferenças de polaridade das moléculas (cf. Schulz, 1985). Elas apresentam, em determinadas condições, a mesma composição nas fases líquida e vapor e, desta forma, comportam-se como uma substância pura, não apresentando variação de temperatura de saturação. Estas são chamadas de *misturas azeotrópicas*. Essas misturas azeotrópicas podem ser de dois tipos: de pressão máxima, para a qual a pressão na qual a mistura é azeotrópica é maior que as pressões de mudança de fase para as demais concentrações, ou de pressão mínima, para a qual ocorre o comportamento inverso (a pressão da mistura azeotrópica menor é que as demais pressões de mudança de fase). Existem diversas misturas azeotrópicas atualmente em uso comercial, sendo a mais conhecida o R-502, uma mistura do HCFC-22 e do CFC-115, que foi banida juntamente com o CFC-12. A Fig. 2.5 mostra o diagrama de fases dessa mistura azeotrópica de pressão máxima. Pode-se verificar que a composição na qual a mistura é azeotrópica é 65% de HCFC 22 e 35% de CFC 115

Por fim, existem algumas misturas que não chegam a apresentar o comportamento de mistura azeotrópica mas ficam muito próximo disso, apresentando em determinadas condições variações de temperatura de saturação muito pequenas (menores que 1°C). Essas são as *misturas quase-azeotrópicas*. O R-410A, a mistura binária que será utilizada neste trabalho e que apresenta uma variação de temperatura de saturação da ordem de 0,1°C, é um bom exemplo desse tipo de mistura (alguns autores inclusive consideram o R-410A uma mistura azeotrópica devido a essa variação tão pequena).

Figura 2.5 Diagrama de Fases do R-502, uma Mistura Azeotrópica de Pressão Máxima

2.5. VANTAGENS E DESVANTAGENS DO USO DE MISTURAS ZEOTRÓPICAS EM CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

Diversos trabalhos apresentam considerações sobre a utilização de misturas zeotrópicas em ciclos de refrigeração, podendo-se destacar Schulz (1985), Didion & Bivens (1990), Muir (1994), Cavallini (1994), Menzer & Muir (1996), Cohen & Groll (1996) e Rohlin (1996). Um ponto comum desses artigos é a discussão sobre as vantagens e desvantagens da utilização dessas misturas.

A utilização de misturas zeotrópicas traz duas grandes vantagens. A primeira é o aumento da possibilidade de se encontrar fluidos refrigerantes alternativos adequados para a substituição daqueles que estão sendo eliminados pelas imposições do Protocolo de Montreal. Outra vantagem do uso adequado de misturas zeotrópicas em sistemas de refrigeração é o de permitir a otimização do desempenho devido aos aspectos intrínsecos dessas misturas: a variação de temperatura de saturação e a diferença de composição das fases líquida e vapor durante o processo de mudança de fase.

Esse aumento de desempenho pode se dar devido a dois aspectos: pela adequação da variação de temperatura de saturação da mistura à variação de temperatura dos fluidos de aquecimento e de resfriamento com os quais o refrigerante troca calor, ou pela variação sazonal da composição da mistura que circula no ciclo. A adequação das variações de

temperatura leva a uma diminuição das irreversibilidades nos trocadores. Além disso, essa adequação leva a uma redução no ΔT do ciclo, o que reduz o trabalho de compressão para uma dada capacidade de refrigeração. Isso pode ser visualizado na Fig. 2.6, que mostra a irreversibilidade do ciclo para uma substância pura e para uma mistura com adequação da variação de ΔT_{sat} . Pode-se verificar que no segundo caso esta irreversibilidade é menor que no primeiro.

Já a variação sazonal tem por objetivo adequar a composição da mistura (e conseqüentemente as temperaturas de condensação e/ou de evaporação) às condições climáticas. Através dessa adequação, é possível otimizar o desempenho do ciclo de refrigeração por meio de uma redução no consumo de potência no compressor. A idéia é promover um **fracionamento da mistura** (variação da composição devida à evaporação preferencial do componente mais volátil, ou condensação preferencial do componente menos volátil) mediante a colocação de dois acumuladores de líquido no ciclo (um após o evaporador e outro após o condensador) para acumular de forma diferenciada um dos componentes da mistura (o mais ou menos volátil, conforme o caso e a condição externa). Esse fracionamento provocará uma variação das temperaturas e pressões de mudança de fase, promovendo a adequação de temperaturas desejada.

Esse fracionamento, no entanto, pode também ser uma desvantagem. Durante o processo de carga do ciclo de refrigeração, ou na eventualidade de um vazamento, essa variação da composição pode reduzir significativamente o desempenho do equipamento ou, então, tornar a mistura inflamável, dado que muitos dos componentes usados nessas misturas são inflamáveis. Mesmo no caso da variação sazonal, se esta não for adequadamente dimensionada, pode ser mais danosa que benéfica. A questão da inflamabilidade da mistura é importante e, em certos países, como nos Estados Unidos, ela representa um entrave à aplicação de certas misturas como refrigerante.

Outro problema na utilização de misturas zeotrópicas é a degradação da transferência de calor durante os processos de mudança de fase. Conforme Cavallini (1994), durante a condensação, cria-se uma resistência adicional à transferência de massa no processo de liquefação devido ao acúmulo do componente mais volátil na interface líquido-vapor. Essa resistência adicional é responsável pela redução dos coeficientes de troca de calor das misturas em relação às substâncias puras nas mesmas condições.

Figura 2.6. Irreversibilidade em um Ciclo de Refrigeração Trabalhando com (a) Substância Pura e (b) com Mistura Zeotrópica (Extraído de Rohlin, 1995)

Ainda segundo Cavallini, na transferência de calor durante a evaporação, a perda do superaquecimento na parede, associada à resistência adicional já comentada, são responsáveis por uma degradação nas taxas de transferência de calor quando comparadas às das substâncias puras. Além disso, quando se misturam dois refrigerantes, a condutividade térmica da mistura líquida resultante é menor que a prevista pela interpolação linear da condutividade dos componentes, enquanto que a viscosidade resultante é maior. Esse comportamento resulta numa redução adicional nas taxas de transferência de calor.

Uma terceira desvantagem está ligada ao fato de que a mudança de composição do líquido e do vapor durante os processos de mudança de fase faz com que a derivada parcial $\partial(h/h_{lv})/\partial(T/T_{lv})$ tenha um desvio em relação ao comportamento de uma substância pura, representado pela linha reta mostrada na Fig. 2.7. Esse desvio pode ter um maior crescimento da derivada parcial na fase inicial (tipo 1) ou na fase final (tipo 2). Se esse desvio for muito grande, isto pode levar ao surgimento de “pinch points” nos trocadores de calor, como mostrado na Fig. 2.8. Esse comportamento reduz a efetividade dos trocadores de calor e, conseqüentemente, o desempenho do ciclo. Com relação a este aspecto, tanto o R-410A quanto o R-407C, apesar de serem misturas, apresentam um comportamento próximo ao de uma substância pura.

Figura 2.7. Comportamentos Típicos da Relação h/h_{lv} em Função de T/T_{lv}

Figura 2.8. Ocorrência de “Pinch Point” em um Trocador de Calor

Capítulo 3

DESENVOLVIMENTOS RECENTES NA MODELAGEM DE TUBOS CAPILARES

3.1. INTRODUÇÃO

O Grupo de Pesquisas em Refrigeração, Ar Condicionado e Conforto Térmico do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (PME-EPUSP) vem desenvolvendo há alguns anos trabalhos de pesquisa, particularmente na área de tubos capilares. Um desses trabalhos foi a “Análise do Escoamento de Refrigerantes e da Transferência de Calor em Tubos Capilares Utilizados como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração” (Silvares et al., 1996), desenvolvido no âmbito do Convênio de Pesquisa firmado entre a Multibrás S.A. Eletrodomésticos e o PME-EPUSP em 1991. Para tanto, foi montada, nas dependências do Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP, uma unidade laboratorial para estudo de tubos capilares.

Fruto deste convênio, foram elaboradas duas teses de Doutorado na área de tubos capilares (Peixoto, 1994; Paiva, 1997) e uma dissertação de Mestrado na área de simulação de ciclos de refrigeração (Fiorelli, 1995), além de diversos artigos técnicos publicados em congressos nacionais e internacionais, destacando-se Paiva et al. (1994a, 1994b, 1995a, 1995b, 1996, 1997), Peixoto et al. (1998a, 1998b), Fiorelli & Silvares (1995, 1996), Fiorelli et al. (1998a, 1998b, 1999a, 1999b). Dando continuidade a essa linha de pesquisa, duas novas teses de Doutorado na área de tubos capilares foram desenvolvidas com o apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), uma das quais aqui apresentada.

3.2. O TUBO CAPILAR EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

O tubo capilar é o elemento de expansão e controle de fluxo de refrigerante de mais simples construção utilizado em ciclos de refrigeração. Consiste basicamente de um tubo de pequeno diâmetro e comprimento fixado, ligando o condensador ao evaporador, conforme o esquema apresentado na Fig. 3.1.

Figura 3.1. Ciclo de Refrigeração com Tubo Capilar

A função do tubo capilar é, atuando em conjunto com o compressor, restringir/controlar a vazão de fluido refrigerante. Devido ao pequeno diâmetro e longo comprimento, o tubo capilar provoca uma alta perda de carga, fazendo com que a pressão no escoamento atinja valores menores que a condição de saturação, provocando a vaporização do refrigerante. Dessa forma, o tubo capilar pode ser dividido em duas regiões: uma com escoamento monofásico líquido e outra com escoamento bifásico líquido-vapor de refrigerante. Na região de escoamento bifásico, a perda de carga é grande. Com isso, podem-se selecionar valores de comprimento e diâmetro do capilar tais que se obtenha condições operacionais adequadas ao funcionamento do ciclo de refrigeração, ao mesmo tempo que permitam a fabricação do capilar e a montagem do equipamento com custos razoáveis.

A escolha desse tipo de dispositivo de expansão para sistemas de pequeno porte se deve ao baixo custo e ao fato do tubo capilar permitir uma equalização de pressões quando o sistema não está operando, o que reduz o torque de partida do motor, diminuindo conseqüentemente o seu tamanho. A principal desvantagem é que, por ter suas dimensões geométricas (comprimento e diâmetro) fixadas, o tubo capilar não acomoda tantas variações nas condições de operação do sistema quanto seria desejável para obter condições ótimas de operação.

A vazão no capilar depende dos seguintes fatores:

- diferença de pressão entre a entrada e a saída do tubo capilar (pressão de condensação menos pressão de evaporação);
- estado do refrigerante na entrada do capilar;
- propriedades (ou tipo) do refrigerante;
- geometria do tubo capilar;

Assim, fixados os parâmetros geométricos e o fluido refrigerante, existe um único conjunto de parâmetros operacionais (pressões de condensação e evaporação, grau de subresfriamento ou título na entrada do tubo capilar) para os quais a eficiência do ciclo é máxima.

Existem duas configurações para sistemas de refrigeração utilizando tubo capilar como dispositivo de expansão: com o capilar “sozinho” (chamado capilar adiabático), ou com o capilar soldado ou concêntrico à linha de sucção, formando um trocador de calor entre o capilar e a sucção (chamado capilar não adiabático). Atualmente, para refrigeradores e “freezers”, utilizam-se tubos capilares não adiabáticos, enquanto que, para aparelhos de ar condicionado, utilizam-se tubos capilares adiabáticos. No presente trabalho, o enfoque será o estudo de tubos capilares adiabáticos, uma vez que o HCFC 22 é utilizado principalmente para aparelhos de ar condicionado.

3.2.1. A Interação Compressor - Tubo Capilar

Os diversos componentes de um ciclo de refrigeração estão conectados em série e, desse modo, a condição operacional do ciclo será determinada pela interação dos diversos elementos entre si e destes com o meio externo e com o ambiente ou elemento a ser refrigerado.

Dentre essas interações, a que ocorre entre o compressor e o tubo capilar é extremamente importante, pois determina a vazão de fluido refrigerante no ciclo e, por consequência, a capacidade de refrigeração.

O tubo capilar atua no sentido de restringir e controlar a vazão de fluido refrigerante e de manter o diferencial de pressão entre o condensador e o evaporador. “Diversas combinações de diâmetro interno e comprimento de tubo podem ser feitas para obter o efeito (de refrigeração) desejado. Entretanto, para uma dada combinação, não é possível acomodar vazão para variações de carga ou das pressões de descarga e aspiração” (Stoecker & Jones, 1985).

É evidente, por se tratar de um ciclo fechado, que a vazão através do tubo capilar é a mesma que a bombeada pelo compressor. “Um sistema utilizando um tubo capilar operará com eficiência máxima em apenas um conjunto de condições operacionais” (Dossat, 1991). Colocando-se em um mesmo gráfico as curvas de vazão do compressor e do tubo capilar, como pode ser visto na Fig. 3.2, é possível ver o equilíbrio entre esses dois elementos por meio dos pontos de interseção das curvas para as diversas temperaturas de condensação.

Isso mostra que esses elementos atingem uma condição de equilíbrio na qual as pressões de condensação e evaporação são tais que o compressor bombeia exatamente a mesma quantidade de refrigerante com que o capilar alimenta o evaporador.

Figura 3.2. Equilíbrio Tubo Capilar – Compressor (cf. Stoecker & Jones, 1985)

O tubo capilar deve ser dimensionado de forma que, na condição ótima de operação, as pressões de condensação e evaporação sejam as desejadas, e que a vazão resultante produza uma capacidade de refrigeração do ciclo adequada para manter a temperatura no interior do gabinete, com uma folga suficiente para abaixar essa temperatura desde a temperatura ambiente até o valor desejado num tempo razoável.

Caso o tubo capilar esteja dimensionado de forma a impor uma restrição maior que a necessária, este não permitirá a passagem de toda a vazão bombeada pelo compressor, o que provocará um esvaziamento do evaporador e uma inundação do condensador. Isto levará a um aumento da pressão de condensação e a um abaixamento da pressão de evaporação, bem como a uma redução do coeficiente de eficácia do ciclo, devido a um maior consumo de energia pelo compressor. Já se a restrição imposta for menor que a necessária, ocorrerá o fenômeno contrário (esvaziamento do condensador e inundação do evaporador), o que também resultará em redução do coeficiente de eficácia, neste caso, porém, devido à redução da capacidade de refrigeração. Variações de cargas térmicas provocam efeitos semelhantes aos expostos acima e que são mostrados na Fig. 3.3 a seguir.

Os aspectos anteriormente expostos mostram que o tubo capilar deve ser adequadamente dimensionado a fim de garantir uma condição ótima de operação. Nesse sentido, o programa em desenvolvimento no presente trabalho pode ser útil como ferramenta para os projetistas, permitindo uma redução na quantidade de testes em protótipos, diminuindo os custos e o tempo de projeto.

Figura 3.3. Condições de não equilíbrio entre tubo capilar e compressor
(cf. Stoecker & Jones, 1985)

3.3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre tubos capilares. Uma vez que esta pesquisa dá continuidade aos trabalhos de Peixoto (1994) e Paiva (1997), o presente trabalho concentrou-se no período posterior a 1995, uma vez que, até esta data, Paiva realizou uma ampla revisão bibliográfica sobre a questão da modelagem de tubos capilares e os diversos aspectos particulares do problema.

Seixlack et al. (1996) apresentam uma modelagem para tubos capilares adiabáticos chamada “modelo de dois fluidos”, baseada no trabalho de Ishii (1975). Os resultados do programa de simulação desenvolvido a partir deste modelo são comparados com os resultados experimentais para o R-134a e com o modelo homogêneo previamente desenvolvido pelos autores. Apesar de mostrar uma melhora em relação aos resultados do modelo homogêneo, essa melhora não foi tal que justificasse o grande aumento da complexidade do modelo de duas fases em relação ao modelo homogêneo.

Outro trabalho importante é o de Wong & Ooi (1996), que utiliza o modelo de escoamento de fases separadas para a simulação de tubos capilares adiabáticos. É apresentada a dedução das equações fundamentais do modelo e algumas das equações constitutivas. Por exemplo, o fator de atrito é calculado pela equação de Colebrook, enquanto que a fração de vazão é obtida através da correlação de Miropolskiy et al. (1970). A comparação dos resultados do programa de simulação com os resultados experimentais de Li et al. (1990) e de Mikol (1963) mostram, segundo os autores, que tanto o modelo homogêneo quanto o modelo de fases separadas apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais. Particularmente nos resultados apresentados no trabalho, o modelo homogêneo parece indicar uma melhor concordância com os dados experimentais.

Yilmaz & Ünal (1996) desenvolveram um modelo baseado em uma solução analítica da equação de conservação da quantidade de movimento para um escoamento homogêneo. A partir da expressão do volume específico da mistura bifásica, os autores obtiveram uma relação funcional entre o volume específico e a pressão, que foi utilizada na integração do balanço de quantidade de movimento para obtenção de uma expressão do comprimento do tubo capilar em função da vazão e das condições operacionais. O modelo foi comparado para o cálculo de vazão mássica com resultados experimentais da literatura (entre eles Maczeh et al., 1983; Melo et al., 1994; Wijaya, 1992). Essas comparações mostraram desvios relativamente altos entre os resultados numéricos e de simulação.

Bittle & Pate (1996) apresentam um modelo teórico para previsão do desempenho de tubos capilares adiabáticos com as seguintes hipóteses: equilíbrio termodinâmico na região bifásica, escoamento bifásico homogêneo, consideração da região metaestável através do modelo de Chen et al. (1990). A condição de escoamento crítico na saída do tubo capilar foi determinada a partir da comparação do fluxo mássico com o fluxo crítico, calculado através da derivada da pressão em relação à densidade num processo isoentrópico, de forma semelhante à abordagem de Peixoto (1995). O fator de atrito foi calculado a partir de uma correlação em função do número de Reynolds obtida a partir dos testes com nitrogênio feitos pelo fabricante dos tubos capilares utilizados no trabalho e dos dados de Kuhel & Goldschmidt (1991). A viscosidade bifásica foi calculada pelos modelos de McAdams (McAdams et al., 1942), Cicchitti (Cicchitti et al., 1960) e Dukler (Dukler et al., 1964). As equações diferenciais do modelo foram discretizadas utilizando-se o método de diferenças finitas e, a partir disto, foi elaborado um simulador matemático. As propriedades termodinâmicas e de transporte foram calculadas utilizando as rotinas do NIST. Os

resultados do simulador matemático foram validados contra dados experimentais obtidos para diversas geometrias e com os seguintes fluidos: HFC-134a, HCFC-22, HFC-152a e R-410A. Não é feito nenhum comentário específico sobre o tratamento dado ao escoamento da mistura. O resultado obtido para os diversos fluidos foi um desvio em relação aos dados experimentais de $\pm 5\%$ para condições de entrada subresfriadas e de $\pm 10\%$ para condições de entrada bifásicas em termos de vazões mássicas. O mesmo resultado se repetiu para dados experimentais de literatura. Segundo os autores, o modelo de viscosidade bifásica que apresentou a melhor concordância com os dados experimentais foi o de McAdams.

Chang & Ro (1996) estudaram a perda de carga de alguns refrigerantes puros e de misturas no escoamento em tubos capilares. Utilizando a equação para cálculo de perda de carga proposta por Haaland (1983), os autores desenvolveram uma equação para o multiplicador bifásico semelhante à de Li et al. (1991) e obtiveram desvios de cerca de 7,5% entre os dados experimentais e os calculados por esta equação para as substâncias puras testadas e de 9% para as misturas.

Sami & Tribes (1998a) apresentaram um trabalho específico sobre a modelagem de tubos capilares com misturas binárias. A modelagem utilizada é tradicional (modelo homogêneo), não sendo comentado nada sobre as equações constitutivas, a não ser sobre as propriedades termodinâmicas e de transporte, calculadas através das rotinas do NIST. São mostrados poucos resultados experimentais e numéricos para o R-410A na forma de perfis de pressão, temperatura e título ao longo do capilar, sem comentários quantitativos sobre os desvios dos resultados numéricos em relação aos experimentais. Além disso, são apresentados resultados numéricos para uma outra mistura azeotrópica (R-507) e duas outras misturas quase-azeotrópicas (R-410B e R-32/R-134a [25/75%]).

Posteriormente, Sami et al. (1998b) verificaram o modelo para misturas ternárias, particularmente o R-407C. Nesse segundo artigo, também não é feita nenhuma análise quantitativa da concordância entre valores numéricos e experimentais.

Chung (1998) desenvolveu um modelo analítico para simulação do escoamento de misturas através de tubos capilares. Partindo das equações de balanço para o modelo homogêneo, de relações termodinâmicas e admitindo escoamento de Fanno, o autor obteve uma equação diferencial ordinária para o caso de substâncias puras e de misturas azeotrópicas, ou um sistema de duas equações para misturas zeotrópicas. A partir desse modelo, o autor realizou um estudo numérico sobre o efeito dos diversos parâmetros geométricos e operacionais no desempenho de tubos capilares com R-407C.

Bittle et al. (1998) utilizaram uma abordagem diferente para a modelagem de tubos capilares adiabáticos, empregando números adimensionais obtidos a partir do Teorema II de Buckingham. O modelo foi validado com dados experimentais levantados pelos autores em artigo anterior (Bittle & Pate, 1996), apresentando diferenças da ordem de $\pm 6\%$ para condições de entrada subresfriada e $\pm 13\%$ para condições de entrada bifásicas, enquanto que, para dados de literatura, as diferenças foram da ordem de $\pm 10\%$ para diversos fluidos, com exceção do R-600a, para o qual as diferenças ficaram entre 0 e $+20\%$. Desses resultados, pode-se concluir que esta abordagem produz um resultado final semelhante à abordagem tradicional utilizando o modelo homogêneo.

Seguindo a mesma abordagem, Wei et al. (1999) verificaram a validade das correlações propostas por Bittle et al. para R-407C. Os resultados experimentais, na forma de gráficos, indicaram que era necessário um ajuste dos coeficientes das correlações, após o que foi obtido erro médio da ordem de 3%. Adicionalmente, os autores realizaram estudos sobre o efeito do enrolamento do tubo capilar na forma de uma serpentina, mostrando que, para um diâmetro de enrolamento da ordem de 130 mm, ocorre uma diminuição da ordem de 5% na vazão mássica, enquanto que, para um diâmetro de enrolamento de 52 mm, essa redução cresce para 10-15%. Os autores creditam essa maior redução a possíveis estrangulamentos do tubo capilar provocados pelo processo de enrolamento.

Meyer & Dunn (1998) realizaram um estudo experimental sobre a metaestabilidade em tubos capilares, mostrando que existe um efeito de histerese na vazão de fluido refrigerante através do tubo capilar quando se parte de um alto subresfriamento para um baixo subresfriamento e se retorna para a condição inicial. Um efeito semelhante já havia sido detectado por Paiva (1997), que mostrou que a vazão apresenta “saltos” quando se reduz continuamente o subresfriamento. Meyer e Dunn creditam esse efeito a um crescimento da região metaestável até um certo ponto, quando ela colapsa. Já Paiva credits este fenômeno à mudança da cavidade na parede do tubo capilar na qual ocorre a nucleação da primeira bolha de vapor, iniciando o trecho de escoamento bifásico.

Jung et al. (1999) apresentam um trabalho sobre o dimensionamento de tubos capilares utilizados em aparelhos de ar condicionado residenciais. Primeiramente, os autores introduzem pequenas modificações no modelo simplificado de Stoecker & Jones (1995), basicamente em relação ao fator de atrito e à perda de carga localizada devido à redução de seção na entrada do tubo capilar, conseguindo desvios menores do que 5% para substâncias

puras e um desvio médio menor do que 10% para dados de testes com o R-407C de literatura. Utilizando esse modelo, Jung et al. geraram correlações práticas para um dimensionamento preliminar de tubos capilares para HCFC 22, HFC 134a, R-410A e R-407C. Estas correlações apresentaram um desvio médio de cerca de 2,5% em relação aos dados numéricos utilizados na regressão dessas correlações.

Recentemente, Motta et al. (2000) apresentaram, em um simpósio internacional, um extensivo trabalho experimental sobre o escoamento de misturas em tubos capilares adiabáticos. Foram estudados o R-407C e o R-404A (mistura quase azeotrópica composta de 52% de HFC 125, 44% de HFC 143a e 4% de HFC 134a, indicada para substituição do R-502) para dois diferentes diâmetros e três diferentes comprimentos. Os dados, levantados para condições de entrada subresfriada, são apresentados tanto na forma de gráficos quanto em forma tabular, o que facilita sua utilização para uma validação externa de programas de simulação. As principais limitações desse trabalho são que os ensaios foram realizados apenas para altos graus de subresfriamento, não houve nenhum controle/monitoração da composição efetiva das misturas na entrada do tubo capilar durante esses ensaios, e foram apresentados apenas os parâmetros de entrada e saída dos diversos ensaios, sem medições de perfis de temperatura ou pressão.

3.4. COMENTÁRIOS GERAIS SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A Tab. 3.1 a seguir resume os principais aspectos sobre os trabalhos publicados sobre o tema após 1995. A conclusão geral da revisão bibliográfica é que, apesar dos esforços em se utilizar modelos mais sofisticados ou abordagens diferentes (Seixlack et al., 1996; Wong & Ooi, 1996; Bittle et al., 1998), não houve ganho significativo nos resultados numéricos obtidos. Wong e Ooi inclusive mencionam em suas conclusões que “tanto o modelo homogêneo quanto o de fases separadas podem ser adequadamente utilizados para previsão do escoamento de refrigerantes em tubos capilares” para substâncias puras. Como será visto no próximo capítulo, aparentemente o mesmo se aplica quando se tem misturas escoando pelo capilar.

Com relação à utilização de misturas, os trabalhos recuperados concentram-se ou na modelagem (Bittle & Pate, 1996; Sami & Tribes, 1998a; Sami et al., 1998b; Jung et al., 1999), com poucos dados experimentais apresentados de forma gráfica, ou apenas no desempenho experimental (Wei et al., 1999; Motta et al., 2000).

Desta revisão, nota-se a principal contribuição deste trabalho, que será aprofundada nos próximos capítulos: a união de um extensivo levantamento experimental, cujo resultado é um banco de dados com cerca de 200 pontos para o R-410A e o R-407C, cobrindo tanto condições de entrada subresfriada como saturada, além de diversas geometrias de tubo capilar (diâmetro e comprimento), com a análise da utilização dos modelos de fases separadas e homogêneo para simulação matemática do escoamento de misturas através de tubos capilares, discutindo as potencialidades e limitações de cada um destes modelos.

Tabela 3.1. Quadro Resumo da Revisão Bibliográfica

Autores	Ano	Modelos Matemáticos			Substâncias Puras	Misturas	Dados Experimentais	Outros
		Homogêneo	Fases Separadas	Outros				
Seixlack et al.	1996		não	“Dois Fluidos”, baseado no trabalho de Ishii (1975)	HFC 134A	não	Literatura	—
Wong & Ooi	1996	sim	Fases Separadas	—	CFC 12	não	Literatura	—
Yilmaz & Ünal	1996	sim	não	—	CFC 12 HCFC 22, CFC 114 HFC 134a HC 600a	não	não	—
Bittle & Pate	1996	sim	não	—	HCFC 22, HFC 134a HFC 152a	R-410A	apresentados em gráficos, sem especificar condições	—
Chang & Ro	1996	—	—	—	HFC 32 HFC 125 HFC 134a	R-407C R-32/R-134a (30/70) R-32/R125 (60/40) R-125/R-134a (30/70)	sim	Avaliação do multiplicador bifásico para escoamento de misturas em tubos capilares
Sami & Tribes	1998a	sim	não	—	HCFC 22, HFC 134a HFC 152a	R-410A R-410B R-507	apresentados em gráficos, especificando condições	—
Sami et al.	1998b	sim	não	—	não	R-407C R-407d	apresentados em gráficos, especificando condições	—

Tabela 3.1. Quadro Resumo da Revisão Bibliográfica (Continuação)

Autores	Ano	Modelos Matemáticos			Substâncias Puras	Misturas	Dados Experimentais	Outros
		Homogêneo	Fases Separadas	Outros				
Chung	1998	sim	não	—	—	R-407C	não	Admite Escoamento de Fanno
Bittle et al.	1998	—	—	Correlações com Adimensionais determinados a partir do Teorema II de Buckingham	CFC 12 HCFC 22 HFC 134a HFC 152a HC 600a	R-410A	Literatura	—
Meyer & Dunn	1998	—	—	—	HCFC 22	—	apresentados em gráficos, especificando condições	Estudo sobre a Metaestabilidade em Tubos Capilares Adiabáticos
Wei et al.	1999	—	—	Igual ao de Bittle et al.	—	R-407C	apresentados em gráficos, especificando condições	Realizou levantamentos experimentais para tubos capilares enrolados
Jung et al.	1999	sim	não	Correlação baseada em dados de simulação para dimensionamento do tubo capilar	HCFC 22	R-407C R-410A	Para o R-407C, de literatura, apresentados em gráfico sem especificar condições	Baseado no modelo homogêneo isoentálpico de Stoecker & Jones (1985)
Motta et al.	2000	—	—	—	—	R-407C R-404A	Apresentados como gráficos e como tabelas, especificando condições	Trabalho apenas sobre o levantamento experimental realizado

Equation Section 4.1 **Capítulo 4**

MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1. INTRODUÇÃO

Os modelos matemáticos que serão apresentados baseiam-se nos trabalhos de Peixoto (1995) e Paiva (1997). Foram introduzidas adequações visando ao cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte das misturas de refrigerantes. A Fig. 4.1 a seguir mostra as principais variáveis e parâmetros envolvidos na modelagem e simulação de tubos capilares.

Este trabalho pretende comparar os modelos de escoamento homogêneo e de fases separadas para a modelagem do escoamento de misturas através de tubos capilares. Esses modelos são apresentados nos próximos itens.

Figura 4.1. Variáveis do modelo de simulação do tubo capilar

4.2. O MODELO HOMOGÊNEO

As hipóteses gerais do modelo são:

- regime permanente;
- escoamento unidimensional de fluido refrigerante puro ou mistura de refrigerantes pura (sem contaminação de óleo);
- escoamento turbulento plenamente desenvolvido;
- variação de energia potencial nula (escoamento horizontal);
- sem atraso de vaporização;
- condução de calor nas paredes do tubo capilar na direção axial desprezível;
- resistência térmica à condução de calor nas paredes na direção radial desprezível;
- admite-se a possibilidade de troca de calor entre o tubo capilar e o meio externo;

- coeficiente de troca de calor com o meio UA' (lado externo) constante;
- existe equilíbrio termodinâmico entre as fases líquida e vapor no escoamento bifásico;
- escoamento bifásico homogêneo.

Segundo Whalley (1996), esta última hipótese é razoável para os casos em que $G > 2000 \text{ kg/s.m}^2$, o que costuma ocorrer para os tubos capilares utilizados nos equipamentos de ar condicionado.

4.2.1. EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS

O escoamento através do tubo capilar pode ser dividido em duas regiões, uma com escoamento monofásico de líquido e outro com escoamento bifásico líquido-vapor. Para as duas regiões, as equações fundamentais do modelo são os balanços de massa, quantidade de movimento e energia. Esses balanços assumem diferentes formas em função das características de cada uma dessas regiões.

4.2.1.1. Balanço de Massa

O balanço de massa é dado por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \text{const.} \quad (4.1)$$

onde G é o fluxo mássico ou vazão mássica por unidade de área, $\dot{m}$ a vazão mássica e A corresponde à área da seção transversal do tubo capilar.

4.2.1.2. Balanço de Quantidade de Movimento

O balanço de quantidade de movimento é dado por:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{fvG^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{dv}{dz} \quad (4.2)$$

onde p é a pressão, z a posição ao longo do tubo capilar, f o fator de atrito de Darcy, v o volume específico e d_{tc} corresponde ao diâmetro interno do tubo capilar.

4.2.1.3. Balanço de Energia

O balanço de energia é dado por:

$$\frac{dh}{dz} = -\frac{h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_p)}{\dot{m}} - G^2 v \frac{dv}{dz} \quad (4.3)$$

onde h é a entalpia específica, h_c o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno, T_{tc} a temperatura do fluido no tubo capilar e T_p a temperatura de parede do tubo capilar.

4.2.2. EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

4.2.2.1. Perda de Carga Distribuída e Fator de Atrito

No cálculo da perda de carga no escoamento através do tubo capilar, o modelo admite que o diagrama de Moody é válido apesar do pequeno diâmetro do capilar, de acordo com os resultados obtidos por Mikol (1963). Paiva et al. (1995a) levantaram experimentalmente o fator de atrito e verificaram este mesmo resultado.

Para o cálculo do fator de atrito, em lugar da Equação de Colebrook, que representa o diagrama de Moody, utiliza-se a correlação de Serghides (apud Kakaç et al., 1987), que apresenta desvios menores que 1% em relação à primeira, com a vantagem de ser explícita em relação ao fator de atrito:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = A_5 - \frac{(A_5 - B_2)^2}{A_5 + 2B_2 + C_1} \quad (4.4)$$

onde:

$$A_5 = -0,8686 \ln \left[\frac{1}{7,4} \left(\frac{\varepsilon}{d_{tc}} \right) + \frac{12}{\text{Re}} \right] \quad (4.5)$$

$$B_2 = -0,8686 \ln \left[\frac{1}{7,4} \left(\frac{\varepsilon}{d_{tc}} \right) + \frac{2,51A_5}{\text{Re}} \right] \quad (4.6)$$

$$C_1 = -0,8686 \ln \left[\frac{1}{7,4} \left(\frac{\varepsilon}{d_{tc}} \right) + \frac{2,51B_2}{\text{Re}} \right] \quad (4.7)$$

Nas Eqs. (4.5) a (4.7), ε/d_{tc} é a rugosidade relativa do tubo capilar e Re é o número de Reynolds do escoamento, dado por:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d_{tc} \mu} \quad (4.8)$$

Para o trecho de escoamento bifásico, a viscosidade utilizada na Eq. (4.8) é calculada através da correlação de Dukler et al. (1964):

$$\mu = \mu_l (1 - \alpha) + \mu_v \alpha \quad (4.9)$$

A fração de vazio α para o escoamento homogêneo é dada por:

$$\alpha = \frac{x v_v}{x v_v + (1 - x) v_l} \quad (4.10)$$

4.2.2.2. Perdas de Carga Localizadas

A perda de carga localizada na contração na entrada, para escoamento de líquido subresfriado, é calculada por (cf. Idelcik, 1960):

$$p_{cond} - p_{ent} = 1,5 \frac{G^2 v_l}{2} \quad (4.11)$$

Já para o caso no qual se tem uma mistura bifásica entrando no tubo capilar, a perda de carga na contração é dada por (cf. Collier & Thome, 1996):

$$p_{cond} - p_{ent} = \frac{G^2 v_l}{2} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma_{cd}^2} \right) \right] \left(1 + x \frac{v_v - v_l}{v_l} \right) \quad (4.12)$$

onde $\sigma_{cond} = A_{cond}/A_{tc}$ é a relação de áreas, $C_c = f(\sigma_{cond})$ é um coeficiente de contração calculado em função da relação de áreas, x é o título, v_l o volume específico do líquido e v_v o volume específico do vapor.

A perda de carga localizada na expansão na saída do tubo capilar, para os casos em que o escoamento não está bloqueado, é calculada por (cf. Collier & Thome, 1996):

$$p_{sai} - p_{evap} = G^2 v_l \sigma_{ev} (1 - \sigma_{ev}) \left(1 + x \frac{v_v - v_l}{v_l} \right) \quad (4.13)$$

Neste caso a relação de áreas σ_{ev} é dada por $\sigma_{evap} = A_{tc} / A_{evap}$.

4.2.2.3. Escoamento Crítico

Um fenômeno comum no escoamento de refrigerantes através de tubos capilares é a ocorrência de escoamento crítico, ou seja, o escoamento atinge a condição de bloqueio na saída do tubo capilar. A verificação da ocorrência ou não desse fenômeno é complexa, existindo diversos modelos teóricos ou experimentais na literatura. Neste trabalho, a ocorrência de bloqueio foi verificada comparando-se o fluxo mássico G com o fluxo mássico crítico G_C , avaliado por meio da metodologia proposta por Whalley (1987):

$$G_C^2 = - \frac{1}{\left. \frac{\partial M_F}{\partial p} \right|_{s=const.}} \quad (4.14)$$

onde M_F é dado pela Eq. (4.15). O produto $G^2 \cdot M_F$ representa o fluxo de quantidade de movimento.

$$M_F = \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \quad (4.15)$$

4.2.2.4. Coeficiente de Transferência de Calor e Temperatura de Parede do Tubo Capilar

O coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno h_c é dado, para a região de líquido, pela equação de Dittus-Boelter. Para a região bifásica, é utilizada uma equação de Dittus-Boelter modificada (cf. Pate, 1982):

$$\frac{h_c d_{tc}}{k_l} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^n \left(\frac{1-x}{1-\alpha} \right)^{0,8} \quad (4.16)$$

onde k_l é a condutividade térmica do fluido, Re_l é o número de Reynolds calculado com a velocidade do escoamento e as propriedades do líquido, Pr_l o número de Prandtl do líquido e o expoente n é igual a 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento.

A temperatura de parede do tubo capilar T_p é dada por:

$$T_p = \frac{h_c \pi d_{ic} T_{ic} + UA' T_{amb}}{h_c \pi d_{ic} + UA'} \quad (4.17)$$

onde T_{amb} é a temperatura ambiente e UA' o coeficiente de troca de calor do lado externo do tubo capilar, que inclui a condução de calor através do isolamento, bem como a convecção natural e a radiação na superfície externa do isolamento.

4.3. O MODELO DE FASES SEPARADAS

As hipóteses gerais do modelo são:

- regime permanente;
- escoamento unidimensional de fluido refrigerante puro ou mistura de refrigerantes pura (sem contaminação de óleo);
- escoamento turbulento plenamente desenvolvido;
- variação de energia potencial nula (escoamento horizontal);
- sem atraso de vaporização;
- condução de calor nas paredes do tubo capilar na direção axial desprezível;
- resistência térmica à condução de calor nas paredes na direção radial desprezível;
- admite-se a possibilidade de troca de calor entre o tubo capilar e o meio externo;
- coeficiente de troca de calor com o meio UA' (lado externo) constante;
- existe equilíbrio termodinâmico entre as fases líquida e vapor no escoamento bifásico;
- escoamento bifásico de fases separadas.

4.3.1. EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS

4.3.1.1. Balanço de Massa

O balanço de massa é dado por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \text{const.} \quad (4.18)$$

onde G é o fluxo mássico ou vazão mássica por unidade de área, $\dot{m}$ a vazão mássica e A corresponde à área da seção transversal do tubo capilar.

4.3.1.2. Balanço de Quantidade de Movimento

Para o trecho de líquido subresfriado, o balanço de quantidade de movimento é dado por:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{fvG^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{dv}{dz} \quad (4.19)$$

onde p é a pressão, z a posição ao longo do tubo capilar, f o fator de atrito de Darcy, v o volume específico e d_{tc} corresponde ao diâmetro interno do tubo capilar.

Para o trecho bifásico, o balanço de quantidade de movimento fica:

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz} F \right) + \left(\frac{dp}{dz} a \right) = -\frac{fvG^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right] \quad (4.20)$$

onde os termos $\left(\frac{dp}{dz} F \right)$ e $\left(\frac{dp}{dz} a \right)$ representam as parcelas da perda de carga devidas ao atrito e à aceleração do fluido, correspondendo respectivamente ao primeiro e o segundo termo do lado direito da Eq. (4.20).

4.3.1.3. Balanço de Energia

Analogamente ao item anterior, para o trecho de líquido, tem-se que o balanço de energia é dado por:

$$\frac{dh}{dz} = -\frac{h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_p)}{\dot{m}} - G^2 v \frac{dv}{dz} \quad (4.21)$$

onde h é a entalpia específica, h_c o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno, T_{tc} a temperatura do fluido no tubo capilar e T_p a temperatura de parede do tubo capilar.

Para o trecho bifásico, por sua vez, temos que:

$$\frac{dh}{dz} = -\frac{h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_p)}{\dot{m}} - \frac{G^2}{2} \frac{d}{dz} \left[\frac{x^3 v_v^2}{\alpha^2} + \frac{(1-x)^3 v_l^2}{(1-\alpha)^2} \right] \quad (4.22)$$

4.3.2. EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

4.3.2.1. Perda de Carga Distribuída e Fator de Atrito

O modelo de fases separadas utiliza a mesma correlação de Serghides apresentada no item 4.2.2.1 para avaliação do fator de atrito no trecho de escoamento monofásico de líquido.

Na avaliação do fator de atrito no escoamento bifásico, quando se utiliza o modelo homogêneo, existem duas abordagens principais:

3. a utilização de um valor de viscosidade bifásica média no cálculo do número de Reynolds e posterior avaliação do fator de atrito bifásico, como mostrado no item 4.2.2.1;
4. a avaliação de fatores de atrito baseados na vazão total do escoamento e nas propriedades do líquido e/ou do vapor, e a combinação destes fatores de atritos “monofásicos” com um multiplicador bifásico.

Já no caso do modelo de fases separadas, a primeira abordagem não se mostra adequada porque esse modelo admite que as fases estejam “artificialmente” separadas, não fazendo sentido falar em viscosidade média. Assim, deve-se adotar a abordagem do multiplicador bifásico. Desta forma, a perda de carga devido ao atrito para o trecho bifásico será dada por:

$$\left(\frac{dp}{dz} F \right) = - \frac{f_v G^2}{2d_{tc}} = - \frac{f_{lo} v_l G^2}{2d_{tc}} \phi_{lo}^2 \quad (4.23)$$

onde f_{lo} é o fator de atrito monofásico, calculado com a vazão total e as propriedades do líquido, e ϕ_{lo}^2 o multiplicador bifásico. O fator de atrito monofásico será calculado pela correlação de Serghides com o número de Reynolds do escoamento Re_{lo} calculado com a vazão total do escoamento e viscosidade do líquido, Eq. (4.24):

$$Re_{lo} = \frac{4\dot{m}}{\pi d_{tc} \mu_l} \quad (4.24)$$

O multiplicador bifásico é calculado pela correlação de Li et al. (1991), Eq. (4.25):

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ \frac{\ln \left[(7/Re_{lo})^{0,9} + 0,27 (\varepsilon/d_{tc}) \right]}{\ln \left[(7/Re_{bif})^{0,9} + 0,27 (\varepsilon/d_{tc}) \right]} \right\} \left[1 + x \left(\frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (4.25)$$

Nessa equação, o número de Reynolds Re_{bif} é calculado com uma viscosidade “bifásica” dada por:

$$\mu_{bif} = \frac{\mu_l \mu_v}{\mu_v + x^{1,4} (\mu_l - \mu_v)} \quad (4.26)$$

4.3.2.2. Perdas de Carga Localizadas

A perda de carga localizada na contração de entrada no tubo capilar, para condições de escoamento monofásico, é a apresentada na Eq. (4.11). Já para o escoamento bifásico de fases separadas na entrada, essa perda de carga é calculada por (cf. Collier & Thome, 1996):

$$p_{cond} - p_{in} = \frac{G^2}{2} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma_{cd}^2} \right) \right] \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right] \quad (4.27)$$

onde $\sigma_{cond} = A_{cond}/A_{tc}$ é a relação de áreas, $C_c = f(\sigma_{cond})$ é um coeficiente de contração dado em função da relação de áreas, x é o título, v_l é o volume específico do líquido e v_v , o volume específico do vapor. Admite-se que a fração de vazio α não varia ao longo do processo.

A perda de carga localizada na expansão de saída do tubo capilar, para os casos em que o escoamento não está bloqueado, é calculada, de forma análoga à Eq. (4.27), por (cf. Collier & Thome, 1996):

$$p_{sai} - p_{evap} = G^2 \sigma_{ev} (1 - \sigma_{ev}) \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right] \quad (4.28)$$

Nesse caso, a relação de áreas σ_{ev} é dada por $\sigma_{evap} = A_{tc}/A_{evap}$.

4.3.2.3. Cálculo da Fração de Vazio

A fração de vazio α no modelo de fases separadas é calculada por:

$$\alpha = \frac{x v_v}{x v_v + S(1-x) v_l} \quad (4.29)$$

Na Eq. (4.29), S é a taxa de deslizamento, que representa a relação entre as velocidades das fases líquida e vapor (u_l/u_v). Essa taxa de deslizamento é, no presente modelo, avaliada através da correlação de Premoli (Premoli et al., 1971), Eq. (4.30). Essa correlação foi originariamente desenvolvida para escoamento vertical; porém; Friedel (1982) mostra que ela pode ser utilizada também para escoamento horizontal de refrigerantes.

$$S = 1 + 1,578 \text{Re}_{lo}^{-0,19} \left(\frac{v_v}{v_l} \right)^{0,22} \sqrt{\frac{A_1}{1 + A_1 F_1} - A_1 F_1} \quad (4.30)$$

onde:

$$A_1 = \frac{\beta}{1 - \beta} \quad (4.31)$$

$$F_1 = 0,0273 \text{We}_{lo} \text{Re}_{lo}^{-0,51} \left(\frac{v_v}{v_l} \right)^{-0,08} \quad (4.32)$$

Nas Eqs. (4.30) a (4.32), β é o título volumétrico e We_{lo} é o número de Weber do líquido, dados respectivamente pelas Eqs. (4.33) e (4.34):

$$\beta = \frac{xv_v}{xv_v + (1 - x)v_l} \quad (4.33)$$

$$\text{We}_{lo} = \frac{G^2 d_{tc} v_l}{\sigma} \quad (4.34)$$

No cálculo de We_{lo} , a avaliação da tensão superficial σ para substâncias puras é feita pela Eq. (4.35):

$$\sigma = \sigma_0 \left[1 - \left(\frac{T}{T_c} \right) \right]^n \quad (4.35)$$

enquanto que, para misturas, a determinação é feita a partir das tensões superficiais das substâncias puras, de acordo com as relações propostas por Heide (1997):

$$\sigma_{m,2} = y_1 \sigma_1 + y_2 \sigma_2 + y_1 y_2 D_{1-2} \quad (4.36)$$

$$\sigma_{m,3} = y_1 \sigma_1 + y_2 \sigma_2 + y_3 \sigma_3 + y_1 y_2 D_{1-2} + y_1 y_3 D_{1-3} + y_2 y_3 D_{2-3} \quad (4.37)$$

Nessas equações, y é a fração molar dos componentes da mistura, e D é um coeficiente de interação entre os componentes da mistura. A Tab. 4.1 apresenta as diversas constantes das Eqs. (4.35) a (4.37) para os componentes do R-410A e R-407C.

Tabela 4.1. Constantes para Determinação da Tensão Superficial de Substâncias Puras e Misturas

Substância	σ_0	T_c	n	Coeficiente de Interação D	
R-32	70,5581	351,35	1,234	R-32/R-125	-3,81
R-125	55,7460	339,33	1,289	R-32/R-134a	-1,01
R-134a	60,4278	374,30	1,272	R-125/R-134a	-1,48
R-143a	55,5285	346,75	1,273	R-143a/R-134a	-1,41

obs.: o coeficiente de interação D entre o R-125 e o R-143a é zero

4.3.2.4. Escoamento Crítico

Analogamente ao modelo homogêneo, a avaliação do fluxo mássico crítico para verificação da ocorrência de blocagem no modelo de fases separadas é feita de acordo com a metodologia proposta por Whalley (1987):

$$G_C^2 = - \frac{1}{\left. \frac{\partial M_F}{\partial p} \right|_{s=const.}} \quad (4.38)$$

onde G_C é o fluxo mássico crítico e M_F é dado pela Eq. (4.39). A fração de vazio α utilizada nessa equação acima é calculada de acordo com a Eq. (4.29).

$$M_F = \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \quad (4.39)$$

4.3.2.5. Coeficiente de Transferência de Calor e Temperatura de Parede do Capilar

De forma análoga ao modelo homogêneo, o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno h_c é dado, para a região de líquido, pela equação de Dittus-Böelter. Para a região bifásica, é utilizada a equação de Dittus-Böelter modificada apresentada por Pate (1982):

$$\frac{h_c d_{tc}}{k_l} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^n \left(\frac{1-x}{1-\alpha} \right)^{0,8} \quad (4.40)$$

onde k_l é a condutividade térmica do fluido, Re_l é o número de Reynolds calculado com a velocidade do escoamento e as propriedades do líquido, Pr_l é o número de Prandtl do líquido, x é o título, α é a fração de vazio e o expoente n é igual a 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento. No caso do escoamento de fases separadas, a fração de vazio α é calculada pela Eq. (4.29). Apesar de a Eq. (4.40) não ser específica para escoamento de fases separadas, um eventual erro maior na avaliação desse parâmetro será pouco significativo, uma vez que a principal resistência à transferência de calor encontra-se do lado externo do tubo capilar. A temperatura de parede do tubo capilar T_p é dada por:

$$T_p = \frac{h_c \pi d_{tc} T_{tc} + UA' T_o}{h_c \pi d_{tc} + UA'} \quad (4.41)$$

onde T_o é a temperatura ambiente e UA' é o coeficiente de troca de calor do lado externo do tubo capilar, que inclui a condução de calor através do isolamento, bem como a convecção natural e a radiação na superfície externa do isolamento.

4.4. CÁLCULO DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E DE TRANSPORTE

As propriedades termodinâmicas e de transporte foram calculadas por rotinas da base de dados REFPROP versão 5.0, desenvolvida pelo NIST (NIST,1996). Essa base de dados possui duas formas de cálculo das propriedades: por meio de equações de estado do tipo Carnahan-DeSantis modificada, ou, então, utilizando a teoria dos estados correspondentes. A primeira forma de cálculo é mais rápida, enquanto que a segunda é mais precisa. Os testes realizados pelo autor com o programa de simulação desenvolvido mostraram que a diferença no tempo de processamento não é significativa e, assim, optou-se pela segunda forma de cálculo (estados correspondentes).

4.5. IMPLEMENTAÇÃO DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

Os dois modelos matemáticos acima descritos foram implementados em um programa de simulação que permite, a partir das condições de entrada e de saída do tubo capilar, calcular as dimensões geométricas (comprimento e/ou diâmetro) para uma dada vazão mássica desejada (modo de dimensionamento) ou o cálculo da vazão em função das dimensões geométricas (modo de simulação). Adicionalmente, são determinados os perfis de pressão, temperatura, título e composição da mistura líquida e vapor ao longo do tubo capilar. O código computacional foi implementado com o auxílio do software EES (EES, 1997a). Esse software soluciona problemas de sistemas de equações algébricas não lineares utilizando um Método de Newton-Raphson modificado. Dessa forma, as equações do modelo foram discretizadas através de diferenças finitas, gerando um sistema de equações algébricas implementado no EES. Essa discretização é feita em termos de intervalos constantes de perda de carga no escoamento bifásico. A região de escoamento monofásico é considerada como um trecho único. As rotinas de propriedades do REFPROP foram ligadas ao EES por meio de uma interface especial (EES, 1997b)

A partir das equações de conservação, calculam-se os perfis de pressão e de entalpia ao longo do tubo capilar. A partir desses perfis e da composição global da mistura, é obtido um perfil de temperaturas. Então, a partir de p e T e da hipótese que existe equilíbrio térmico e hidrodinâmico entre as fases líquida e vapor, é possível determinar-se os perfis de composição do líquido e do vapor ao longo do tubo capilar. Posteriormente, com p , T e a composição podem-se calcular as propriedades do líquido e do vapor saturados. A partir do perfil de entalpia, pode-se determinar o perfil de título e as propriedades da mistura. As Eqs. (4.42) a (4.47) mostram estes cálculos para a entalpia. Por fim, conhecidos os perfis, pode-se determinar o comprimento dos vários trechos e a vazão mássica necessária para obter a perda de carga de cada trecho

$$T_{lc,i} = f(p_i, h_i, y_1, \dots, y_n) \quad (4.42)$$

$$y_{1,l,i}, \dots, y_{n,l,i} = f(p_i, T_i, y_1, \dots, y_n) \quad (4.43)$$

$$y_{1,v,i}, \dots, y_{n,v,i} = f(p_i, T_i, y_1, \dots, y_n) \quad (4.44)$$

$$h_{l,i} = f(p_i, x = 0, y_{1,l}, \dots, y_{n,l}) \quad (4.45)$$

$$h_{v,i} = f(p_i, x = 1, y_{1,v}, \dots, y_{n,v}) \quad (4.46)$$

$$x_i = \frac{h_i - h_{l,i}}{h_{v,i} - h_{l,i}} \quad (4.47)$$

Capítulo 5

UNIDADE LABORATORIAL

5.1. INTRODUÇÃO

O presente capítulo descreve a unidade laboratorial que foi implementada no Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP para validação experimental do programa de simulação apresentado no capítulo anterior. Essa unidade tem uma concepção semelhante à do trabalho de Silveiras et al. (1996), instalada no âmbito do convênio Multibrás-USP, e cujo objetivo era o desenvolvimento de um programa de simulação para o escoamento de CFC 12 e HFC 134a em tubos capilares não adiabáticos. A unidade implementada naquele convênio, cuja finalidade também era a validação experimental de modelo matemático, representou um aporte de capital da ordem de US\$ 150.000,00 em equipamentos e componentes.

Para este novo trabalho, foi necessário um novo aporte de capital da ordem de US\$ 75.000,00 em equipamentos (cromatógrafo, pressurizadores, etc.) e em material de consumo (principalmente os fluidos refrigerantes). Esse aporte foi viabilizado por meio de um auxílio pesquisa concedido pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), a quem fica aqui reiterado o agradecimento do autor.

5.2. A CONCEPÇÃO DA UNIDADE LABORATORIAL

As Figs. 5.1 e 5.2 apresentam respectivamente uma vista geral e o fluxograma da unidade laboratorial implementada para o presente trabalho. Essa unidade utiliza um processo “blow-down”, no qual o fluido refrigerante é inicialmente acumulado à montante do tubo capilar em um reservatório de alta pressão dotado de uma bexiga pressurizada por nitrogênio e a saída do tubo capilar está conectada a um reservatório de baixa pressão, obtida por meio da condensação do fluido refrigerante por troca de calor com uma solução gelada de etilenoglicol. Por diferença de pressões, o fluido refrigerante escoar do reservatório de alta para o de baixa pressão através da seção de testes onde se encontra o tubo capilar. O retorno do fluido refrigerante do reservatório de baixa para o de alta pressão

é também feito por diferença de pressões. A pressão no reservatório de baixa é aumentada através de resistências de aquecimento, enquanto que, pela liberação de parte do nitrogênio, reduz-se a pressão no reservatório de alta.

Esses reservatórios de alta e baixa pressão representam, respectivamente, o condensador e o evaporador do sistema de refrigeração do refrigerador ou “freezer”.

A grande vantagem de uma unidade laboratorial em processo “blow-down” é a de permitir um controle acurado e individualizado das variáveis operacionais (pressões de entrada e saída do tubo capilar, grau de subresfriamento e/ou título na entrada do capilar). Sua grande desvantagem é a necessidade de grandes reservatórios e uma alta carga de fluido refrigerante como forma de se obter tempos de ensaio adequados. Como é opinião do autor que o controle acurado seja mais importante que a desvantagem de grandes quantidades de refrigerante, foi mantida a concepção utilizada no trabalho anterior de Silvaes et al. (1996).

Figura 5.1. Vista Geral da Unidade Laboratorial

Figura 5.2. Fluxograma da Unidade Laboratorial

5.2.1. OS RESERVATÓRIOS DE ALTA E BAIXA PRESSÃO

Existem, na unidade, dois grandes reservatórios de acumulação de refrigerante: o condensador (reservatório de baixa pressão) e os pressurizadores (reservatório de alta pressão), mostrados nas Figs. 5.3 e 5.4.

A montagem original de Silveiras et al. (1996) já previa a possibilidade do presente estudo e, por esta razão, o condensador daquela montagem, projetado e construído sob encomenda, foi dimensionado com capacidade de armazenamento suficiente para possibilitar um tempo de ensaio numa faixa adequada (2 a 3 horas) também para o trabalho atual, que requer vazões até 6 vezes maiores do que na instalação anteriormente construída.

O pressurizador de refrigerante da antiga instalação, também mostrado na Fig. 5.3, possui uma capacidade nominal de 50 litros. Para o presente estudo, a capacidade necessária é de cerca de 3 vezes este volume. Assim, foi necessária a compra de dois novos pressurizadores com volume nominal de 100 litros, mostrados na Fig. 5.4, disponíveis como componente de linha no mercado. Esses pressurizadores estão montados em paralelo, sendo pressurizados por meio de uma bexiga interna alimentada por cilindro de nitrogênio.

5.3. INSTRUMENTAÇÃO, CONTROLE E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

A unidade laboratorial conta com uma série de equipamentos e sensores para medição e controle da instalação e das variáveis de interesse, que são os perfis de pressões e de temperaturas ao longo do tubo capilar, a vazão mássica de fluido refrigerante através do tubo capilar, a potência elétrica fornecida à resistência de fita para controle do subresfriamento / título na entrada do tubo capilar e, por fim, a composição das misturas de fluidos refrigerantes na entrada do tubo capilar.

5.3.1. MEDIÇÃO DE PRESSÕES

As pressões ao longo do tubo capilar são medidas por 10 transdutores de pressão Ashcroft, com faixas de operação de -1 a 40 bar relativos e sinal de saída de 4-20 mA, alimentados por uma fonte de corrente estabilizada HP modelo E3615A, mostrados na Fig. 5.5. Um dos transdutores foi inicialmente calibrado junto ao Laboratório de Metrologia do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT-SP), sendo posteriormente utilizado como padrão secundário para calibração dos demais transdutores, realizada pelo autor. A incerteza global (transdutores + sistema de aquisição de dados) é de $\pm 4,0$ kPa ($\pm 0,1\%$ do fundo de escala).

5.3.2. MEDIÇÃO DE TEMPERATURAS

As temperaturas ao longo do tubo capilar são medidas por 18 termopares tipo T (cobre-constantã) soldados na parede do tubo capilar. Os fios dos termopares foram soldados levemente separados a fim de garantir que a junta de medição esteja efetivamente na parede no tubo. Desta forma, é a parede do tubo que vai fechar o contato elétrico entre os fios do termopar. Além disso, essa montagem permite a rápida identificação de um possível rompimento de um termopar. A junta de referência para os termopares é um termistor colocado na placa de condicionamento de sinais do sistema de aquisição de dados.

Os termopares foram calibrados em um banho termostático do Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP, utilizando como padrão um conjunto de termômetros de mercúrio de precisão, calibrados no IPT-SP. A incerteza global dos sensores mais sistema de aquisição é da ordem de $\pm 0,3$ °C.

Além desses termopares, são também utilizados dois termômetros de resistência tipo Pt-100 para leitura das temperaturas do fluido refrigerante na entrada do tubo capilar e na entrada do trocador de calor que controla o subresfriamento ou título na entrada do tubo capilar. Esses termômetros Pt-100 foram calibrados de forma semelhante aos termopares, e a incerteza global é da ordem de $\pm 0,2$ °C.

5.3.3. MEDIÇÃO DE VAZÃO

A medição de vazão é feita por um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis fabricado pela MicroMotion com faixa de operação máxima de 0-1090 kg/h, mostrado na Fig. 5.6.

Para o presente trabalho, o sensor teve sua escala de trabalho limitada, por meio de regulagem do equipamento, em 0-200kg/h, sem perda de sua acurácia. O medidor foi calibrado pelo autor pelo método de pesagem, e a incerteza global é da ordem de $\pm 0,2$ kg/h ($\pm 0,1\%$ F.E.).

Como pode ser visto na Fig. 5.6, o medidor Coriolis foi colocado a montante da entrada do tubo capilar, num ponto em que se garante que apenas o refrigerante líquido esteja escoando pelo medidor. Esse cuidado é importante para evitar a passagem de bolhas de vapor pelo medidor, o que pode causar erros de medição

Figura 5.3. Condensador de Fluido Refrigerante (Reservatório de Baixa Pressão, à Direita) e Pressurizador da Unidade Laboratorial Antiga (à Esquerda)

Figura 5.4. Reservatório de Alta Pressão (Pressurizadores) da Unidade Laboratorial

Figura 5.5. Fonte de Alimentação e Transdutor de Pressão

Figura 5.6. Medidor Coriolis

5.3.4. MEDIÇÃO DA POTÊNCIA ELÉTRICA FORNECIDA À RESISTÊNCIA DE FITA PARA CONTROLE DO SUBRESFRIAMENTO OU TÍTULO NA ENTRADA DO TUBO CAPILAR

Uma das principais modificações em relação à unidade laboratorial anteriormente montada por Silveiras et al. (1996) foi a melhoria no sistema de aquecimento do fluido refrigerante na entrada da seção de testes, visando à realização de ensaios com condição de entrada com mistura bifásica. Esse sistema é descrito em detalhes no item 5.3.7.3.

Nesse sistema, para medição da potência elétrica fornecida à resistência de fita empregada e conseqüente determinação por balanço de energia do título na entrada do tubo capilar, foi utilizado um medidor de potência (wattímetro) da marca Fluke modelo 41B, com incerteza de medição da ordem de 1% da leitura.

Este medidor foi conectado ao computador para aquisição de dados por meio da porta serial e de um programa próprio de transmissão/armazenamento de dados. Durante os ensaios em que esse medidor foi utilizado, eram realizadas medidas instantâneas de potência a cada 10 segundos, armazenadas em um arquivo do tipo texto para posterior utilização. A Fig. 5.7. mostra o medidor de potência descrito.

5.3.5. MONITORAMENTO DA COMPOSIÇÃO DAS MISTURAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES

Em função da concepção da unidade e do fracionamento da mistura citado no item 2.5 que ocorre no condensador, torna-se necessário o monitoramento e controle da composição das misturas a serem utilizadas ao longo dos ensaios. A composição da mistura é avaliada em um cromatógrafo por via gasosa da marca Varian modelo GC 3800, mostrado na Fig. 5.8.

A Fig. 5.9 apresenta um esquema do sistema de amostragem do cromatógrafo. A cada ensaio, foram coletadas e analisadas de três a cinco amostras do fluido refrigerante. A composição da mistura em um determinado ensaio é a média das composições das amostras.

Antes de se proceder à série de amostragens para um dado ensaio, a linha de alimentação do cromatógrafo é evacuada. Inicialmente se abre a válvula de purga na saída do cromatógrafo, liberando a massa de refrigerante utilizada no ensaio anterior para a atmosfera. A seguir, fecha-se a válvula de purga e se abre a válvula de serviço para que seja feito vácuo na linha por meio de uma bomba de vácuo. Por fim, fecha-se a válvula de serviço, abre-se a válvula de alimentação e se espera algum tempo antes de se iniciar as amostragens, para que as eventuais bolhas de vapor presentes na linha de alimentação

colapsem, garantindo, deste modo, que a linha de amostragem fique totalmente preenchida de líquido.

A coleta das amostras é feita por uma válvula pneumática de amostragem existente no interior do cromatógrafo, esquematizada na Fig. 5.10. Essa válvula, em sua posição inicial (Fig. 5.10 superior), conecta a linha de alimentação à válvula de purga por meio de uma câmara de amostragem no corpo da válvula, que é, desta forma, preenchida com a amostra a ser analisada.

Disparado o processo de análise, a válvula de amostragem se desloca para uma posição na qual a câmara de amostragem é ligada ao circuito que leva a amostra para a coluna cromatográfica, enquanto se faz um “by-pass” entre a linha de alimentação e a linha de purga (Fig. 5.10 inferior). A amostra é arrastada por um gás inerte (neste caso hélio) para dentro do sistema de análise cromatográfica, composto de um injetor, uma coluna cromatográfica e um detetor de condutividade térmica, no qual é feita a análise propriamente dita.

Terminada a amostragem, a válvula pneumática retorna para sua posição inicial, ficando à espera do final da análise em andamento para que se proceda a uma nova amostragem.

5.3.6. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Os diversos sensores apresentados anteriormente estão ligados a um sistema de aquisição fabricado pela Lynx, composto de dois condicionadores de sinal MCS-1000, cada um com 16 canais, e uma placa conversora analógico/digital modelo CAD-12/32. Os diversos canais podem ser configurados, por meio de jumpers, para leitura de sinais em tensão, corrente, resistência ou de sensores tipo ponte de Wheatstone. O software de aquisição AQDADOS, utilizado neste trabalho, foi desenvolvido pela própria Lynx.

Figura 5.7. Medidor de Potência

Figura 5.8. Cromatógrafo Gasoso

Figura 5.9. Esquema do Sistema de Amostragem do Cromatógrafo

Figura 5.10. Esquema da Válvula de Amostragem

5.3.7. SISTEMAS DE CONTROLE DA UNIDADE LABORATORIAL

Para realização dos ensaios experimentais, é necessário controlar três variáveis principais: as pressões na entrada e na saída do tubo capilar, e o grau de subresfriamento ou o título na entrada do tubo capilar. A seguir, são descritas as principais características dos diversos sistemas de controle.

5.3.7.1. Controle da Pressão na Entrada do Tubo Capilar

Este controle é feito por intermédio dos pressurizadores, que são alimentados por um cilindro de nitrogênio a alta pressão. Na saída desse cilindro, existe uma válvula reguladora de pressão que reduz a pressão para valores na faixa de 40 bar, realizando, assim, uma pré-regulagem da pressão.

O controle final da pressão nos pressurizadores (e conseqüentemente da pressão na entrada no tubo capilar) é feito através de uma válvula solenóide atuada por um controlador que utiliza, como sinal de controle, a leitura de um transdutor de pressão colocado a montante do tubo capilar.

Na saída dessa válvula solenóide, foi colocado um conjunto de orifícios para amortecimento das eventuais pulsações causadas pela operação da válvula. Existe uma válvula de “by-pass” ao lado dessa válvula solenóide, uma válvula para liberação do nitrogênio para a atmosfera, e o conjunto conta ainda com um cilindro de nitrogênio auxiliar, utilizado para armazenar parte desse nitrogênio liberado no processo de transferência do fluido refrigerante do reservatório de baixa pressão para os pressurizadores. Esse armazenamento visa reduzir o consumo de nitrogênio. As Figs. 5.11 e 5.12 apresentam um fluxograma e uma vista geral deste sistema de controle da pressão nos pressurizadores.

5.3.7.2. Controle da Pressão na Saída do Tubo Capilar

O controle é feito por uma válvula solenóide colocada na linha de etilenoglicol, atuada por um controlador que utiliza, como sinal de controle, a leitura de um transdutor de pressão colocado logo a jusante do tubo capilar. Pelo controle da vazão de etilenoglicol, regula-se a pressão no condensador e, conseqüentemente, na saída do tubo capilar. Existe uma válvula de “by-pass” em paralelo à válvula solenóide. As Figs. 5.13 e 5.14 apresentam o fluxograma e uma vista do sistema de controle.

Figura 5.11. Fluxograma do Sistema de Controle da Pressão nos Reservatórios de Alta Pressão

Figura 5.12. Vista Geral do Sistema de Controle de Pressão, com Cilindro de N₂, Válvula Reguladora e Cilindro Auxiliar (No Destaque Válvula Solenóide)

Figura 5.13. Fluxograma do Sistema de Controle da Pressão no Reservatório de Baixa Pressão

Figura 5.14. Vista Geral do Sistema de Controle da Pressão no Condensador
(No Destaque a Válvula Solenóide na Linha de Etilenoglicol)

5.3.7.3. Controle do Grau de Subresfriamento ou Título na Entrada do Tubo Capilar

Devido à concepção da unidade laboratorial, nos pressurizadores tem-se fluido refrigerante a alta pressão e temperatura ambiente, ou seja, com um alto grau de subresfriamento. Para controlar essa variável, é necessário aquecer o fluido refrigerante antes de sua entrada no tubo capilar. Como se pretende neste trabalho atingir também condições de mistura líquido-vapor a baixos títulos na entrada do tubo capilar, e visando reduzir a instabilidade causada pela presença de bolhas de vapor na linha, esse aquecimento foi dividido em duas partes, conforme pode ser visto no fluxograma da Fig. 5.17.

Primeiramente, é feito um pré-aquecimento pela passagem do fluido refrigerante através de uma serpentina imersa em um banho de água aquecida por uma resistência elétrica de 5kW, atuada por um controlador de temperatura que recebe o sinal de um termopar tipo T colocado na saída da serpentina (ver Fig. 5.15). A finalidade desse banho é levar o fluido refrigerante até um grau de subresfriamento cerca de quatro graus menor que o desejado num dado ensaio.

O ajuste final do grau de subresfriamento ou do título é conseguido por meio de 60 metros de resistência de fita com potência de 5 W/m linear enrolados ao longo de uma fileira de tubos (ver Fig. 5.16) por dentro dos quais o fluido refrigerante escoar, a fim de se conseguir uma grande área de troca e pequenas taxas locais de transferência de calor e, desta forma, reduzir as instabilidades geradas pela formação de bolhas de vapor durante o aquecimento.

De forma semelhante ao que foi feito no banho de pré-aquecimento, um controlador de temperatura que recebe o sinal de um termopar colocado próximo à entrada do tubo capilar controlará a o grau de subresfriamento.

Com relação à condição de entrada bifásica, o controle é manual, realizado por um reostato ligado em série à resistência de fita. A potência fornecida à resistência é medida como descrito no item 5.3.4. Conhecida essa potência, além da perda de calor do trocador de calor para o meio externo (avaliada experimentalmente) e da condição de entrada, é possível determinar e controlar o título na entrada do capilar.

Figura 5.15. Banho de Pré-Aquecimento Para Controle do Grau de Subresfriamento

Figura 5.16. Fileira de Tubos Onde Foi Enrolada a Resistência de Fita

Figura 5.17. Fluxograma do Sistema de Controle do Grau de Subresfriamento ou do Título

5.4. A SEÇÃO DE TESTES

A seção de testes é composta de tubos capilares de cobre com 1,5 m de comprimento e três diferentes diâmetros nominais: 0,042" (1,067 mm), 0,054" (1,372 mm) e 0,064" (1,626 mm). Na extremidade desses tubos capilares foram soldadas conexões de 1/2" para montagem dos mesmos na unidade, conforme mostrado nas Figs. 5.18 e 5.19. Na soldagem, foi utilizado estanho, material de baixo ponto de fusão para evitar que, devido às altas temperaturas comuns nos processos de soldagem por oxi-acetileno comumente utilizados, ocorresse o recozimento do material do tubo capilar, fragilizando-o.

A fim de garantir que os tubos capilares permaneçam retilíneos, foram construídos dois suportes para tracionamento da seção de testes. Um deles serve apenas de ponto de fixação, enquanto que, no outro, foi colocada uma mola para garantir a tensão desejada. A Fig. 5.20 apresenta esse conjunto.

Um importante dado levantado experimentalmente neste trabalho é o perfil de pressões ao longo do tubo capilar. Para tanto, foram construídas peças especiais para permitir a conexão do tubo capilar aos transdutores de pressão, mostradas nas Figs. 5.21 e 5.22. Essas peças basicamente são um tee de cobre de 1/4" no qual foram soldados dois discos de latão com furos nos diâmetros externos dos tubos capilares. Os capilares foram soldados a esses discos com estanho para garantir a vedação. Na derivação do tee, foi soldado um pedaço de tubo de 1/4" com uma porca na extremidade para conectar esta peça ao transdutor de pressão.

Figura 5.18. Croqui das Conexões dos Tubos Capilares à Unidade Laboratorial

Figura 5.19. Conexão do Tubo Capilar à Unidade Laboratorial

Figura 5.20. Sistema de Tracionamento para Garantir a Retilneidade da Seção de Testes

Figura 5.21. Tomada de Pressão

Figura 5.22. Croqui das Tomadas de Pressão Colocadas ao Longo dos Tubos Capilares

Durante o processo de furação dos tubos capilares, tomou-se o cuidado de garantir que não restassem cavacos presos junto à aresta interna dos furos, o que alteraria o escoamento no tubo capilar devido à criação de uma perda de carga localizada. No sentido de minimizar a produção desse cavaco e garantir sua posterior remoção, o processo de furação do tubo capilar foi feito manualmente em duas etapas:

- uma furação utilizando-se uma broca de 0,6 mm de diâmetro
- uma limpeza interna da aresta com uma lima de uso odontológico para limpeza de canal, que, neste caso, faz a função de uma rasquete.

A Fig. 5.23 mostra o acabamento interno do tubo capilar obtido no processo de usinagem descrito. Deve-se ressaltar que, independente da remoção adequada ou não do cavaco, a presença dos furos por si só pode alterar o comportamento do tubo capilar. Esse aspecto foi verificado durante a fase de levantamentos experimentais pela comparação dos resultados de duas séries de ensaios, uma realizada antes e a outra após a furação de um tubo capilar.

A seção de testes é isolada termicamente com uma camada interna de lã de vidro de espessura aproximada de 4,0 mm, e três camadas de poliestireno expandido flexível, cada uma com 10,0 mm de espessura, conforme croqui mostrado na Fig. 5.24. O valor estimado do coeficiente global de transferência de calor UA' (isolamento + convecção natural do lado externo do isolamento) é 0,30 W/m°C.

Figura 5.23. Acabamento Interno Obtido no Processo de Furação do Tubo Capilar
(Ampliação de 10 vezes)

Figura 5.24. Croqui do Isolamento Térmico da Seção de Testes

5.4.1. POSICIONAMENTO DA INSTRUMENTAÇÃO AO LONGO DA SEÇÃO DE TESTES

Como já mencionado, foram realizadas medições dos perfis de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar. Para tanto, foram conectados 10 transdutores de pressão e fixados 18 termopares à parede do tubo capilar.

Os transdutores de pressão foram conectados às tomadas de pressão mostradas nas Figs. 5.20 e 5.21 através de tubos de 1/8" e de válvulas de bloqueio. Já os termopares foram soldados com estanho à parede do tubo capilar. As Figs. 5.25 e 5.26 mostram a montagem da seção de testes e sua aparência final, após a colocação do isolamento, enquanto que a Tab. 5.1 apresenta as posições nas quais foram colocados os diversos sensores.

Tabela 5.1. Posição dos Sensores de Pressão e Temperatura ao Longo da Seção de Testes

Sensor		Posição a Partir do Início dos Tubos Capilares (m)
Transdutores de Pressão	TP-01	a montante da seção de testes
	TP-02	0,20
	TP-03	0,40
	TP-04	0,50
	TP-05	0,60
	TP-06	0,70
	TP-07	0,85
	TP-08	1,00
	TP-09	1,25
	TP-10	a jusante da seção de testes
Termopares	TT-01	0,05
	TT-02	0,15
	TT-03	0,25
	TT-04	0,35
	TT-05	0,45
	TT-06	0,55
	TT-07	0,65
	TT-08	0,75
	TT-09	0,80
	TT-10	0,90
	TT-11	0,95
	TT-12	1,06
	TT-13	1,12
	TT-14	1,18
	TT-15	1,31
	TT-16	1,37
	TT-17	1,43
	TT-18	1,48

Figura 5.25. Detalhe da Montagem dos Sensores, Mostrando Uma Tomada de Pressão e Dois Termopares Soldados ao Tubo Capilar

Figura 5.26. Vista Geral da Seção de Testes Isolada, Mostrando os Transdutores de Pressão Conectados às Tomadas de Pressão

Equation Section 6.1 **Capítulo 6**

LEVANTAMENTOS

EXPERIMENTAIS

6.1. INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta os diversos levantamentos experimentais realizados na unidade laboratorial descrita no Cap. 5. Primeiramente, são apresentados os estudos para caracterização de alguns parâmetros geométricos e operacionais, a saber:

- medição dos diâmetros dos tubos capilares;
- medição das rugosidades relativas dos tubos capilares;
- avaliação da influência da instrumentação;
- avaliação das perdas no trocador de calor que controla o subresfriamento ou o título na entrada do tubo capilar;
- verificação da ocorrência de bloqueio na saída do tubo capilar.

A seguir são apresentados os diversos dados experimentais obtidos para o escoamento de misturas de fluidos refrigerantes através de tubos capilares adiabáticos, mostrando o efeito de vários parâmetros operacionais e geométricos.

6.2. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS PRELIMINARES

6.2.1. MEDIÇÃO DOS DIÂMETROS DOS TUBOS CAPILARES

Uma das variáveis geométricas que mais afetam o desempenho de um tubo capilar é o seu diâmetro. Assim sendo, uma medição confiável e acurada dessa grandeza é extremamente importante para o presente trabalho. Nesta pesquisa, foram utilizados dois métodos de medição do diâmetro. Primeiramente utilizou-se o projetor de perfis existente na Oficina Mecânica do PME-EPUSP para medir, através da escala do projetor (incerteza da escala 0,002 mm), o diâmetro da projeção ampliada da seção transversal de pequenos trechos da extremidade do tubo capilar com aproximadamente 25 mm de comprimento (ver Fig. 6.1a). Os resultados obtidos encontram-se na Tab. 6.1 a seguir.

Tabela 6.1. Medição dos Diâmetros dos Tubos Capilares – Projetor de Perfis

Capilar	Diâmetro Nominal (mm)	Diâmetro Médio Medido (mm)	Incerteza Global da Medição (mm)
TC-01	1,626	1,642	0,007
TC-02	1,372	1,394	0,006
TC-03	1,067	1,102	0,004
TC-04	1,626	1,641	0,009
TC-05	1,372	1,397	0,005
TC-06	1,067	1,106	0,003

O segundo procedimento de medição utilizou o método de preenchimento com mercúrio, que consiste em se pesar uma amostra do tubo capilar de aproximadamente 100 mm de comprimento inicialmente vazia e posteriormente preenchida por mercúrio. Sabendo-se o comprimento da amostra, o peso do mercúrio e sua densidade média, é possível determinar o diâmetro dos tubos capilares. Foram feitas, no mínimo, três leituras para cada tubo capilar, e a incerteza do método de medição foi avaliada em 0,003 mm. A Tab. 6.2 e a Fig. 6.1b mostram as amostras utilizadas nesse procedimento e os resultados obtidos.

A partir dos resultados obtidos, verifica-se que as duas medições são consistentes, uma vez que os diversos valores obtidos por um método estão dentro das faixas de incertezas obtidas pelo outro método, como pode ser visto nas Figs. 6.2 a 6.4. Para fins das validações, serão utilizados os valores obtidos com o método de preenchimento com mercúrio, devido às menores incertezas obtidas.

Tabela 6.2. Medição dos Diâmetros dos Tubos Capilares – Preenchimento com Mercúrio

Capilar	Diâmetro Nominal (mm)	Diâmetro médio medido (mm)	Incerteza global da medição (mm)
TC-01	1,626	1,641	0,003
TC-02	1,372	1,390	0,004
TC-03	1,067	1,101	0,004
TC-04	1,626	1,643	0,007
TC-05	1,372	1,394	0,003
TC-06	1,067	1,104	0,004

(a)

(b)

Figura 6.1. Amostras para Medição dos Diâmetro dos Tubos Capilares
(a) com o Projetor de Perfis e (b) por Preenchimento de Mercúrio

Figura 6.2. Comparação dos Resultados das Medições dos Diâmetros
Tubos TC-01 e TC-04

Figura 6.3. Comparação dos Resultados das Medições dos Diâmetros Tubos TC-02 e TC-05

Figura 6.4. Comparação dos Resultados das Medições dos Diâmetro Tubos TC-03 e TC-06

6.2.2. AVALIAÇÃO DA RUGOSIDADE DOS TUBOS CAPILARES

Esta avaliação foi feita através do escoamento de fluido refrigerante no estado de líquido comprimido pelos diversos tubos capilares. Tendo-se as dimensões geométricas dos tubos capilares, foram efetuadas medições das pressões de entrada e saída, da vazão e da temperatura do refrigerante que escoava através dos tubos capilares. Sabendo-se que:

$$\Delta p = p_{ent} - p_{sai} = f \frac{L_{tc}}{d_{tc}} \frac{\rho V^2}{2} = f \frac{L_{tc}}{d_{tc}} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} \quad (6.1)$$

determinou-se o fator de atrito f para diversas vazões. A partir desses diversos fatores de atrito, a rugosidade relativa dos tubos capilares foi avaliada por meio da equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/d_{tc}}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}\sqrt{f}} \right) \quad (6.2)$$

onde ε/d_{tc} é a rugosidade relativa do tubo capilar e Re é o número de Reynolds do escoamento, dado por:

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi d_{tc} \mu} \quad (6.3)$$

A Tab. 6.3 apresenta os valores médios das rugosidades relativas determinados a partir dos resultados experimentais apresentados nas Figs. 6.5 a 6.7 para os tubos capilares TC-01, TC-03 e TC-05. Nesse levantamento, foi utilizado o R-410A. A incerteza média dos fatores de atrito experimentais é $\pm 15\%$, considerada adequada para o presente trabalho, uma vez que a instrumentação não foi selecionada especificamente para medições de fatores de atrito.

Tabela 6.3. Rugosidades Relativas dos Tubos Capilares

Capilar	Diâmetro (mm)	ε/d_{tc}
TC-01	1,641	$2,193 \cdot 10^{-4}$
TC-03	1,101	$2,354 \cdot 10^{-4}$
TC-05	1,394	$3,604 \cdot 10^{-4}$

Figura 6.5. Levantamentos do Fator de Atrito e da Rugosidade Relativa - Tubo TC-01 **Figura 6.6.** Levantamentos do Fator de Atrito e da Rugosidade Relativa - Tubo TC-03

Figura 6.7. Levantamentos do Fator de Atrito e da Rugosidade Relativa - Tubo TC-05

6.2.3. AVALIAÇÃO DO EFEITO DA INSTRUMENTAÇÃO

A colocação de instrumentação ao longo do tubo capilar, particularmente as furações das tomadas de pressão, podem reduzir significativamente a vazão mássica que escoar através do tubo capilar devido ao aumento da perda de carga pela introdução de uma perda de carga localizada adicional ou pelo deslocamento do ponto de início de vaporização, visto que as tomadas de pressão podem atuar como cavidade ativa para nucleação da primeira bolha. Segundo dados de literatura, essa redução pode ser de até 15%.

Outro fator que pode afetar o desempenho do tubo capilar é a soldagem de termopares na parede, o que pode mudar localmente a transferência de calor, uma vez que os termopares podem atuar como aletas e, conseqüentemente, criar condições para o surgimento de cavidades ativas.

A fim de verificar esses efeitos foi realizada uma série de ensaios com R-410A escoando através do tubo capilar TC-03, inicialmente sem nenhuma instrumentação e, posteriormente, com a instrumentação completa. Os resultados dessas duas séries de ensaio encontram-se na Tab. 6.4. Pode-se verificar que houve efetivamente um efeito de redução da vazão, porém muito menor que o reportado na literatura. A redução média da vazão mássica para os 54 pontos experimentais foi da ordem de 1,6%. Desse resultado, conclui-se que, para a seção de testes montada conforme a descrição do Cap. 5, o efeito da instrumentação pode ser desconsiderado.

6.2.4. AVALIAÇÃO DAS PERDAS NO TROCADOR DE CALOR PARA CONTROLE DO SUBRESFRIAMENTO OU DO TÍTULO NA ENTRADA DO TUBO CAPILAR

Quando se realizam ensaios com mistura bifásica líquido-vapor entrando no tubo capilar, a determinação do título dessa mistura é feita de forma indireta através de um balanço de energia no trocador de calor que produz essa mistura bifásica.

Nesse balanço de energia, é necessário conhecer quais são as perdas de calor para o meio externo, a efetividade do trocador, ou a relação entre a potência total fornecida e a aproveitada pelo fluido refrigerante para aumento de sua entalpia. Essa informação normalmente é obtida a partir de levantamentos experimentais com escoamento monofásico do fluido refrigerante e extrapolada para condições de escoamento bifásico. No presente trabalho, a abordagem adotada foi a de se avaliar a parcela da potência elétrica fornecida no trocador de calor que é perdida para o meio em função da diferença média logarítmica de temperatura ($DMLT_{hx}$), conforme a Eq. (6.4):

$$\dot{W}_{fornecida} = \dot{Q}_{aproveitado} + \dot{Q}_{perdido} = \dot{Q}_{aproveitado} + (C_1 \cdot DMLT_{hx} + C_2) \quad (6.4)$$

Esta diferença média logarítmica de temperatura é dada por:

$$DMLT_{hx} = \frac{(T_{sai,hx} - T_{ent,hx})}{\ln\left(\frac{T_{sai,hx} - T_{amb}}{T_{ent,hx} - T_{amb}}\right)} \quad (6.5)$$

Foram levantados pontos experimentais mantendo-se pressões e temperaturas na entrada do trocador constantes e, gradativamente, aumentando a potência elétrica dissipada pela resistência de fita. Foram medidas a vazão mássica e a temperatura na saída do trocador (que é a entrada do tubo capilar). De posse desses dados, determinou-se o calor perdido e, por regressão linear, as constantes C_1 e C_2 da Eq. (6.4). Os resultados obtidos para as pressões de saturação correspondentes às temperaturas de 34, 37, 40 e 43°C para o tubo capilar TC-03 com escoamento de R-410A e de R-407C encontram-se, respectivamente, nas Figs. 6.8 e 6.9. Pode-se verificar que os resultados da regressão linear são bons, com coeficientes de correlação r^2 superiores a 0,98.

Assim, de posse destas curvas de $\dot{Q}_{perdido} = f(DMLT_{hx})$ para cada um dos fluidos, mede-se a potência fornecida, a pressão no trocador de calor, sua temperatura de entrada e a temperatura ambiente, determina-se a temperatura de saturação do fluido refrigerante (que será a temperatura de saída do trocador de calor) e, a partir da Eq. (6.4), obtém-se a potência aproveitada pelo fluido. Conhecida a entalpia do fluido na entrada do trocador (uma vez que se conhece pressão e temperatura neste ponto), calcula-se, a partir da Primeira Lei da Termodinâmica, a entalpia e, conseqüentemente, o título na entrada do tubo capilar. A incerteza na avaliação do título por meio desse método foi avaliada em $\pm 10\%$.

Tabela 6.4. Efeito da Instrumentação no Desempenho do Tubo Capilar

Condição Nominal		Valores Experimentais Sem Instrumentação				Valores Experimentais Com Instrumentação				Diferença %
T_{sat} °C	ΔT_{sub} °C	$p_{ent,abs}$ kPa	$p_{sai,abs}$ kPa	T_{ent} °C	$\dot{m}$ kg/h	$p_{ent,abs}$ kPa	$p_{sai,abs}$ kPa	T_{ent} °C	$\dot{m}$ kg/h	
34	5	2079,65	724,42	28,9	23,810	2084,73	721,87	28,4	23,630	-0,76%
	3	1986,52	725,91	30,7	23,036	1990,56	722,64	30,7	22,370	-2,89%
	1	1986,42	727,40	32,5	21,747	1991,68	722,41	32,3	21,406	-1,57%
	5	2079,96	725,23	29,2	23,956	2083,52	721,53	29,3	23,627	-1,37%
	3	1986,69	728,36	31,0	22,884	1989,63	721,67	31,1	22,401	-2,11%
	1	1986,38	727,09	33,0	21,707	1990,25	722,38	33,0	21,420	-1,32%
	5	2081,34	728,18	29,1	24,077	2086,04	720,05	28,9	23,680	-1,65%
	3	1987,00	729,17	30,9	23,262	1992,21	724,96	30,5	22,867	-1,70%
	1	1986,77	728,49	32,8	22,114	1992,30	725,72	33,0	21,346	-3,47%
37	5	2252,64	726,82	31,8	25,321	2257,26	723,85	31,7	24,983	-1,34%
	3	2159,42	729,03	33,8	24,521	2165,01	724,01	33,7	23,922	-2,44%
	1	2155,04	724,46	35,5	23,432	2164,18	724,47	35,5	22,868	-2,41%
	5	2253,71	728,08	31,4	25,446	2259,62	724,72	31,6	25,029	-1,64%
	3	2161,53	731,23	33,4	24,328	2166,79	724,60	33,6	23,901	-1,76%
	1	2159,79	729,38	35,3	23,222	2166,37	722,29	35,5	22,930	-1,26%
	5	2254,33	728,35	31,8	25,379	2258,77	722,45	31,7	24,908	-1,85%
	3	2161,57	729,08	33,8	24,206	2166,17	721,80	33,3	24,035	-0,71%
	1	2159,86	731,29	35,6	23,244	2168,34	725,68	35,3	22,986	-1,11%
40	5	2429,36	728,87	34,4	26,455	2430,95	725,09	34,5	25,947	-1,92%
	3	2335,77	733,08	36,6	25,433	2337,55	723,39	36,4	24,968	-1,83%
	1	2331,99	730,59	38,4	24,256	2337,35	725,64	38,3	24,070	-0,77%
	5	2429,68	729,33	34,6	26,247	2435,99	725,54	34,5	26,333	0,33%
	3	2336,48	734,65	36,5	25,445	2342,48	728,83	36,6	25,103	-1,35%
	1	2336,37	732,97	38,5	24,529	2341,61	727,76	38,5	24,170	-1,46%
	5	2428,75	730,24	34,9	26,193	2434,77	725,87	34,8	25,871	-1,23%
	3	2334,41	730,93	36,8	25,487	2342,42	725,81	36,6	25,049	-1,72%
	1	2326,53	707,09	38,8	24,420	2342,19	703,03	38,6	23,856	-2,31%
Diferença média										-1,62%

Obs.: Tubo capilar TC-03 ($d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m); fluido refrigerante R-410A.

Figura 6.8. Avaliação das Perdas do Trocador de Calor para Escoamento de R-410A

Figura 6.9. Avaliação das Perdas do Trocador de Calor para Escoamento de R-407C

6.2.5. VERIFICAÇÃO DA OCORRÊNCIA DE BLOCAGEM NA SAÍDA DO TUBO CAPILAR

Um fenômeno comum no escoamento de fluidos refrigerantes é a ocorrência de bloqueio na saída do tubo capilar. Isso é particularmente verdade para os tubos capilares utilizados em refrigeradores e freezers, devido, entre outros fatores, às baixas temperaturas de evaporação, da ordem de -15°C a -25°C . Em aparelhos de ar condicionado, as temperaturas de evaporação são maiores, na faixa de 5°C a -5°C , o que pode levar a casos em que não se tenha a ocorrência de condições críticas do escoamento na saída do capilar.

A verificação da ocorrência de condições de bloqueio nos ensaios foi feita a partir de uma série de ensaios nos quais a pressão no condensador da unidade laboratorial foi reduzida de forma a garantir a ocorrência de bloqueio. Estabelecido o escoamento nessa condição por cerca de uma hora, quando já se havia atingido condição de regime permanente, foi fechada a circulação de etilenoglicol e foram ligadas as resistências de aquecimento do condensador a fim de aumentar gradativamente a pressão. Monitorando-se a vazão mássica em função da pressão de condensação, foi possível determinar as condições do escoamento quando deixava de ser bloqueado.

As Figs. 6.10 e 6.11 apresentam resultados típicos obtidos nesses ensaios. A primeira figura mostra as curvas da pressão de evaporação e da vazão mássica medida em função do tempo de ensaio, enquanto que a segunda figura apresenta uma curva de pressão de evaporação *versus* vazão mássica obtida com a indicação do ponto onde deixa de ocorrer a bloqueio. Nas duas figuras, é indicado o valor médio da vazão mássica nos cinco minutos anteriores ao fechamento da circulação de etilenoglicol e ligação das resistências de aquecimento do condensador.

A partir dos resultados obtidos para as diversas condições de entrada, foi possível verificar que, no caso do R-410A, todos os levantamentos foram realizados sem a ocorrência de condições de bloqueio na saída do tubo capilar.

Figura 6.10. Curvas de Pressão de Evaporação e Vazão Mássica em Função do Tempo de Ensaio

Figura 6.11. Curva de Vazão Mássica em Função da Pressão de Evaporação

6.3. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS

6.3.1. A MATRIZ DE ENSAIOS UTILIZADA

No presente trabalho, foram realizados ensaios com os fluidos refrigerantes R-410A e R-407C para diversas geometrias e condições operacionais. A matriz de ensaios utilizada encontra-se na Tab. 6.5 a seguir. Foram testadas quatro temperaturas de condensação, três diferentes graus de subresfriamento e três valores de título na entrada para um diâmetro de tubo capilar e os dois fluidos. Posteriormente, para uma dada pressão de entrada, foram testados três graus de subresfriamento para três diferentes diâmetros de tubo capilar com R-407C. Por fim, para um dado diâmetro de tubo capilar, foram testados três diferentes graus de subresfriamento e três diferentes comprimentos com o R-407C. Nesses ensaios, a temperatura de evaporação T_{evap} foi mantida em torno de 0°C, uma vez que essa variável tem uma pequena influência no desempenho do tubo capilar, como será mostrado no item 6.3.4.3. Foram feitos pelo menos três ensaios para cada uma das condições listadas na Tab. 6.5.

Tabela 6.5. Matriz de Ensaios Utilizada no Presente Trabalho

Fluido	d_{tc} (mm)	L_{tc} (m)	T_{cond} (°C)	ΔT_{sub} (°C)	x_{ent}
R410-A	1,101	1,50	34	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
			37	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
			40	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
			43	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
R407-C	1,101	1,50	34	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
			37	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
			40	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
			43	5 / 3 / 1	0,00 / 0,02 / 0,04
R407-C	1,101	1,50	37	5 / 3 / 1	---
	1,394				
	1,641				
R407-C	1,394	1,50	37	5 / 3 / 1	---
		1,25			
		1,00			

6.3.2. PROCEDIMENTO DE ENSAIO

A cada ensaio realizado, foram obtidos três pontos de operação, seguindo o seguinte procedimento:

5. Fixa-se a pressão correspondente às temperaturas de condensação da Tab. 6.5 através do controlador correspondente;
6. fixa-se a pressão de evaporação correspondente à temperatura de evaporação de 0°C através do controlador correspondente;
7. fixa-se o primeiro ponto operacional; para os ensaios com entrada subresfriada, fixa-se a temperatura de entrada (e conseqüentemente o grau de subresfriamento) através dos controladores de temperatura que atuam no banho de pré-aquecimento e na resistência de fita; para os ensaios com entrada saturada, fixa-se a temperatura do banho de pré-aquecimento e regula-se a potência fornecida;
8. inicia-se a aquisição dos dados;
9. aguarda-se a unidade entrar em regime permanente. Anota-se o horário em que essa condição é atingida;
10. fixa-se novo grau de subresfriamento ou novo título;
11. aguarda-se a obtenção da nova condição de regime permanente e anota-se o horário em que esta condição é atingida;
12. repetem-se os passos 6 e 7;
13. Simultaneamente aos passos 5 a 8, realizam-se de três a cinco análises cromatográficas do fluido refrigerante, para determinação da efetiva composição da mistura a cada ensaio (média das análises realizadas);
14. encerra-se o ensaio.

Como preparação prévia para os ensaios, era necessário ligar o cromatógrafo com cerca de uma hora de antecedência do início do primeiro ensaio do dia para que as partes aquecidas do equipamento (fornos da coluna de separação, injetor e detector) atingissem as temperaturas de trabalho adequadas às análises cromatográficas.

O critério básico para verificar a obtenção da condição de regime permanente é o tempo de ensaio decorrido desde a última regulagem. As Figs 6.12 a 6.15 mostram os parâmetros operacionais ajustados a cada ensaio/ponto operacional (pressão de entrada,

pressão de saída e temperatura na entrada do tubo capilar) e uma variável resultante (vazão mássica) para um ensaio típico. Foi verificado, durante os ensaios preliminares, que, para o primeiro ponto de operação, eram necessários cerca de cinquenta minutos até se atingir o regime permanente. Já para os pontos subseqüentes eram necessários cerca de 20 minutos após a regulagem para se atingir novamente as condições de regime permanente. Assim, foram adotados, como intervalos padrão para obtenção do regime permanente, uma hora para o primeiro ponto e 30 minutos para os demais pontos operacionais.

Esse critério básico de controle do regime permanente pelo tempo de ensaio foi adotado em conjunto com a monitoração do ensaio pelo operador da unidade laboratorial. A efetiva obtenção do regime permanente foi verificada a posteriori pelos arquivos de resultados gerados pelo programa de aquisição, e o critério de tempo mostrou-se adequado para todos os ensaios realizados.

Com relação à obtenção do regime permanente para os ensaios com entrada saturada, foi constatado que o sistema de aquecimento descrito no item 5.3.7.3 propiciou a obtenção de condições estáveis durante os ensaios, com flutuações na pressão de entrada semelhantes às de um ensaio com entrada subresfriada, e com flutuações na vazão mássica um pouco maiores que as obtidas num ensaio com entrada subresfriada, como pode ser verificado nas Figs. 6.16 e 6.17.

Essa maior flutuação é, em parte, devida ao escoamento bifásico e, em parte, devida às flutuações na rede elétrica, que provocam flutuações na potência fornecida à resistência de fita, conforme mostrado na Fig. 6.18.

6.3.3. TRATAMENTO DOS ARQUIVOS DE RESULTADOS

Os resultados dos diversos ensaios foram arquivados em um ou dois arquivos: um arquivo próprio do AQDADOS (arquivo *ensaio.TEM*, onde *ensaio* é o nome do arquivo, definido pelo usuário no início da aquisição), com as leituras instantâneas dos 32 canais (taxa de amostragem de 30 Hz), gerado para todos os ensaios, e um arquivo de texto (arquivo *ensaio.CSV*), gerado para os ensaios com entrada saturada, contendo leituras instantâneas (realizadas a cada 10 segundos) da potência fornecida à resistência de fita, feitas pelo medidor de potência e aquisitado através da porta serial do computador e de um programa de aquisição específico fornecido pelo fabricante do medidor de potência (Fluke).

O arquivo *ensaio.TEM* é convertido ao final de cada ensaio em arquivo tipo texto (arquivo *ensaio.TXT*) pelo programa AQDADOS. Essa conversão pode ser feita para cada leitura individualmente ou para um certo intervalo de leituras definido pelo usuário. Além disso, o operador pode definir se a conversão se dará pelo valor instantâneo no início de cada intervalo ou pela média do intervalo. Neste trabalho, foram utilizados, como parâmetros de conversão, um intervalo de 5 segundos e a média dos valores do intervalo.

Por fim, os arquivos tipo texto gerados são convertidos em planilhas do EXCEL, para o devido tratamento e análise dos resultados. Nessa análise, são calculados os valores em regime permanente das diversas variáveis medidas. Esses valores são dados pela média dos valores medidos nos cinco minutos anteriores a uma mudança de ponto operacional.

Figura 6.12. Pressão na Entrada do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada

Figura 6.13. Pressão na Saída do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada

Figura 6.14. Temperatura na Entrada do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada

Figura 6.15. Vazão Mássica no Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Subresfriada

Figura 6.16. Pressão na Entrada do Tubo Capilar Durante um Ensaio Típico com Entrada Saturada

Figura 6.17. Vazão Mássica no Tubo Capilar Durante de um Ensaio Típico com Entrada Saturada

Figura 6.18. Potência Elétrica Fornecida à Resistência de Fita Durante um Ensaio Típico com Entrada Saturada

6.3.4. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS COM R-410A

Para este fluido refrigerante, além dos ensaios iniciais para determinação do fator de atrito e para verificação da condição de bloqueio, foram realizados 28 ensaios nas seguintes condições:

- 16 ensaios para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com condições de entrada subresfriada;
- 12 ensaios para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com condições de entrada saturada.

Os resultados globais desses ensaios, perfazendo um total de 84 pontos experimentais, são apresentados nas Tabs. 6.6 e 6.7 a seguir. Os próximos itens apresentam algumas análises do efeito dos diversos parâmetros operacionais sobre o desempenho de tubos capilares baseada nesses resultados experimentais.

6.3.4.1. Perfis de Temperatura e Pressão Experimentais

As Figs. 6.19 a 6.22 apresentam alguns perfis de temperatura medidos para diversas condições experimentais¹. Já as Figs. 6.23 a 6.26 apresentam alguns perfis de pressão medidos, juntamente com os perfis de pressão de saturação, que foram calculadas a partir do perfil de temperaturas medido e da composição da mistura determinada pelas análises cromatográficas para cada ensaio².

Pode-se verificar, nestas figuras, a boa concordância entre as pressões medidas e calculadas na região de escoamento bifásico, mostrando a consistência das medições de pressão, temperatura e composição efetuadas.

A partir dos perfis de temperatura, verifica-se que o trecho de escoamento de líquido diminui à medida que se reduz o subresfriamento e que se aumenta a temperatura de condensação. Esse segundo efeito é devido ao aumento da perda de carga provocado pelo aumento da vazão, o que faz com que o escoamento atinja mais rapidamente condições para o início da vaporização.

1. A temperatura efetivamente medida é a temperatura de parede do tubo capilar. Uma vez que a resistência térmica do lado externo da parede do tubo capilar (condução pelo isolamento e convecção natural) é muito maior que a do lado interno (convecção forçada do escoamento) e o tubo capilar é de cobre (alta condutividade térmica), as temperaturas de parede medidas são muito próximas da temperatura do fluido refrigerante. Dessa forma, a temperatura de parede será utilizada como aproximação para a temperatura do fluido refrigerante.

2. A pressão calculada e apresentada nesses perfis é a pressão de bolha, conforme definição do item 2.2. Para o R-410A, uma mistura quase-azeotrópica, as pressões de bolha e de gota para uma dada temperatura são praticamente as mesmas.

Verificando-se os perfis de pressão medidos e calculados, constata-se que, na grande maioria dos pontos experimentais com condições de entrada subresfriada, ocorreu o fenômeno do atraso de vaporização, mostrado em detalhes na Fig. 6.27. Este atraso de vaporização é dividido em dois trechos: um primeiro, com escoamento metaestável de fluido refrigerante, e um segundo, com escoamento bifásico em não-equilíbrio. Como esperado em função da aleatoriedade desse fenômeno, em alguns casos (como o do ensaio 1207 mostrado na Fig. 6.24), o mesmo deixou de ocorrer. A questão do atraso de vaporização será mais aprofundado quando da comparação dos resultados experimentais e de simulação.

Tabela 6.6. Resultados Experimentais Para o R-410A
Ensaio com Entrada Subresfriada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m

Condição Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h
T_{cond}	ΔT_{sub}									
34	5,5	2006a	93,17	23,0	49,080	50,920	1992,88	700,13	5,2	23,680
	3,5			23,0			1992,21	705,03	3,6	22,867
	1,5			23,0			1992,30	704,08	1,0	21,346
	5,5	2106	93,54	20,3	49,249	50,751	1989,98	701,64	4,7	23,627
	3,5			20,5			1989,63	701,77	2,7	22,401
	1,5			20,4			1990,25	702,45	0,8	21,420
	5,5	2606	93,54	21,3	49,097	50,903	1991,08	701,97	5,7	23,630
	3,5			21,6			1990,56	702,72	3,3	22,370
	1,5			22,2			1991,68	702,51	1,7	21,406
	5,5	1008	93,46	21,2	48,818	51,182	1990,29	701,15	5,3	23,194
	3,5			21,2			1991,55	702,43	3,5	22,249
	1,5			21,2			1990,27	702,19	1,5	20,741
37	5,5	1606	93,43	22,3	49,181	50,819	2166,19	703,05	5,6	25,029
	3,5			22,7			2166,79	702,93	3,6	23,901
	1,5			22,8			2166,37	700,63	1,6	22,930
	5,5	2006	93,59	21,3	49,080	50,920	2163,66	702,20	5,5	24,983
	3,5			21,6			2165,01	702,37	3,4	23,922
	1,5			21,9			2164,18	702,80	1,5	22,868
	5,5	2606a	93,33	22,6	49,077	50,923	2165,44	700,79	5,5	24,908
	3,5			22,7			2166,17	700,11	3,8	24,035
	1,5			22,7			2168,34	702,31	1,7	22,986
	5,5	1008a	93,99	21,5	48,758	51,242	2164,76	703,00	5,7	24,972
	3,5			21,4			2165,26	702,34	3,5	23,942
	1,5			21,3			2163,15	702,65	2,1	23,148
40	5,5	1906	93,33	22,6	49,475	50,525	2341,44	702,45	5,4	25,871
	3,5			22,7			2342,42	702,39	3,5	25,049
	1,5			22,7			2342,19	703,03	1,4	23,856
	5,5	1906a	93,33	23,3	49,021	50,979	2342,66	702,12	5,7	26,333
	3,5			23,2			2342,48	705,41	3,6	25,103
	1,5			23,1			2341,61	704,35	1,6	24,170
	5,5	2306	93,83	18,3	49,297	50,703	2337,12	701,72	5,4	25,947
	3,5			18,6			2337,55	700,02	3,5	24,968
	1,5			18,8			2337,35	702,21	1,5	24,070
	5,5	1108	94,26	19,4	48,512	51,488	2339,17	702,13	5,6	26,072
	3,5			19,4			2339,46	701,78	3,3	24,967
	1,5			19,4			2336,23	702,73	1,4	24,051
43	5,5	1207	93,75	22,7	48,940	51,060	2515,75	702,31	5,4	26,769
	3,5			22,8			2516,56	703,18	3,3	25,896
	1,5			22,6			2512,85	702,66	0,9	24,632
	5,5	1307	94,28	19,9	48,786	51,214	2514,78	701,99	5,3	26,850
	3,5			20,3			2514,09	702,32	3,0	25,661
	1,5			20,4			2514,22	701,06	1,0	24,604
	5,5	1307a	93,91	21,3	48,791	51,209	2518,11	702,12	5,4	27,223
	3,5			21,4			2516,45	701,79	3,3	26,018
	1,5			21,4			2514,57	702,25	1,4	24,903
	5,5	1108a	94,13	19,2	48,699	51,301	2515,27	701,41	5,8	27,416
	3,5			19,1			2515,00	703,26	3,1	25,908
	1,5			19,0			2512,13	701,47	1,0	24,766

Tabela 6.7. Resultados Experimentais Para o R-410AEnsaio com Entrada Saturada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m

Condição Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	x_{ent} real	$\dot{m}_{exp}$ kg/h
T_{cond}	x_{ent}									
34	0,000	2508	93,53	24,5	48,261	51,739	1989,17	703,94	0,005	20,019
	0,020			25,0			1993,00	701,79	0,022	19,515
	0,040			25,6			1990,62	700,62	0,037	19,114
	0,000	2508a	93,33	25,8	48,051	51,949	1991,22	704,35	0,004	20,214
	0,020			25,9			1990,31	703,96	0,021	19,525
	0,040			26,0			1990,41	702,40	0,038	19,167
	0,000	2508b	93,19	26,2	47,824	52,176	1990,93	704,49	0,003	20,616
	0,020			26,1			1990,70	702,76	0,014	19,893
	0,040			26,1			1990,29	702,97	0,037	19,164
37	0,000	3008	93,73	21,5	47,496	52,504	2161,57	2136,77	0,007	21,368
	0,020			21,6			2163,10	2077,98	0,028	20,780
	0,040			21,6			2162,77	2048,59	0,043	20,486
	0,000	3008a	93,86	21,1	48,026	51,974	2161,33	662,67	0,006	21,406
	0,020			21,0			2160,41	709,34	0,026	20,771
	0,040			20,9			2161,45	701,79	0,050	20,254
	0,000	3108	93,86	20,5	48,144	51,856	2161,28	700,94	0,005	21,428
	0,020			20,7			2164,10	703,70	0,024	20,784
	0,040			20,8			2158,80	702,32	0,048	20,194
40	0,000	3108a	93,59	21,3	48,304	51,696	2338,61	702,19	0,004	22,812
	0,020			21,4			2338,38	704,00	0,020	22,283
	0,040			21,6			2337,57	702,43	0,044	21,785
	0,000	3108b	93,53	21,5	48,203	51,797	2337,74	703,57	0,004	22,894
	0,020			21,4			2337,08	701,35	0,022	22,414
	0,040			21,4			2336,66	702,98	0,047	21,731
	0,000	0109	93,59	21,0	48,258	51,742	2337,37	701,01	0,003	22,696
	0,020			21,3			2337,93	702,32	0,014	22,474
	0,040			21,4			2337,10	702,96	0,040	21,786
43	0,000	0109a	93,46	21,6	48,484	51,516	2513,78	702,07	0,004	23,936
	0,020			21,4			2512,89	702,45	0,023	23,210
	0,040			21,2			2513,41	703,63	0,044	22,849
	0,000	0209	93,53	19,7	48,272	51,728	2512,69	701,29	0,004	23,690
	0,020			19,7			2515,36	701,87	0,022	23,212
	0,040			19,7			2512,83	701,78	0,047	22,531
	0,000	0209a	93,59	19,8	48,285	51,715	2513,58	702,36	0,002	23,936
	0,020			19,8			2512,15	701,15	0,024	23,231
	0,040			19,8			2513,20	701,27	0,051	22,499

Figura 6.19. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$
(Fluido Subresfriado na Entrada)

Figura 6.20. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$
(Fluido Subresfriado na Entrada)

Figura 6.21. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$
(Fluido Saturado na Entrada)

Figura 6.22. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$
(Fluido Saturado na Entrada)

Figura 6.23. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sub} = 1,5^{\circ}\text{C}$, Evidenciando Ocorrência de Atraso de Vaporização

Figura 6.24. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sub} = 5,5^{\circ}\text{C}$, Sem Ocorrência de Atraso de Vaporização

Figura 6.25. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$ e $x_{ent} = 0,00$

Figura 6.26. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ e $x_{ent} = 0,04$

Figura 6.27. Região de Ocorrência de Atraso de Vaporização da Fig. 6.21 Ampliada, Mostrando Trechos de Escoamento Metaestável e de Escoamento em Não-Equilíbrio

6.3.4.2. Efeito das Condições de Entrada

As Figs. 6.28 a 6.31 apresentam o desempenho do tubo capilar em função dos parâmetros de entrada: temperatura de condensação, grau de subresfriamento e título. Essas figuras foram obtidas a partir dos valores médios da vazão mássica para cada uma das condições experimentais teóricas, apresentados na Tab. 6.8.

Para condições de entrada subresfriada, Figs. 6.28 e 6.29, verifica-se que a vazão mássica que escoar através do tubo capilar aumenta à medida que aumentam a temperatura de saturação e o grau de subresfriamento.

Os gráficos das Figs. 6.30 e 6.31, para condições de entrada saturada, mostram que a tendência de variação da temperatura de condensação é a mesma (aumento da vazão com o aumento de T_{cond}), enquanto que a vazão mássica diminui com o aumento do título da mistura bifásica.

Tabela 6.8. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental para R-410A

Condições de Entrada Subresfriada								
ΔT_{sub} (°C)	Vazão Mássica Experimental Média em função de T_{cond} (kg/h)				Dispersão da Média (kg/h)			
	34°C	37°C	40°C	43°C	34°C	37°C	40°C	43°C
5,5	23,533	24,973	26,056	27,065	0,243	0,060	0,231	0,324
3,5	22,472	23,950	25,022	25,871	0,309	0,067	0,068	0,178
1,5	21,228	22,983	24,037	24,726	0,340	0,140	0,157	0,149
Condições de Entrada Saturada								
x_{ent}	Vazão Mássica Experimental Média em função de T_{cond} (kg/h)				Dispersão da Média (kg/h)			
	34°C	37°C	40°C	43°C	34°C	37°C	40°C	43°C
0,00	20,283	21,401	22,801	23,854	0,298	0,030	0,099	0,123
0,02	19,645	20,778	22,390	23,218	0,189	0,007	0,096	0,011
0,04	19,148	20,311	21,767	22,626	0,027	0,146	0,027	0,175

Obs.: Tubo Capilar TC-03 ($d_{tc} = 1,101$ mm)

6.3.4.3. Efeito da Pressão de Saída (Temperatura de Evaporação)

O efeito desta variável, normalmente de menor importância sobre o desempenho do tubo capilar, foi analisado a partir dos ensaios preliminares para verificação das condições de bloqueio, como mostrado nas Figs. 6.10 e 6.11, onde se pode verificar que um aumento de cerca de 180% na pressão de saída (de 4,5 para 13,0 bar) provoca uma redução de aproximadamente 16% (de 21,3 para 18 kg/h) na vazão mássica, confirmando, desta forma, ser esta uma variável de menor importância. O efeito do aumento da pressão na redução da vazão é um pouco maior se forem considerados apenas os valores para escoamento não bloqueado, porém, ainda assim é pouco significativo. Com pequenas variações, esse resultado típico se repetiu para os demais ensaios realizados.

Figura 6.28. Efeito do Grau de Subresfriamento na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A

Figura 6.29. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A - Condições de Entrada Subresfriada

Figura 6.30. Efeito do Título na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A

Figura 6.31. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-410A - Condições de Entrada Saturada

6.3.5. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS COM R-407C

Para este fluido refrigerante, foram realizados um total de 38 ensaios, para as seguintes combinações de condições geométricas e operacionais:

- 12 ensaios para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com condições de entrada subresfriada;
- 12 ensaios para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com condições de entrada saturada;
- 08 ensaios para $L_{tc} = 1,5$ m e $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$, sendo 04 ensaios para $d_{tc} = 1,394$ mm e 04 ensaios para $d_{tc} = 1,641$ mm;
- 06 ensaios para $d_{tc} = 1,394$ mm e $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$, sendo 03 ensaios para $L_{tc} = 1,25$ m e 03 ensaios para $L_{tc} = 1,00$ m.

Os resultados globais desses ensaios, perfazendo um total de 113 pontos experimentais, são apresentados nas Tabs. 6.9 a 6.12 a seguir.

6.3.5.1. Perfis de Temperatura e Pressão Experimentais

As Figs. 6.32 a 6.35 apresentam alguns perfis de temperatura medidos para diversas condições experimentais. Já as Figs. 6.36 e 6.37 apresentam alguns perfis de pressão medidos, juntamente com os perfis de pressão de saturação (na verdade pressões de bolha, segundo definição do Capítulo 2), calculados a partir do perfil de temperaturas medido e da composição da mistura determinada pelas análises cromatográficas para cada ensaio, admitindo $x = 0$.

Os perfis de temperatura medidos são semelhantes aos obtidos para o R-410A, Figs. 6.19 a 6.22. À medida que se reduz o subresfriamento e que se aumenta a temperatura de condensação, verifica-se que o trecho de escoamento de líquido diminui.

Comparando os perfis de pressão medidos e calculados, percebe-se que a abordagem adotada no cálculo, ou seja, a utilização da pressão de bolha como representativa da pressão de saturação da mistura bifásica não é adequada.

Como pode ser visto na Fig. 6.37, o perfil de pressão medido se afasta do perfil calculado à medida que se vai para o final do tubo capilar. Nessa mesma figura, é mostrado também o perfil de pressão de gota, e pode-se verificar o efeito oposto, ou seja, a aproximação entre o perfil medido e o calculado à medida que se aumenta o título da mistura bifásica.

Esse resultado era esperado em função de termos uma mistura zeotrópica, que apresenta variação da composição das fases líquida e vapor à medida que ocorre o processo de mudança de fase, como foi mostrado na Fig. 2.4 para uma mistura binária. Assim, temos uma banda de variação da temperatura (e, conseqüentemente, de pressão) de saturação associada a essa mudança de composição. Para se obter perfis de pressão medidos e calculados concordantes, seria necessário dispor-se de um perfil de título ou dessa variação de composição ao longo do escoamento.

Apesar da questão exposta anteriormente, para os ensaios subresfriados, a comparação dos perfis permite verificar, como pode ser visto na Fig. 6.36, a ocorrência de atraso de vaporização para a maioria dos casos. Mais uma vez, em alguns casos, o atraso de vaporização deixa de ocorrer em função da aleatoriedade do fenômeno.

6.3.5.2. Efeito das Condições de Entrada

As Figs. 6.38 a 6.41 apresentam o desempenho do tubo capilar em função dos parâmetros de entrada: temperatura de condensação, grau de subresfriamento e título. Essas figuras foram obtidas a partir dos valores médios da vazão mássica para cada uma das condições experimentais teóricas, apresentados na Tab. 6.13.

Para condições de entrada subresfriada, Figs. 6.38 e 6.39, o comportamento observado é o mesmo que para o R-410A: aumento da vazão mássica com o aumento da temperatura de condensação e do grau de subresfriamento.

Da mesma forma, os gráficos das Figs. 6.40 e 6.41, para condições de entrada saturada, mostram que a vazão mássica cresce com o aumento de T_{cond} e, por outro lado, decresce com o aumento do título.

Tabela 6.9. Resultados Experimentais Para o R-407CEnsaio com Entrada Subresfriada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m

Condição Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	% R-134a	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h
T_{cond}	ΔT_{sub}										
34	5,5	1809	93,86	23,1	21,466	23,686	54,848	1398,95	463,74	5,9	19,274
	3,5			23,1				1401,21	463,02	4,0	18,352
	1,5			23,2				1395,89	463,61	1,6	16,743
	5,5	2109	93,73	24,2	21,741	23,876	54,383	1399,89	458,17	5,9	19,227
	3,5			24,7				1399,89	462,13	4,0	18,024
	1,5			25,4				1400,61	462,50	2,0	16,851
	5,5	2209	93,79	24,6	21,618	23,828	54,554	1400,63	461,60	5,7	19,412
	3,5			24,5				1399,12	467,37	3,5	18,302
	1,5			24,6				1399,29	461,64	1,5	17,414
37	5,5	1809a	93,86	23,2	21,695	23,944	54,361	1499,26	463,11	5,1	19,638
	3,5			23,3				1507,51	462,17	3,3	18,792
	1,5			23,3				1507,16	463,24	1,5	17,828
	5,5	2109a	93,66	25,9	21,362	23,638	55,000	1515,39	464,03	6,1	19,630
	3,5			26,1				1508,63	463,70	4,0	19,019
	1,5			26,3				1509,66	465,51	2,0	17,882
	5,5	2209a	93,86	24,5	21,293	23,686	55,021	1506,27	462,52	5,7	20,211
	3,5			24,6				1506,31	465,43	3,6	19,103
	1,5			24,3				1507,82	459,60	1,5	17,862
40	5,5	1909	93,46	23,3	21,695	23,944	54,361	1640,71	457,17	6,0	21,760
	3,5			23,5				1639,94	464,60	3,7	20,215
	1,5			23,7				1640,85	468,19	1,5	19,022
	5,5	2109b	93,66	26,6	21,362	23,638	55,000	1641,80	465,32	6,5	21,447
	3,5			26,6				1641,68	467,30	4,4	20,500
	1,5			26,6				1642,28	462,17	2,3	19,262
	5,5	2209b	93,86	23,6	21,293	23,686	55,021	1639,18	463,31	5,9	21,422
	3,5			23,8				1640,58	463,66	3,8	20,357
	1,5			23,5				1640,09	464,73	1,7	19,281
43	5,5	1909a	93,86	24,3	21,741	23,876	54,383	1763,68	463,87	5,0	21,955
	3,5			24,3				1763,47	465,94	3,5	21,094
	1,5			24,3				1764,32	465,24	1,6	19,946
	5,5	2109c	93,46	27,0	21,618	23,828	54,554	1763,66	464,68	6,2	22,344
	3,5			27,0				1763,12	463,95	3,8	21,225
	1,5			27,0				1763,25	463,92	2,0	20,073
	5,5	2209c	93,86	23,8	21,206	23,655	55,139	1762,66	461,04	5,6	22,199
	3,5			24,0				1761,59	463,89	3,6	21,352
	1,5			23,8				1761,45	461,19	1,3	19,931

Tabela 6.10. Resultados Experimentais Para o R-407C
Ensaio com Entrada Saturada para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m

Condição Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	% R-134a	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	x_{ent} real	$\dot{m}_{exp}$ kg/h
T_{cond}	x_{ent}										
34	0,000	0610a	93,33	25,0	21,598	24,079	54,323	1400,07	468,27	0,05	15,318
	0,020			25,1				1397,47	462,05	0,024	13,795
	0,040			25,1				1399,74	465,04	0,042	13,032
	0,000	0610b	93,33	25,0	21,598	24,079	54,323	1399,60	465,04	0,39	15,621
	0,020			24,9				1398,73	460,79	0,020	13,938
	0,040			24,9				1399,99	463,16	0,040	13,221
	0,000	1010	93,53	26,0	22,432	24,778	52,790	1400,80	464,42	0,009	14,903
	0,020			26,1				1399,72	463,29	0,029	13,725
	0,040			26,2				1397,47	461,83	0,053	12,850
37	0,000	0710	93,73	24,2	21,303	24,015	54,682	1503,93	464,60	0,14	15,903
	0,020			24,4				1507,34	465,96	0,019	15,000
	0,040			24,6				1507,53	464,89	0,040	14,204
	0,000	0710a	93,66	24,7	21,303	24,015	54,682	1506,91	468,56	0,001	16,186
	0,020			24,8				1506,35	462,70	0,018	15,180
	0,040			25,0				1507,41	468,19	0,034	14,550
	0,000	0710b	93,66	25,0	21,303	24,015	54,682	1506,79	465,12	0,001	16,181
	0,020			25,1				1504,95	463,95	0,019	15,051
	0,040			25,0				1507,55	465,31	0,035	14,544
40	0,000	0710c	93,66	24,6	21,375	23,955	54,670	1641,18	462,67	0,46	17,741
	0,020			24,6				1640,60	464,81	0,016	16,637
	0,040			24,4				1641,74	464,00	0,040	15,830
	0,000	0710d	93,73	24,2	21,375	23,955	54,670	1640,48	463,38	0,43	17,951
	0,020			24,0				1643,15	468,60	0,015	16,850
	0,040			23,8				1640,17	460,73	0,039	15,866
	0,000	0710e	93,79	23,8	21,375	23,955	54,670	1640,21	456,66	0,69	17,859
	0,020			23,9				1640,50	465,58	0,019	16,525
	0,040			23,9				1640,06	461,17	0,030	16,088
43	0,000	0910	93,86	24,3	21,862	24,295	53,843	1762,54	463,84	0,000	18,844
	0,020			24,5				1762,07	463,75	0,021	17,856
	0,040			24,6				1761,86	465,39	0,047	17,099
	0,000	0910a	93,79	24,9	21,862	24,295	53,843	1762,40	462,94	0,000	18,630
	0,020			25,1				1764,76	462,50	0,025	17,826
	0,040			25,3				1762,50	464,82	0,046	17,194
	0,000	0910b	93,73	25,4	21,862	24,295	53,843	1762,56	463,43	0,000	18,811
	0,020			25,4				1761,94	465,48	0,025	17,707
	0,040			25,6				1762,21	464,35	0,040	17,278

Observação: os valores destacados na tabela acima, na verdade, correspondem a condições de entrada subresfriada com grau de subresfriamento próximo de 0°C

Tabela 6.11. Resultados Experimentais Para o R-407C
 Ensaios com Entrada Subresfriada para $L_{tc} = 1,50$ m e $T_{cond} = 37^\circ\text{C}$

d_{tc}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	% R-134a	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h
1,101	5,5	1809a	93,86	23,2	21,695	23,944	54,361	1499,26	463,11	5,1	19,638
	3,5			23,3				1507,51	462,17	3,3	18,792
	1,5			23,3				1507,16	463,24	1,5	17,828
	5,5	2109a	93,66	25,9	21,362	23,638	55,000	1515,39	464,03	5,9	19,630
	3,5			26,1				1508,63	463,70	4,0	19,019
	1,5			26,3				1509,66	465,51	2,0	17,882
	5,5	2209a	93,86	24,5	21,293	23,686	55,021	1506,27	462,52	5,7	20,211
	3,5			24,6				1506,31	465,43	3,6	19,103
	1,5			24,3				1507,82	459,60	1,5	17,862
1,394	5,5	1810	93,79	28,6	21,441	24,297	54,262	1507,97	464,75	6,0	37,546
	3,5			28,4				1508,75	464,40	4,5	36,087
	1,5			28,5				1508,11	464,27	2,4	33,755
	5,5	1810a	93,86	28,5	21,441	24,297	54,262	1508,69	463,96	6,0	37,210
	3,5			28,2				1506,91	464,68	4,3	35,693
	5,5	1910	93,99	28,0	21,425	24,505	54,070	1510,61	464,27	6,0	37,419
	3,5			28,3				1508,52	465,61	3,9	35,494
	1,5			28,5				1511,63	465,06	2,0	33,197
	5,5	1910a	93,59	29,0	21,658	24,495	53,847	1509,29	464,16	5,9	37,596
	3,5			28,7				1508,54	464,19	4,1	35,788
	1,5			28,5				1508,81	464,45	1,9	33,715
1,641	5,5	1610	93,86	27,2	22,049	24,650	53,301	1510,90	463,90	5,8	56,109
	3,5			27,4				1509,35	465,30	3,6	53,106
	1,5			27,5				1507,10	464,36	1,3	50,213
	5,5	1610a	93,73	27,6	21,724	24,442	53,834	1510,26	464,39	5,6	56,433
	3,5			27,4				1508,50	465,02	4,2	54,419
	1,5			27,4				1507,30	464,94	1,7	51,008
	5,5	1710	93,93	27,1	20,803	24,171	55,026	1509,68	464,01	6,1	56,394
	3,5			27,5				1508,17	465,08	4,2	53,335
	1,5			27,7				1508,96	464,75	2,2	50,513
	5,5	1710a	93,73	28,5	20,706	23,914	55,380	1507,30	464,41	5,7	55,376
	3,5			28,6				1509,74	464,27	4,9	54,539
	1,5			28,6				1507,80	464,43	2,8	51,787

Tabela 6.12. Resultados Experimentais Para o R-407CEnsaio com Entrada Subresfriada para $d_{ic} = 1,394$ mm e $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$

L_{ic}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	% R-134a	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h
1,50	5,5	1810	93,79	28,6	21,441	24,297	54,262	1507,97	464,75	6,0	37,546
	3,5			28,4				1508,75	464,40	4,5	36,087
	1,5			28,5				1508,11	464,27	2,4	33,755
	5,5	1810a	93,86	28,5	21,441	24,297	54,262	1508,69	463,96	6,0	37,210
	3,5			28,2				1506,91	464,68	4,3	35,693
	5,5	1910	93,99	28,0	21,425	24,505	54,070	1510,61	464,27	6,0	37,419
	3,5			28,3				1508,52	465,61	3,9	35,494
	1,5			28,5				1511,63	465,06	2,0	33,197
	5,5	1910a	93,59	29,0	21,658	24,495	53,847	1509,29	464,16	5,9	37,596
	3,5			28,7				1508,54	464,19	4,1	35,788
	1,5			28,5				1508,81	464,45	1,9	33,715
1,25	5,5	1311a	92,66	27,7	20,734	24,410	54,856	1509,93	464,08	5,9	40,482
	3,5			27,8				1508,36	464,62	4,6	39,294
	1,5			27,8				1509,48	464,08	2,7	37,385
	5,5	1411	92,93	24,5	21,068	24,449	54,483	1507,04	464,20	4,9	40,450
	3,5			24,4				1506,56	464,19	3,8	39,309
	1,5			24,3				1506,25	464,15	2,1	37,492
	5,5	1411a	92,93	24,4	20,970	24,404	54,626	1508,07	464,32	5,7	41,077
	3,5			24,4				1509,23	462,98	3,9	36,628
	1,5			24,3				1507,32	464,85	2,4	37,469
1,00	5,5	1711	93,66	25,0	21,879	25,069	53,051	1506,81	463,49	5,6	44,637
	3,5			25,0				1506,29	464,65	3,3	41,768
	1,5			25,1				1507,28	463,59	1,4	39,285
	5,5	1811	93,46	22,5	21,740	25,151	53,109	1506,35	462,87	5,4	44,633
	3,5			22,7				1505,52	463,60	3,0	41,986
	1,5			22,7				1500,41	461,63	0,8	39,511
	5,5	1811a	93,46	22,8	21,318	24,186	54,496	1506,89	463,20	5,5	44,592
	3,5			22,7				1508,77	463,85	4,0	42,501
	1,5			23,0				1498,35	463,26	1,5	39,762

Tabela 6.13. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental Para R-407C

Condições de Entrada Subresfriada								
ΔT_{sub} (°C)	Vazão Mássica Experimental Média em função da Temperatura de Condensação (kg/h)				Dispersão da Média (kg/h)			
	34°C	37°C	40°C	43°C	34°C	37°C	40°C	43°C
5,5	19,304	19,826	21,543	22,166	0,092	0,290	0,169	0,195
3,5	18,226	18,971	20,357	21,223	0,164	0,156	0,142	0,129
1,5	17,003	17,858	19,188	19,983	0,336	0,027	0,129	0,071
Condições de Entrada Saturada								
x_{ent}	Vazão Mássica Experimental Média em função da Temperatura de Condensação (kg/h)				Dispersão da Média (kg/h)			
	34°C	37°C	40°C	43°C	34°C	37°C	40°C	43°C
0,00	15,281	16,090	17,850	18,762	0,359	0,141	0,105	0,107
0,02	13,819	15,077	16,671	17,797	0,107	0,090	0,162	0,074
0,04	13,034	14,433	15,928	17,191	0,186	0,173	0,129	0,090

Obs.: $L_{tc} = 1,50$ m, $d_{tc} = 1,101$ mm

Figura 6.32. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$
(Fluido Subresfriado na Entrada)

Figura 6.33. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$
(Fluido Subresfriado na Entrada)

Figura 6.34. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$
(Fluido Saturado na Entrada)

Figura 6.35. Perfis de Temperatura Medidos Para $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$
(Fluido Saturado na Entrada)

Figura 6.36. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 43^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{sub} = 5,5^{\circ}\text{C}$, Evidenciando Ocorrência de Atraso de Vaporização

Figura 6.37. Perfis de Pressão Medido e Calculado para $T_{cond} = 34^{\circ}\text{C}$ e $x_{ent} = 0,04$

Figura 6.38. Efeito do Grau de Subresfriamento na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C

Figura 6.39. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C - Condições de Entrada Subresfriada

Figura 6.40. Efeito do Título na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C

Figura 6.41. Efeito da Temperatura de Condensação na Vazão Mássica do Tubo Capilar para R-407C - Condições de Entrada Saturada

6.3.6. ALGUNS COMENTÁRIOS SOBRE O COMPORTAMENTO DO R-410A E DO R-407C ESCOANDO ATRAVÉS DE TUBOS CAPILARES

A partir dos resultados anteriores, verifica-se que, em relação aos principais parâmetros operacionais, o comportamento do R-410A e do R-407C é qualitativamente semelhante. São observados os mesmos efeitos em relação à temperatura de saturação, grau de subresfriamento e título.

As Figs. 6.42 a 6.45 apresentam uma comparação dos perfis de temperatura e pressão medidos experimentalmente. Nessa comparação, os perfis de pressão medidos foram adimensionalizados através da relação:

$$p_{adimensional} = \frac{p_i}{p_1} \quad (6.6)$$

onde p_i é a pressão no i -ésimo ponto e p_1 a pressão no ponto 1, correspondente à pressão de entrada.

Um aspecto geral para todos os gráficos é que os dois fluidos apresentam uma relação entre a pressão de entrada e a de saída semelhante. Em termos da variação de pressão provocada pelo tubo capilar ($\Delta p_{tc} = p_{ent} - p_{sai}$), contudo, a variação do R-410A é cerca de 40% maior que a do R-410C. Esse é um dos fatores (talvez o principal) que justifica a maior vazão do R-410A em relação ao R-407C.

Para condição de entrada subresfriada, Figs. 6.40 e 6.41, nota-se que o escoamento de R-407C apresenta um trecho de líquido maior do que o de R-410A e que, nos trechos bifásicos iniciais, a redução de pressão é menor para o R-407C. Uma possível explicação para isso é justamente a maior vazão mássica do R-410A, que leva esse fluido a atingir antes condições que permitam o início da vaporização. Já o distanciamento inicial e a aproximação final dos dois perfis de pressão no trecho bifásico, além do efeito da vazão mássica, pode também ser devida às diferentes propriedades dos fluidos, que aparentemente levam a uma maior redução de pressão à medida que o título da mistura aumenta para o R-407C. Este último aspecto pode ser constatado de forma mais acentuada nas Figs. 6.44 e 6.45 para condições de entrada saturada.

Figura 6.42. Comparação dos Perfis de Temperatura para R-410A e R-407C
Condições de Entrada Subresfriada

Figura 6.43. Comparação dos Perfis de Pressão Adimensional para R-410A e R-407C
Condições de Entrada Subresfriada

Figura 6.44. Comparação dos Perfis de Temperatura para R-410A e R-407C
Condições de Entrada Saturada

Figura 6.45. Comparação dos Perfis de Pressão Adimensional para R-410A e R-407C
Condições de Entrada Saturada

6.3.7. EFEITO DO DIÂMETRO DO TUBO CAPILAR

A Fig. 6.46 apresenta o efeito do diâmetro no desempenho de tubos capilares para diversos graus de subresfriamento, avaliado a partir dos valores médios de vazão apresentados na Tab. 6.14. Verifica-se, como esperado, o aumento da vazão mássica com o aumento do diâmetro do tubo capilar, provocado por uma menor perda de carga imposta pelos diâmetros maiores.

Tabela 6.14. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental em Função do Diâmetro

d_{ic} (mm)	Vazão Mássica Experimental Média em função do Grau de Subresfriamento (°C)			Dispersão da Média (kg/h)		
	5,5°C	3,5°C	1,5°C	5,5°C	3,5°C	1,5°C
1,101	19,826	18,971	17,858	0,290	0,156	0,027
1,394	37,443	35,766	33,556	0,193	0,296	0,279
1,641	56,078	53,850	50,880	0,529	0,717	0,787

Obs.: $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$, $L_{ic} = 1,50\text{ m}$, $R-407\text{C}$

6.3.8. EFEITO DO COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR

A Fig. 6.47 apresenta o efeito do comprimento no desempenho de tubos capilares para diversos graus de subresfriamento, avaliado a partir dos valores médios de vazão apresentados na Tab. 6.15. Verifica-se, como esperado, a diminuição da vazão mássica com o aumento do comprimento do tubo capilar. Analogamente ao que ocorre para o diâmetro, isto se deve a uma maior restrição imposta por um tubo capilar de maior comprimento.

Tabela 6.15. Valores Médios da Vazão Mássica Experimental em Função do Comprimento

L_{ic} (m)	Vazão Mássica Experimental Média em função do Grau de Subresfriamento (°C)			Dispersão da Média (kg/h)		
	5,5°C	3,5°C	1,5°C	5,5°C	3,5°C	1,5°C
1,00	44,621	42,085	39,519	0,023	0,366	0,239
1,25	40,670	39,410	37,449	0,313	0,167	0,053
1,50	37,443	35,766	33,556	0,193	0,296	0,279

Obs.: $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$, $d_{ic} = 1,394\text{ mm}$, $R-407\text{C}$

Figura 6.46. Efeito do Diâmetro na Vazão Mássica do Tubo Capilar

Fig. 6.47. Efeito do Comprimento na Vazão Mássica do Tubo Capilar

Capítulo 7

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DOS MODELOS MATEMÁTICOS

7.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo, são apresentados os resultados da comparação entre o extensivo levantamento experimental mostrado no Cap. 6 e os resultados dos programas de simulação do escoamento de misturas de fluidos refrigerantes através de tubos capilares adiabáticos, implementados a partir dos modelos descritos no Cap. 4.

São também apresentados os resultados da comparação dos programas com resultados experimentais de trabalhos anteriores para substâncias puras (Silvares et al., 1996) e com dados de literatura tanto para substâncias puras (Kuhel & Goldschmidt, 1990; 1991) como para misturas (Sami & Tribes, 1998; Sami et al., 1998; Motta et al., 2000).

7.2. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS PARA SUBTÂNCIAS PURAS

7.2.1. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA HFC 134a

Como destacado no Cap. 1, uma das alternativas estudadas para a substituição do HCFC 22 é a utilização do HFC 134a, uma substância pura já utilizada com sucesso na substituição do CFC 12. Infelizmente, o HFC 134a não apresentou um desempenho compatível com aquele do HCFC 22 para toda a gama de condições operacionais, o que limita a sua utilização.

Silvares et al. (1996), estudando a substituição do CFC 12, realizaram um levantamento experimental do desempenho de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos com o HFC 134a. Os dados obtidos foram utilizados para verificar se os modelos desenvolvidos no presente trabalho podem ser adequadamente utilizados para prever o desempenho de tubos capilares adiabáticos com este fluido refrigerante. Essas comparações encontram-se na Tab. 7.1 e nas Figs. 7.1 e 7.2.

A tabela e as figuras mostram que o programa de simulação prevê a vazão mássica experimental com um desvio menor que $\pm 10\%$ para 96% dos casos, tanto para o modelo

homogêneo quanto para o modelo de fases separadas. Os desvios médios para os dois modelos são da ordem de -1,59% para o homogêneo e de -1,02% para o de fases separadas, enquanto que os desvios quadráticos médios são de, respectivamente, 4,43% e 4,26%

7.2.2. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS DE LITERATURA PARA HCFC 22

Uma segunda comparação foi feita entre os dados experimentais publicados por Kuhel & Goldschmidt (1990, 1991) para HCFC 22 e os resultados da simulação com os modelos apresentados no Cap. 4. Essa comparação encontra-se na Tab. 7.2 e Fig. 7.3. Nessa figura, nota-se que os desvios máximos são da mesma ordem que para o HFC 134a ($\pm 11\%$ para 95% dos casos); porém, os resultados de simulação sistematicamente subestimam a vazão mássica, apresentando um desvio médio de -8,85% para o modelo de fases separadas e -6,49% para o modelo homogêneo. Esse comportamento pode ser explicado pela ocorrência, constatada por Kuhel & Goldschmidt, de atraso de vaporização. Os desvios obtidos pelos autores com seu modelo de simulação sem considerar esse fenômeno foram de até 25%.

Para levar em conta o atraso de vaporização, Kuhel & Goldschmidt utilizaram o artifício de estimar um valor médio para a diferença entre a pressão de saturação teórica e a pressão na qual efetivamente se inicia a vaporização do fluido refrigerante (chamada pelos autores de “underpressure”) e adicionar essa diferença à pressão de entrada no tubo capilar, com o que conseguiram desvios da ordem de 5%.

Essa abordagem foi aqui repetida, e os resultados encontram-se na Tab. 7.2 e na Fig. 7.4. Os resultados obtidos são semelhantes aos de Kuhel & Goldschmidt: desvios menores que $\pm 6\%$ para mais de 96% dos casos, com os valores melhor distribuídos na faixa de desvio (desvios médios de -2,89% para o modelo de fases separadas e -0,59% para o modelo homogêneo).

7.2.3. COMENTÁRIOS FINAIS PARA SUBSTÂNCIAS PURAS

A partir dos resultados dessas duas comparações, pode-se concluir que os resultados das simulações numéricas apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais para substâncias puras. Os resultados obtidos com a aplicação do modelo homogêneo ou do modelo de fases separadas apresentam diferenças pequenas. A comparação entre as simulações e os dados experimentais para o HCFC 22 mostra que é necessário incluir o efeito do atraso de vaporização nos modelos.

Tabela 7.1. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Silveiras et al. para HFC 134a e os dos Modelos de Simulação

T_{cond}	$\Delta T_{sub,ent}$	$\dot{m}_{exp}$ (kg/h)	$\dot{m}_{calc}$ fases separadas	Desvio	$\dot{m}_{calc}$ homogêneo	Desvio
40	12	5,088	5,213	2,46%	5,210	2,40%
		5,426	5,213	-3,93%	5,210	-3,98%
	9	4,853	4,903	1,03%	4,918	1,34%
		5,243	4,903	-6,48%	4,918	-6,20%
	6	4,681	4,557	-2,65%	4,594	-1,86%
		5,05	4,557	-9,76%	4,594	-9,03%
	3	4,398	4,158	-5,46%	4,224	-3,96%
		4,753	4,158	-12,52%	4,224	-11,13%
45	12	5,621	5,643	0,39%	5,642	0,37%
		5,394	5,643	4,62%	5,642	4,60%
		5,487	5,643	2,84%	5,642	2,82%
		5,678	5,643	-0,62%	5,642	-0,63%
	9	5,291	5,324	0,62%	5,339	0,91%
		5,184	5,324	2,70%	5,339	2,99%
		5,251	5,324	1,39%	5,339	1,68%
		5,485	5,324	-2,94%	5,339	-2,66%
	6	4,807	4,968	3,35%	5,004	4,10%
		5,158	4,968	-3,68%	5,004	-2,99%
		5,032	4,968	-1,27%	5,004	-0,56%
		5,29	4,968	-6,09%	5,004	-5,41%
	3	4,286	4,560	6,39%	4,622	7,84%
		4,371	4,560	4,32%	4,622	5,74%
		4,816	4,560	-5,32%	4,622	-4,03%
		5,033	4,560	-9,40%	4,622	-8,17%
50	12	5,984	6,076	1,54%	6,077	1,55%
		5,849	6,076	3,88%	6,077	3,90%
		6,105	6,076	-0,48%	6,077	-0,46%
		6,184	6,076	-1,75%	6,077	-1,73%
	9	5,661	5,747	1,52%	5,763	1,80%
		5,829	5,747	-1,41%	5,763	-1,13%
		5,913	5,747	-2,81%	5,763	-2,54%
		5,957	5,747	-3,53%	5,763	-3,26%
	6	5,11	5,382	5,32%	5,417	6,01%
		5,283	5,382	1,87%	5,417	2,54%
		5,306	5,382	1,43%	5,417	2,09%
		5,486	5,382	-1,90%	5,417	-1,26%
	3	4,73	4,963	4,93%	5,023	6,19%
		4,778	4,963	3,87%	5,023	5,13%
		4,776	4,963	3,92%	5,023	5,17%
		4,501	4,963	10,26%	5,023	11,60%
55	12	6,490	6,511	0,32%	6,516	0,40%
		6,459	6,511	0,81%	6,516	0,88%
		6,864	6,511	-5,14%	6,516	-5,07%
		6,340	6,511	2,70%	6,516	2,78%
	9	6,081	6,172	1,50%	6,191	1,81%
		5,997	6,172	2,92%	6,191	3,23%
		6,404	6,172	-3,62%	6,191	-3,33%
		6,098	6,172	1,21%	6,191	1,53%
	6	5,554	5,797	4,38%	5,833	5,02%
		5,661	5,797	2,40%	5,833	3,04%
		5,960	5,797	-2,73%	5,833	-2,13%
		5,856	5,797	-1,01%	5,833	-0,39%
	3	5,314	5,369	1,04%	5,428	2,15%
		5,009	5,369	7,19%	5,428	8,36%
		5,059	5,369	6,13%	5,428	7,29%
Desvio Médio			0,09%		0,64%	
Desvio Quadrático Médio			4,41%		4,50%	

Obs.: $d_{tc} = 0,793\text{mm}$; $L_{tc} = 2,751\text{ m}$; $\varepsilon/d_{tc} = 1,5 \cdot 10^{-3}$; escoamento crítico

Figura 7.1. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Silvares et al. e os dos Modelos de Simulação

Figura 7.2. Distribuição dos Desvios entre Valores Experimentais de Vazão Mássica de Silvares et al. e os dos Modelos de Simulação

Tabela 7.2. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Kuhel & Goldschmidt para HCFC 22 e os dos Modelos de Simulação

$\Delta T_{sub,ent}$	P_{ent}	$\dot{m}_{exp}$ (kg/h)	Não Considerando Atraso de Vaporização				Considerando Atraso de Vaporização			
			$\dot{m}_{calc}$ fases sep.	Desvio	$\dot{m}_{calc}$ homog.	Desvio	$\dot{m}_{calc}$ fases sep.	Desvio	$\dot{m}_{calc}$ homog.	Desvio
5,6	1386	35,48	33,11	-6,69%	34,25	-3,47%	36,11	1,78%	37,17	4,76%
	1432	37,63	33,76	-10,27%	34,89	-7,28%	36,72	-2,41%	37,77	0,36%
	1501	40,14	34,74	-13,46%	35,83	-10,74%	37,61	-6,30%	38,64	-3,74%
	1555	39,78	35,49	-10,79%	36,55	-8,12%	38,30	-3,72%	39,31	-1,18%
	1624	40,50	36,40	-10,12%	37,45	-7,53%	39,16	-3,31%	40,15	-0,85%
	1631	40,86	36,50	-10,68%	37,54	-8,12%	39,23	-3,98%	40,24	-1,52%
	1639	41,21	36,60	-11,18%	37,65	-8,65%	39,33	-4,55%	40,34	-2,12%
	1647	41,21	36,71	-10,92%	37,75	-8,40%	39,43	-4,32%	40,43	-1,88%
	1693	41,57	37,30	-10,27%	38,33	-7,79%	39,98	-3,82%	40,98	-1,42%
	1708	41,93	37,50	-10,58%	38,53	-8,12%	40,16	-4,21%	41,16	-1,85%
	1716	41,93	37,60	-10,33%	38,63	-7,88%	40,26	-3,99%	41,25	-1,63%
	1723	42,65	37,69	-11,64%	38,71	-9,24%	40,34	-5,41%	41,33	-3,09%
	1762	41,93	38,18	-8,93%	39,20	-6,52%	40,81	-2,68%	41,79	-0,34%
	1819	43,36	38,89	-10,32%	39,90	-7,99%	41,46	-4,38%	42,44	-2,11%
	1876	42,83	39,58	-7,59%	40,58	-5,25%	42,11	-1,69%	43,09	0,61%
	1907	43,36	39,96	-7,84%	40,95	-5,56%	42,46	-2,08%	43,44	0,19%
	1915	44,08	40,06	-9,13%	41,05	-6,88%	42,55	-3,47%	43,53	-1,26%
	1915	44,26	40,05	-9,50%	41,05	-7,26%	42,55	-3,87%	43,53	-1,66%
	1980	44,98	40,83	-9,24%	41,81	-7,05%	43,27	-3,81%	44,24	-1,64%
	1984	44,62	40,87	-8,40%	41,85	-6,20%	43,31	-2,94%	44,29	-0,74%
	2033	45,51	41,44	-8,93%	42,42	-6,79%	43,83	-3,69%	44,82	-1,52%
	2236	45,69	43,70	-4,36%	44,67	-2,22%	45,96	0,58%	46,94	2,74%
8,3	1440	40,68	36,36	-10,63%	37,47	-7,90%	39,35	-3,27%	40,38	-0,73%
	1539	41,21	37,75	-8,39%	38,83	-5,78%	40,62	-1,42%	41,65	1,07%
	1624	41,93	38,91	-7,20%	39,96	-4,70%	41,69	-0,57%	42,71	1,85%
	1593	43,01	38,49	-10,51%	39,55	-8,04%	41,31	-3,95%	42,33	-1,59%
	1731	44,98	40,31	-10,38%	41,34	-8,09%	42,99	-4,42%	44,00	-2,18%
	1869	45,87	42,05	-8,33%	43,06	-6,13%	44,61	-2,75%	45,61	-0,57%
	1922	46,95	42,70	-9,05%	43,70	-6,93%	45,21	-3,70%	46,21	-1,57%
	1953	46,95	43,06	-8,28%	44,07	-6,14%	45,56	-2,96%	46,56	-0,83%
11,1	2014	47,14	43,80	-7,09%	44,79	-5,00%	46,24	-1,92%	47,24	0,20%
	1340	40,68	37,23	-8,48%	38,45	-5,49%	40,40	-0,70%	41,52	2,07%
	1505	43,72	39,67	-9,26%	40,82	-6,64%	42,64	-2,48%	43,72	0,00%
	1532	44,72	40,05	-10,43%	41,19	-7,89%	43,00	-3,86%	44,07	-1,46%
	1605	47,13	41,09	-12,82%	42,18	-10,49%	43,94	-6,77%	45,00	-4,53%
	1647	47,13	41,64	-11,64%	42,75	-9,30%	44,45	-5,68%	45,52	-3,42%
	1654	45,87	41,74	-9,01%	42,84	-6,60%	44,54	-2,90%	45,61	-0,57%
	1670	46,59	41,96	-9,94%	43,05	-7,60%	44,74	-3,98%	45,80	-1,69%
	1677	45,87	42,05	-8,33%	43,14	-5,95%	44,82	-2,28%	45,89	0,05%
	1750	46,41	43,00	-7,34%	44,09	-5,01%	45,72	-1,50%	46,78	0,79%
	1750	48,02	43,00	-10,45%	44,09	-8,18%	45,72	-4,80%	46,78	-2,59%
	1777	47,67	43,36	-9,04%	44,44	-6,79%	46,04	-3,42%	47,10	-1,19%
	1823	47,84	43,96	-8,12%	45,02	-5,90%	46,59	-2,62%	47,65	-0,40%
	1876	47,67	44,62	-6,41%	45,68	-4,18%	47,21	-0,97%	48,27	1,25%
	1884	47,40	44,71	-5,68%	45,78	-3,43%	47,30	-0,20%	48,36	2,03%
	1899	48,02	44,89	-6,51%	45,96	-4,29%	47,48	-1,13%	48,53	1,07%
	1899	48,20	44,89	-6,86%	45,96	-4,65%	47,48	-1,50%	48,53	0,69%
	1918	48,29	45,13	-6,55%	46,21	-4,32%	47,70	-1,23%	48,76	0,98%
	1926	49,91	45,23	-9,39%	46,29	-7,25%	47,79	-4,26%	48,84	-2,14%
	1949	49,91	45,51	-8,82%	46,57	-6,70%	48,05	-3,72%	49,11	-1,61%
	1968	48,92	45,74	-6,51%	46,80	-4,34%	48,27	-1,33%	49,32	0,82%
	2014	50,80	46,29	-8,88%	47,35	-6,79%	48,78	-3,97%	49,84	-1,89%
	2114	50,80	47,46	-6,57%	48,52	-4,49%	49,88	-1,81%	50,94	0,28%
	2121	50,26	47,54	-5,41%	48,61	-3,28%	49,96	-0,60%	51,03	1,54%
	2206	51,43	48,52	-5,67%	49,57	-3,62%	50,87	-1,09%	51,93	0,98%
	2229	52,15	48,77	-6,49%	49,83	-4,46%	51,12	-1,98%	52,18	0,05%
Desvio Médio			-8,85%		-6,49%		-2,89%		-0,59%	
Desvio Quadrático Médio			9,06%		6,74%		3,33%		1,79%	

Obs.: $d_{ic} = 1,245\text{mm}$; $L_{ic} = 0,762\text{ m}$; $\varepsilon/d_{ic} = 3,71.10^{-4}$; escoamento crítico

Figura 7.3. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Kuhel & Goldschmidt e os dos Modelos de Simulação, Sem Considerar Atraso de Vaporização

Figura 7.4. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Kuhel & Goldschmidt e os dos Modelos de Simulação, Considerando o Atraso de Vaporização

7.3. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS PARA MISTURAS

7.3.1. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA R-410A

As Tabs. 7.3 e 7.4 e as Figs 7.5 a 7.8 apresentam os resultados da comparação dos valores de vazão mássica calculados pelos programas de simulação com os resultados experimentais obtidos pelo autor para o R-410A, para condições de entrada saturada e subresfriada. As Figs 7.9 a 7.12, por sua vez, apresentam a comparação dos perfis de pressão e temperatura medidos e calculados pelos programas de simulação.

Verifica-se a partir da Tab. 7.3 e das Fig. 7.5 e 7.6 que, para condições de entrada subresfriada, os dois modelos subestimam a vazão mássica experimental com um desvio médio da ordem de -4,0% e uma dispersão de cerca de $\pm 2,5\%$.

Para condições de entrada saturada, Tab. 7.4 e Figs. 7.7 e 7.8, o comportamento é o mesmo, ou seja, a vazão é subestimada, porém os desvios em relação aos dados experimentais são maiores. Para o modelo de fases separadas, tem-se um desvio médio de -7,4% com uma dispersão de aproximadamente $\pm 3,0\%$. O modelo homogêneo, por sua vez, apresenta um desvio médio de -5,8% e uma dispersão da mesma ordem que o modelo de fases separadas ($\pm 3,0\%$).

Um detalhe interessante para as duas tabelas é que, à medida que o subresfriamento na entrada diminui e/ou o título na entrada aumenta, o desvio entre os valores experimentais e numéricos tende a aumentar. Isso indica que, à medida que aumenta o trecho com escoamento bifásico, o que conseqüentemente leva a valores de título cada vez maiores ao longo do tubo capilar, os dois modelos vão deixando de ser adequados para representar o fenômeno físico. Um dado que vem reforçar essa hipótese é o fato de que o modelo homogêneo, que avalia uma taxa de crescimento do título menor que o modelo de fases separadas, apresenta desvios menores (-5,8%) que os do modelo de fases separadas (-7,4%) para os ensaios com condições de entrada saturada.

Nos ensaios com entrada subresfriada, como o trecho de escoamento bifásico é menor, a diferença entre os dois modelos praticamente deixa de existir (-3,95% de desvio médio para o modelo homogêneo contra -4,0% para o modelo de fases separadas). Para os casos subresfriados, é possível que a introdução de um modelo para o atraso de vaporização traga esse desvio para muito próximo de zero. Nesse sentido, é importante comentar que os menores desvios foram justamente obtidos para os casos em que não ocorreu (ou foi pouco significativo) o atraso de vaporização. Por exemplo, os ensaios 1008 e 1207 com subresfriamento de 5,5°C apresentaram desvios de -1,51% e -2,46%,

respectivamente, para o modelo homogêneo, e -1,86% para os dois casos com o modelo de fases separadas, reforçando a tese de que o atraso de vaporização deva ser levado em conta, pelo menos para este tipo de ensaio.

Deve-se ressaltar que, nesta análise, entende-se por “modelos” não só o tipo de escoamento adotado, mas a associação disso com as demais equações auxiliares utilizadas, como, por exemplo, o modelo para a taxa de escorregamento ou o modelo de viscosidade homogênea.

Analisando-se as Figs. 7.9 a 7.12, verifica-se que, em termos dos perfis de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar, tem-se o mesmo comportamento: para os ensaios subresfriados, os desvios entre os perfis experimentais e calculados são menores que para os ensaios saturados. Como já observado, quando ocorre o atraso de vaporização, os perfis calculados, por não levarem este efeito em conta, apresentam diferenças em relação aos perfis experimentais nessa região.

A avaliação geral do autor, a partir do acima exposto, é que os modelos apresentam uma boa concordância com os dados experimentais para o R-410A.

Tabela 7.3. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-410A e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Subresfriada

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	ΔT_{sub}										$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
34	5,5	2006a	93,17	23,0	49,080	50,920	1992,88	700,13	5,2	23,680	22,706	-4,11%	22,790	-3,76%
	3,5			23,0			1992,21	705,03	3,6	22,867	21,722	-5,01%	21,891	-4,27%
	1,5			23,0			1992,30	704,08	1,0	21,346	20,023	-6,20%	20,353	-4,65%
	5,5	2106	93,54	20,3	49,249	50,751	1989,98	701,64	4,7	23,627	22,453	-4,97%	22,560	-4,52%
	3,5			20,5			1989,63	701,77	2,7	22,401	21,208	-5,32%	21,424	-4,36%
	1,5			20,4			1990,25	702,45	0,8	21,420	19,947	-6,88%	20,287	-5,29%
	5,5	2606	93,54	21,3	49,097	50,903	1991,08	701,97	5,7	23,630	22,992	-2,70%	23,055	-2,43%
	3,5			21,6			1990,56	702,72	3,3	22,370	21,534	-3,74%	21,720	-2,91%
	1,5			22,2			1991,68	702,51	1,7	21,406	20,508	-4,20%	20,790	-2,88%
	5,5	1008	93,46	21,2	48,818	51,182	1990,29	701,15	5,3	23,194	22,763	-1,86%	22,843	-1,51%
	3,5			21,2			1991,55	702,43	3,5	22,249	21,669	-2,61%	21,870	-1,70%
	1,5			21,2			1990,27	702,19	1,5	20,741	20,375	-1,76%	20,670	-0,34%
37	5,5	1606	93,43	22,3	49,181	50,819	2166,19	703,05	5,6	25,029	24,172	-3,42%	24,176	-3,41%
	3,5			22,7			2166,79	702,93	3,6	23,901	22,975	-3,87%	23,048	-3,57%
	1,5			22,8			2166,37	700,63	1,6	22,930	21,676	-5,47%	21,863	-4,65%
	5,5	2006	93,59	21,3	49,080	50,920	2163,66	702,20	5,5	24,983	24,094	-3,56%	24,078	-3,62%
	3,5			21,6			2165,01	702,37	3,4	23,922	22,843	-4,51%	22,927	-4,16%
	1,5			21,9			2164,18	702,80	1,5	22,868	21,586	-5,61%	21,782	-4,75%
	5,5	2606a	93,33	22,6	49,077	50,923	2165,44	700,79	5,5	24,908	24,104	-3,23%	24,085	-3,31%
	3,5			22,7			2166,17	700,11	3,8	24,035	23,095	-3,91%	23,157	-3,65%
	1,5			22,7			2168,34	702,31	1,7	22,986	21,784	-5,23%	21,962	-4,45%
	5,5	1008a	93,99	21,5	48,758	51,242	2164,76	703,00	5,7	24,972	24,250	-2,89%	24,223	-3,00%
	3,5			21,4			2165,26	702,34	3,5	23,942	22,938	-4,19%	23,015	-3,87%
	1,5			21,3			2163,15	702,65	2,1	23,148	22,002	-4,95%	22,161	-4,26%

Tabela 7.3. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-410A e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Subresfriada (continuação)

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	ΔT_{sub}										$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
40	5,5	1906	93,33	22,6	49,475	50,525	2341,44	702,45	5,4	25,871	25,165	-2,73%	25,076	-3,07%
	3,5			22,7			2342,42	702,39	3,5	25,049	24,023	-4,10%	24,024	-4,09%
	1,5			22,7			2342,19	703,03	1,4	23,856	22,648	-5,07%	22,767	-4,57%
	5,5	1906a	93,33	23,3	49,021	50,979	2342,66	702,12	5,7	26,333	25,379	-3,62%	25,273	-4,02%
	3,5			23,2			2342,48	705,41	3,6	25,103	24,104	-3,98%	24,099	-4,00%
	1,5			23,1			2341,61	704,35	1,6	24,170	22,795	-5,69%	22,900	-5,26%
	5,5	2306	93,83	18,3	49,297	50,703	2337,12	701,72	5,4	25,947	25,230	-2,76%	25,138	-3,12%
	3,5			18,6			2337,55	700,02	3,5	24,968	24,077	-3,57%	24,075	-3,58%
	1,5			18,8			2337,35	702,21	1,5	24,070	22,766	-5,42%	22,877	-4,96%
	5,5	1108	94,26	19,4	48,512	51,488	2339,17	702,13	5,6	26,072	25,359	-2,74%	25,257	-3,13%
	3,5			19,4			2339,46	701,78	3,3	24,967	23,962	-4,02%	23,969	-4,00%
	1,5			19,4			2336,23	702,73	1,4	24,051	22,726	-5,51%	22,839	-5,04%
43	5,5	1207	93,75	22,7	48,940	51,060	2515,75	702,31	5,4	26,769	26,271	-1,86%	26,109	-2,46%
	3,5			22,8			2516,56	703,18	3,3	25,896	24,991	-3,49%	24,927	-3,74%
	1,5			22,6			2512,85	702,66	0,9	24,632	23,411	-4,96%	23,480	-4,67%
	5,5	1307	94,28	19,9	48,786	51,214	2514,78	701,99	5,3	26,850	26,249	-2,24%	26,090	-2,83%
	3,5			20,3			2514,09	702,32	3,0	25,661	24,807	-3,33%	24,760	-3,51%
	1,5			20,4			2514,22	701,06	1,0	24,604	23,479	-4,57%	23,543	-4,31%
	5,5	1307a	93,91	21,3	48,791	51,209	2518,11	702,12	5,4	27,223	26,337	-3,25%	26,171	-3,86%
	3,5			21,4			2516,45	701,79	3,3	26,018	25,018	-3,84%	24,953	-4,09%
	1,5			21,4			2514,57	702,25	1,4	24,903	23,740	-4,67%	23,781	-4,51%
	5,5	1108a	94,13	19,2	48,699	51,301	2515,27	701,41	5,8	27,416	26,580	-3,05%	26,329	-3,97%
	3,5			19,1			2515,00	703,26	3,1	25,908	24,903	-3,88%	24,850	-4,08%
	1,5			19,0			2512,13	701,47	1,0	24,766	23,531	-4,99%	23,591	-4,75%
							Desvio Médio				-4,00%		-3,95%	
							Desvio Quadrático Médio				3,57%		3,47%	

Obs.: $d_{tc} = 1,101 \text{ mm}$, $L_{tc} = 1,5 \text{ m}$

Tabela 7.4. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-410A e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Saturada

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	P_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	$P_{ent,rel}$ kPa	$P_{sai,rel}$ kPa	x_{ent} real	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	x_{ent}										$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
34	0,000	2508	93,53	24,5	48,261	51,739	1989,17	703,94	0,005	20,019	19,006	-5,06%	19,435	-2,92%
	0,020			25,0			1993,00	701,79	0,022	19,515	18,080	-7,36%	18,586	-4,76%
	0,040			25,6			1990,62	700,62	0,037	19,114	17,345	-9,25%	17,897	-6,37%
	0,000	2508a	93,33	25,8	48,051	51,949	1991,22	704,35	0,004	20,214	19,071	-5,65%	19,492	-3,57%
	0,020			25,9			1990,31	703,96	0,021	19,525	18,103	-7,29%	18,606	-4,71%
	0,040			26,0			1990,41	702,40	0,038	19,167	17,299	-9,75%	17,852	-6,86%
	0,000	2508b	93,19	26,2	47,824	52,176	1990,93	704,49	0,003	20,616	19,130	-7,21%	19,545	-5,19%
	0,020			26,1			1990,70	702,76	0,014	19,893	18,486	-7,07%	18,957	-4,70%
	0,040			26,1			1990,29	702,97	0,037	19,164	17,348	-9,48%	17,898	-6,61%
37	0,000	3008	93,73	21,5	47,496	52,504	2161,57	2136,77	0,007	21,368	20,188	-5,52%	20,508	-4,02%
	0,020			21,6			2163,10	2077,98	0,028	20,780	19,120	-7,99%	19,515	-6,09%
	0,040			21,6			2162,77	2048,59	0,043	20,486	18,466	-9,86%	18,894	-7,77%
	0,000	3008a	93,86	21,1	48,026	51,974	2161,33	662,67	0,006	21,406	20,285	-5,24%	20,583	-3,84%
	0,020			21,0			2160,41	709,34	0,026	20,771	19,171	-7,70%	19,570	-5,78%
	0,040			20,9			2161,45	701,79	0,050	20,254	18,162	-10,33%	18,606	-8,14%
	0,000	3108	93,86	20,5	48,144	51,856	2161,28	700,94	0,005	21,428	20,296	-5,28%	20,610	-3,82%
	0,020			20,7			2164,10	703,70	0,024	20,784	19,301	-7,13%	19,690	-5,26%
	0,040			20,8			2158,80	702,32	0,048	20,194	18,216	-9,79%	18,660	-7,60%

Tabela 7.4. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-410A e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Saturada (Continuação)

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	x_{ent} real	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	x_{ent}										$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
40	0,000	3108a	93,59	21,3	48,304	51,696	2338,61	702,19	0,004	22,812	21,510	-5,71%	21,727	-4,76%
	0,020			21,4			2338,38	704,00	0,020	22,283	20,682	-7,18%	20,956	-5,95%
	0,040			21,6			2337,57	702,43	0,044	21,785	19,627	-9,90%	19,957	-8,39%
	0,000	3108b	93,53	21,5	48,203	51,797	2337,74	703,57	0,004	22,894	21,503	-6,08%	21,718	-5,14%
	0,020			21,4			2337,08	701,35	0,022	22,414	20,580	-8,18%	20,863	-6,92%
	0,040			21,4			2336,66	702,98	0,047	21,731	19,503	-10,25%	19,841	-8,70%
	0,000	0109	93,59	21,0	48,258	51,742	2337,37	701,01	0,003	22,696	21,564	-4,99%	21,776	-4,05%
	0,020			21,3			2337,93	702,32	0,014	22,474	20,975	-6,67%	21,233	-5,52%
	0,040			21,4			2337,10	702,96	0,040	21,786	19,784	-9,19%	20,112	-7,68%
43	0,000	0109a	93,46	21,6	48,484	51,516	2513,78	702,07	0,004	23,936	22,585	-5,64%	22,721	-5,08%
	0,020			21,4			2512,89	702,45	0,023	23,210	21,658	-6,69%	21,859	-5,82%
	0,040			21,2			2513,41	703,63	0,044	22,849	20,785	-9,03%	21,032	-7,95%
	0,000	0209	93,53	19,7	48,272	51,728	2512,69	701,29	0,004	23,690	22,605	-4,58%	22,740	-4,01%
	0,020			19,7			2515,36	701,87	0,022	23,212	21,743	-6,33%	21,939	-5,48%
	0,040			19,7			2512,83	701,78	0,047	22,531	20,690	-8,17%	20,940	-7,06%
	0,000	0209a	93,59	19,8	48,285	51,715	2513,58	702,36	0,002	23,936	22,714	-5,10%	22,840	-4,58%
	0,020			19,8			2512,15	701,15	0,024	23,231	21,632	-6,88%	21,834	-6,01%
	0,040			19,8			2513,20	701,27	0,051	22,499	20,542	-8,70%	20,798	-7,56%
							Desvio Médio				-7,40%		-5,80%	
							Desvio Quadrático Médio				7,60%		5,99%	

Obs.: $d_{ic} = 1,101 \text{ mm}$, $L_{ic} = 1,5 \text{ m}$

Figura 7.5. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada

Figura 7.6. Distribuição dos Desvios Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada

Figura 7.7. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada

Figura 7.8. Distribuição dos Desvios Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada

Figura 7.9. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-410A e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada

Figura 7.10. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-410A Sem Atraso de Vaporização e os Calculados pelos Modelos de Simulação

Figura 7.11. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-410A e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada

Figura 7.12. Comparação Entre o Perfil de Pressão Experimental para o R-410A e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada

7.3.1.1. Análise do Efeito do Atraso de Vaporização

Desde os primeiros estudos sobre o escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares, verificou-se a ocorrência do atraso de vaporização. Algumas tentativas de se obter modelos que pudessem prever esse fenômeno foram realizadas, apesar da opinião de alguns pesquisadores quanto à dificuldade de sua previsão (cf. Meyer & Dunn, 1998).

Uma dessas tentativas foi a correlação de Chen et al. (1990), desenvolvida para o CFC 12 nas faixas operacionais usuais de refrigeradores e “freezers”. Dirik et al. (1994) utilizaram essa correlação com aparente sucesso para o HFC 134a nas mesmas faixas operacionais. Para misturas de refrigerantes, o único trabalho que menciona alguma tentativa de correlação do fenômeno é o de Chang & Ro (1996); no entanto, os autores apenas apresentam uma correlação empírica de seus dados experimentais.

Como já ressaltado no item anterior, a comparação dos resultados experimentais obtidos no presente trabalho com os resultados de simulação indicam que o atraso de vaporização é um dos fatores que pode explicar a tendência dos resultados de simulação subestimarem as vazões mássicas. A fim de verificar tal fato, foram levantados, a partir dos perfis de pressão e temperatura medidos para cada ensaio, os valores da diferença entre a pressão de saturação teórica e a pressão na qual efetivamente começa a ocorrer a vaporização do fluido refrigerante (Δp_{sat}), como indicado na Fig. 7.13. Os valores obtidos para os diversos ensaios encontram-se na Tab. 7.5.

As correlações para previsão do atraso de vaporização acima citadas não se mostraram adequadas para previsão dos valores experimentais indicados na Tab. 7.5, uma vez que os mesmos não apresentam uma tendência de variação nítida, mostrando o caráter aleatório que o atraso de vaporização tem.

Dessa forma, a análise do efeito desse fenômeno foi feita utilizando um artifício semelhante ao de Kuhel & Goldschmidt: somar à pressão de entrada o valor de Δp_{sat} obtido experimentalmente para cada ensaio na entrada de dados do programa de simulação e calcular uma nova vazão mássica. Os resultados desses cálculos também se encontram na Tab. 7.5.

Como esperado, levando-se em conta o atraso de vaporização, os modelos numéricos passam a prever mais adequadamente os valores experimentais de vazão mássica no caso do R-410A. Há uma redução de cerca de três pontos percentuais no desvio médio (de -4,0% para -1,25% aproximadamente), com os dados melhor distribuídos ao longo da faixa de dispersão dos resultados, como pode ser visto na Fig. 7.14.

Tabela 7.5. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os Modelos de Simulação, Levando em Conta o Efeito do Atraso de Vaporização

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	Δp_{sat} kPa	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	ΔT_{sub}				$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
34	5,5	2006a	25,0	23,680	23,164	-2,18%	23,212	-1,98%
	3,5		55,0	22,867	22,752	-0,50%	22,837	-0,13%
	1,5		90,0	21,346	21,794	2,10%	21,963	2,89%
	5,5	2106	40,0	23,627	23,188	-1,86%	23,238	-1,65%
	3,5		45,0	22,401	22,070	-1,48%	22,213	-0,84%
	1,5		90,0	21,420	21,727	1,43%	21,904	2,26%
	5,5	2606	10,0	23,630	23,175	-1,92%	23,224	-1,72%
	3,5		25,0	22,370	22,011	-1,61%	22,157	-0,95%
	1,5		25,0	21,406	21,005	-1,87%	21,241	-0,77%
	5,5	1008	25,0	23,194	23,220	0,11%	23,265	0,31%
	3,5		15,0	22,249	21,985	-1,18%	22,132	-0,52%
	1,5		0,0	20,741	20,375	-1,76%	20,670	-0,34%
37	5,5	1606	20,0	25,029	24,516	-2,05%	24,494	-2,14%
	3,5		20,0	23,901	23,301	-2,51%	23,376	-2,20%
	1,5		75,0	22,930	23,047	0,51%	23,119	0,82%
	5,5	2006	30,0	24,983	24,609	-1,50%	24,555	-1,71%
	3,5		80,0	23,922	24,246	1,36%	24,222	1,26%
	1,5		75,0	22,868	22,962	0,41%	23,043	0,77%
	5,5	2606a	30,0	24,908	24,618	-1,17%	24,562	-1,39%
	3,5		15,0	24,035	23,362	-2,80%	23,403	-2,63%
	1,5		65,0	22,986	22,972	-0,06%	23,050	0,28%
	5,5	1008a	30,0	24,972	24,763	-0,84%	24,698	-1,10%
	3,5		70,0	23,942	24,167	0,94%	24,149	0,86%
	1,5		50,0	23,148	22,915	-1,00%	22,998	-0,65%
40	5,5	1906	0,0	25,029	25,165	-2,73%	25,076	-3,07%
	3,5		40,0	23,901	24,694	-1,42%	24,644	-1,62%
	1,5		65,0	22,930	23,780	-0,32%	23,807	-0,21%
	5,5	1906a	30,0	24,983	25,864	-1,78%	25,724	-2,31%
	3,5		35,0	23,922	24,691	-1,64%	24,642	-1,84%
	1,5		90,0	22,868	24,342	0,71%	24,324	0,64%
	5,5	2306	10,0	24,908	25,393	-2,14%	25,291	-2,53%
	3,5		25,0	24,035	24,499	-1,88%	24,465	-2,01%
	1,5		25,0	22,986	23,207	-3,58%	23,282	-3,27%
	5,5	1108	15,0	24,972	25,603	-1,80%	25,485	-2,25%
	3,5		55,0	23,942	24,885	-0,33%	24,823	-0,58%
	1,5		95,0	23,148	24,365	1,31%	24,348	1,24%
43	5,5	1207	0,0	25,029	26,271	-1,86%	26,109	-2,46%
	3,5		0,0	23,901	24,991	-3,49%	24,927	-3,74%
	1,5		25,0	22,930	23,834	-3,24%	23,869	-3,10%
	5,5	1307	0,0	24,983	26,249	-2,24%	26,090	-2,83%
	3,5		15,0	23,922	25,051	-2,38%	24,986	-2,63%
	1,5		45,0	22,868	24,235	-1,50%	24,238	-1,49%
	5,5	1307a	10,0	24,908	26,492	-2,68%	26,316	-3,33%
	3,5		55,0	24,035	25,895	-0,47%	25,766	-0,97%
	1,5		15,0	22,986	23,992	-3,66%	24,013	-3,58%
	5,5	1108a	0,0	24,972	26,580	-3,05%	26,329	-3,97%
	3,5		80,0	23,942	26,175	1,03%	26,028	0,46%
	1,5		35,0	23,148	24,121	-2,61%	24,134	-2,55%
		Desvio Médio			-1,27%		-1,23%	
		Desvio Quadrático Médio			1,92%		2,02%	

Obs.: $d_{tc} = 1,101 \text{ mm}$; $L_{tc} = 1,5 \text{ m}$

Figura 7.13. Exemplo de Avaliação da Variação entre a Pressão de Saturação Teórica e a de Início de Vaporização (Δp_{sat})

Figura 7.14. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-410A e os dos Modelos de Simulação Levando em Conta o Atraso de Vaporização

7.3.2. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA R-407C

As Tabs. 7.6 a 7.9 e as Figs 7.15 a 7.18 apresentam os resultados da comparação dos valores de vazão mássica calculados pelos programas de simulação com os resultados experimentais obtidos pelo autor para o R-407C, para condições de entrada subresfriada e saturada (Tabs 7.6. e 7.7), para os diferentes diâmetros (Tab. 7.8) e para os diversos comprimentos testados (Tab. 7.9). As Figs 7.19 a 7.21, por sua vez, apresentam uma comparação dos perfis de pressão e temperatura medidos e calculados pelo programa de simulação.

A Tab. 7.6 e as Figs. 7.15 e 7.16 mostram que, para condições de entrada subresfriada, os dois modelos apresentam um comportamento global semelhante ao do R-410A: subestimam a vazão mássica experimental com um desvio médio da ordem de - 4,0% e uma dispersão de cerca de $\pm 2,5\%$. Contudo, o R-407C não apresenta uma tendência nítida de crescimento dos desvios com a diminuição do subresfriamento.

Para condições de entrada saturada, Tab. 7.7 e Figs. 7.17 e 7.18, o modelo de fases separadas apresenta um desvio médio de -2,8%, enquanto que o modelo homogêneo apresenta um desvio médio de +0,1%. Neste caso nota-se uma diferença significativa em relação à tendência observada para o R-410A, pois não há uma tendência tão clara de subestimar a vazão mássica.

Analisando-se as curvas das Figs. 7.19 a 7.21, verifica-se que existe uma boa concordância entre os valores medidos e calculados, com exceção, como era esperado, do trecho onde ocorre o atraso de vaporização.

Com relação ao diâmetro, Tab. 7.8, verifica-se que os desvios foram maiores para os diâmetros de 1,394 e 1,641 mm quando comparados aos do diâmetro de 1,101 mm. Isso é mais nítido no caso do modelo homogêneo, o que se explica pelo fato de o programa de simulação começar a indicar condição de bloqueio na saída do tubo capilar.

A partir da comparação dos resultados experimentais com os valores calculados pelo modelo homogêneo, a ocorrência da condição de bloqueio indicada pelo programa não corresponde à realidade física, o que indica uma deficiência da abordagem utilizada para avaliação do escoamento crítico. O modelo de fases separadas, nesse sentido, prevê melhor que o modelo homogêneo a ocorrência do fenômeno.

A Tab. 7.9, com os dados experimentais para diferentes comprimentos de tubo capilar confirma a afirmação anterior. Pode-se ver nessa tabela que o modelo de fases separadas apresenta um menor desvio que o modelo homogêneo, e que o primeiro não

indica nenhuma condição de bloqueio, enquanto o que o segundo indica a ocorrência do fenômeno para quase todos os ensaios.

Concluindo, verifica-se que, de maneira geral, os modelos propostos prevêm melhor o comportamento do R-407C que o do R-410A escoando em tubos capilares.

7.3.2.1. Análise do Efeito do Atraso de Vaporização

De forma análoga ao R-410A, procedeu-se à análise do efeito do atraso de vaporização através do artifício de somar à pressão de entrada o valor de Δp_{sat} obtido experimentalmente para cada ensaio. Os resultados obtidos se encontram na Tab. 7.10 e na Fig. 7.22.

Com exceção de quatro pontos, que coincidentemente apresentam os maiores valores de Δp_{sat} , os resultados obtidos são semelhantes àqueles do R-410: os desvios médios passam de cerca de -3,5% para aproximadamente +1,5% (desconsiderando-se os quatro pontos com desvios maiores, esses desvios médios são menores do que 1%), com os dados melhor distribuídos ao longo da faixa de dispersão, como pode ser visto na Fig. 7.22.

Tabela 7.6. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Subresfriada

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	%	%	%	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	ΔT_{sub}											$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
34	5,5	1809	93,86	23,1	21,466	23,686	54,848	1398,95	463,74	5,9	19,274	18,626	-3,36%	18,744	-2,75%
	3,5			23,1				1401,21	463,02	4,0	18,352	17,662	-3,76%	17,867	-2,64%
	1,5			23,2				1395,89	463,61	1,6	16,743	16,178	-3,37%	16,534	-1,25%
	5,5	2109	93,73	24,2	21,741	23,876	54,383	1399,89	458,17	5,9	19,227	18,647	-3,02%	18,760	-2,43%
	3,5			24,7				1399,89	462,13	4,0	18,024	17,617	-2,26%	17,826	-1,10%
	1,5			25,4				1400,61	462,50	2,0	16,851	16,457	-2,34%	16,783	-0,40%
	5,5	2209	93,79	24,6	21,618	23,828	54,554	1400,63	461,60	5,7	19,412	18,532	-4,53%	18,656	-3,89%
	3,5			24,5				1399,12	467,37	3,5	18,302	17,297	-5,49%	17,539	-4,17%
	1,5			24,6				1399,29	461,64	1,5	17,414	16,236	-6,77%	16,586	-4,76%
37	5,5	1809a	93,86	23,2	21,695	23,944	54,361	1499,26	463,11	5,1	19,638	19,039	-3,05%	19,142	-2,53%
	3,5			23,3				1507,51	462,17	3,3	18,792	18,106	-3,65%	18,299	-2,62%
	1,5			23,3				1507,16	463,24	1,5	17,828	17,013	-4,57%	17,318	-2,86%
	5,5	2109a	93,66	25,9	21,362	23,638	55,000	1515,39	464,03	6,1	19,630	19,652	0,11%	19,699	0,35%
	3,5			26,1				1508,63	463,70	4,0	19,019	18,482	-2,82%	18,635	-2,02%
	1,5			26,3				1509,66	465,51	2,0	17,882	17,332	-3,08%	17,601	-1,57%
	5,5	2209a	93,86	24,5	21,293	23,686	55,021	1506,27	462,52	5,7	20,211	19,399	-4,02%	19,466	-3,69%
	3,5			24,6				1506,31	465,43	3,6	19,103	18,247	-4,48%	18,425	-3,55%
	1,5			24,3				1507,82	459,60	1,5	17,862	17,040	-4,60%	17,338	-2,94%

Tabela 7.6. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Subresfriada (Continuação)

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	%	%	%	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	ΔT_{sub}											$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
40	5,5	1909	93,46	23,3	21,695	23,944	54,361	1640,71	457,17	6,0	21,760	20,644	-5,13%	20,616	-5,26%
	3,5			23,5				1639,94	464,60	3,7	20,215	19,359	-4,23%	19,457	-3,75%
	1,5			23,7				1640,85	468,19	1,5	19,022	18,046	-5,13%	18,285	-3,87%
	5,5	2109b	93,66	26,6	21,362	23,638	55,000	1641,80	465,32	6,5	21,447	20,825	-2,90%	20,783	-3,10%
	3,5			26,6				1641,68	467,30	4,4	20,500	19,693	-3,94%	19,755	-3,63%
	1,5			26,6				1642,28	462,17	2,3	19,262	18,489	-4,01%	18,669	-3,08%
	5,5	2209b	93,86	23,6	21,293	23,686	55,021	1639,18	463,31	5,9	21,422	20,581	-3,93%	20,562	-4,02%
	3,5			23,8				1640,58	463,66	3,8	20,357	19,400	-4,70%	19,491	-4,25%
	1,5			23,5				1640,09	464,73	1,7	19,281	18,137	-5,93%	18,359	-4,78%
43	5,5	1909a	93,86	24,3	21,741	23,876	54,383	1763,68	463,87	5,0	21,955	20,969	-4,49%	20,932	-4,66%
	3,5			24,3				1763,47	465,94	3,5	21,094	20,116	-4,64%	20,159	-4,43%
	1,5			24,3				1764,32	465,24	1,6	19,946	18,981	-4,84%	19,141	-4,04%
	5,5	2109c	93,46	27,0	21,618	23,828	54,554	1763,66	464,68	6,2	22,344	21,599	-3,34%	21,503	-3,76%
	3,5			27,0				1763,12	463,95	3,8	21,225	20,271	-4,49%	20,293	-4,39%
	1,5			27,0				1763,25	463,92	2,0	20,073	19,202	-4,34%	19,333	-3,69%
	5,5	2209c	93,86	23,8	21,206	23,655	55,139	1762,66	461,04	5,6	22,199	21,339	-3,88%	21,264	-4,21%
	3,5			24,0				1761,59	463,89	3,6	21,352	20,200	-5,39%	20,229	-5,26%
	1,5			23,8				1761,45	461,19	1,3	19,931	18,803	-5,66%	18,997	-4,69%
								Desvio Médio				-4,06%		-3,32%	
								Desvio Quadrático Médio				4,24%		3,57%	

Obs.: $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m. Valores em negrito indicam condição de bloqueio na saída do tubo capilar

Tabela 7.7. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Saturada

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	%	%	%	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	x_{ent} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	x_{ent}											$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
34	0,000	0610a	93,33	25,0	21,598	24,079	54,323	1400,07	468,27	0,05	15,318	15,169	-0,98%	15,658	2,22%
	0,020			25,1				1397,47	462,05	0,024	13,795	13,864	0,50%	14,384	4,27%
	0,040			25,1				1399,74	465,04	0,042	13,032	13,145	0,87%	13,672	4,91%
	0,000	0610b	93,33	25,0	21,598	24,079	54,323	1399,60	465,04	0,39	15,621	15,385	-1,51%	15,854	1,49%
	0,020			24,9				1398,73	460,79	0,020	13,938	14,062	0,89%	14,576	4,58%
	0,040			24,9				1399,99	463,16	0,040	13,221	13,226	0,04%	13,753	4,02%
	0,000	1010	93,53	26,0	22,432	24,778	52,790	1400,80	464,42	0,009	14,903	14,617	-1,92%	15,199	1,99%
	0,020			26,1				1399,72	463,29	0,029	13,725	13,646	-0,57%	14,199	3,46%
	0,040			26,2				1397,47	461,83	0,053	12,850	12,732	-0,92%	13,255	3,15%
37	0,000	0710	93,73	24,2	21,303	24,015	54,682	1503,93	464,60	0,14	15,903	16,105	1,27%	16,508	3,80%
	0,020			24,4				1507,34	465,96	0,019	15,000	14,940	-0,40%	15,468	3,12%
	0,040			24,6				1507,53	464,89	0,040	14,204	13,972	-1,63%	14,594	2,75%
	0,000	0710a	93,66	24,7	21,303	24,015	54,682	1506,91	468,56	0,001	16,186	15,953	-1,44%	16,387	1,24%
	0,020			24,8				1506,35	462,70	0,018	15,180	14,982	-1,31%	15,503	2,12%
	0,040			25,0				1507,41	468,19	0,034	14,550	14,230	-2,20%	14,817	1,83%
	0,000	0710b	93,66	25,0	21,303	24,015	54,682	1506,79	465,12	0,001	16,181	15,953	-1,41%	16,384	1,25%
	0,020			25,1				1504,95	463,95	0,019	15,051	14,914	-0,91%	15,442	2,60%
	0,040			25,0				1507,55	465,31	0,035	14,544	14,194	-2,41%	14,781	1,63%

Obs.: Os valores destacados na tabela acima correspondem a condições de entrada subresfriada com subresfriamento próximo de 0°C

Tabela 7.7. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação
Ensaio com Entrada Saturada (Continuação)

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	%	%	%	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	x_{ent} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	x_{ent}											$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
40	0,000	0710c	93,66	24,6	21,375	23,955	54,670	1641,18	462,67	0,46	17,741	17,349	-2,21%	17,658	-0,47%
	0,020			24,6				1640,60	464,81	0,016	16,637	16,135	-3,02%	16,577	-0,36%
	0,040			24,4				1641,74	464,00	0,040	15,830	15,080	-4,74%	15,587	-1,53%
	0,000	0710d	93,73	24,2	21,375	23,955	54,670	1640,48	463,38	0,43	17,951	17,342	-3,39%	17,644	-1,71%
	0,020			24,0				1643,15	468,60	0,015	16,850	16,209	-3,80%	16,649	-1,19%
	0,040			23,8				1640,17	460,73	0,039	15,866	15,117	-4,72%	15,623	-1,53%
	0,000	0710e	93,79	23,8	21,375	23,955	54,670	1640,21	456,66	0,69	17,859	17,513	-1,94%	17,801	-0,33%
	0,020			23,9				1640,50	465,58	0,019	16,525	15,993	-3,22%	16,448	-0,47%
	0,040			23,9				1640,06	461,17	0,030	16,088	15,487	-3,74%	15,974	-0,71%
43	0,000	0910	93,86	24,3	21,862	24,295	53,843	1762,54	463,84	0,000	18,844	17,938	-4,81%	18,223	-3,29%
	0,020			24,5				1762,07	463,75	0,021	17,856	16,808	-5,87%	17,199	-3,68%
	0,040			24,6				1761,86	465,39	0,047	17,099	15,724	-8,04%	16,179	-5,38%
	0,000	0910a	93,79	24,9	21,862	24,295	53,843	1762,40	462,94	0,000	18,630	17,929	-3,77%	18,213	-2,24%
	0,020			25,1				1764,76	462,50	0,025	17,826	16,638	-6,66%	17,039	-4,42%
	0,040			25,3				1762,50	464,82	0,046	17,194	15,759	-8,35%	16,179	-5,90%
	0,000	0910b	93,73	25,4	21,862	24,295	53,843	1762,56	463,43	0,000	18,811	17,922	-4,72%	18,213	-3,18%
	0,020			25,4				1761,94	465,48	0,025	17,707	16,610	-6,20%	17,039	-3,77%
	0,040			25,6				1762,21	464,35	0,040	17,278	15,981	-7,51%	16,211	-6,18%
								Desvio Médio				-2,80%		0,11%	
								Desvio Quadrático Médio				3,77%		3,12%	

Obs.: $d_{tc} = 1,101 \text{ mm}$ e $L_{tc} = 1,5 \text{ m}$. Os valores destacados na tabela acima correspondem a condições de entrada subresfriada com subresfriamento próximo de 0°C

Tabela 7.8. Comparação Entre os Resultados Experimentais Para o R-407C e os dos Modelos de Simulação em Função do Diâmetro

d_{tc}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	% R-134a	$p_{ent,rel}$ kPa	$p_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Fases Separadas			Homogêneo		
												$\dot{m}_{calc}$	Desvio	Desvio Médio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	Desvio Médio
1,101	5,5	1809a	93,86	23,2	21,695	23,944	54,361	1499,26	463,11	5,1	19,638	19,039	-3,05%	-3,35%	19,142	-2,53%	-2,38%
	3,5			23,3				1507,51	462,17	3,3	18,792	18,106	-3,65%		18,299	-2,62%	
	1,5			23,3				1507,16	463,24	1,5	17,828	17,013	-4,57%		17,318	-2,86%	
	5,5	2109a	93,66	25,9	21,362	23,638	55,000	1515,39	464,03	5,9	19,630	19,652	0,11%		19,699	0,35%	
	3,5			26,1				1508,63	463,70	4,0	19,019	18,482	-2,82%		18,635	-2,02%	
	1,5			26,3				1509,66	465,51	2,0	17,882	17,332	-3,08%		17,601	-1,57%	
	5,5	2209a	93,86	24,5	21,293	23,686	55,021	1506,27	462,52	5,7	20,211	19,399	-4,02%		19,466	-3,69%	
	3,5			24,6				1506,31	465,43	3,6	19,103	18,247	-4,48%		18,425	-3,55%	
	1,5			24,3				1507,82	459,60	1,5	17,862	17,040	-4,60%		17,338	-2,94%	
1,394	5,5	1810	93,79	28,6	21,441	24,297	54,262	1507,97	464,75	6,0	37,546	35,387	-5,75%	-6,07%	34,945	-6,93%	-6,38%
	3,5			28,4				1508,75	464,40	4,5	36,087	33,844	-6,22%		33,536	-7,07%	
	1,5			28,5				1508,11	464,27	2,4	33,755	31,706	-6,07%		31,608	-6,36%	
	5,5	1810a	93,86	28,5	21,441	24,297	54,262	1508,69	463,96	6,0	37,210	35,227	-5,33%		34,798	-6,48%	
	3,5			28,2				1506,91	464,68	4,3	35,693	33,676	-5,65%		33,383	-6,47%	
	5,5			28,0				1510,61	464,27	6,0	37,419	35,377	-5,46%		34,935	-6,64%	
	3,5	1910	93,99	28,3	21,425	24,505	54,070	1508,52	465,61	3,9	35,494	33,292	-6,20%		33,039	-6,92%	
	1,5			28,5				1511,63	465,06	2,0	33,197	31,265	-5,82%		31,213	-5,98%	
	5,5	1910a	93,59	29,0	21,658	24,495	53,847	1509,29	464,16	5,9	37,596	35,290	-6,13%		34,856	-7,29%	
	3,5			28,7				1508,54	464,19	4,1	35,788	33,476	-6,46%		33,203	-7,22%	
	1,5			28,5				1508,81	464,45	1,9	33,715	31,128	-7,67%		31,091	-7,78%	
1,641	5,5	1610	93,86	27,2	22,049	24,650	53,301	1510,90	463,90	5,8	56,109	53,833	-4,06%	-4,93%	52,688	-6,10%	-6,56%
	3,5			27,4				1509,35	465,30	3,6	53,106	50,474	-4,96%		49,633	-6,54%	
	1,5			27,5				1507,10	464,36	1,3	50,213	46,445	-7,50%		46,039	-8,31%	
	5,5	1610a	93,73	27,6	21,724	24,442	53,834	1510,26	464,39	5,6	56,433	53,610	-5,00%		52,479	-7,01%	
	3,5			27,4				1508,50	465,02	4,2	54,419	51,351	-5,64%		50,427	-7,34%	
	1,5			27,4				1507,30	464,94	1,7	51,008	47,134	-7,59%		46,646	-8,55%	
	5,5	1710	93,93	27,1	20,803	24,171	55,026	1509,68	464,01	6,1	56,394	54,293	-3,72%		53,102	-5,84%	
	3,5			27,5				1508,17	465,08	4,2	53,335	51,295	-3,83%		50,367	-5,56%	
	1,5			27,7				1508,96	464,75	2,2	50,513	48,064	-4,85%		47,463	-6,04%	
	5,5	1710a	93,73	28,5	20,706	23,914	55,380	1507,30	464,41	5,7	55,376	53,666	-3,09%		52,523	-5,15%	
	3,5			28,6				1509,74	464,27	4,9	54,539	52,444	-3,84%		51,406	-5,74%	
	1,5			28,6				1507,80	464,43	2,8	51,787	49,137	-5,12%		48,418	-6,51%	

Obs.: $L_{tc} = 1,50$ m e $T_{cond} = 37^\circ\text{C}$. Valores em negrito indicam condição de bloqueio na saída do tubo capilar

Tabela 7.9. Comparação Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e os dos Modelos de Simulação em Função do Comprimento

L_{tc}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	P_{atm} kPa	T_{amb} °C	% R-32	% R-125	% R-134a	$P_{ent,rel}$ kPa	$P_{sai,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Fases Separadas			Homogêneo		
												$\dot{m}_{calc}$	Desvio	Desvio Médio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	Desvio Médio
1,50	5,5	1810	93,79	28,6	21,441	24,297	54,262	1507,97	464,75	6,0	37,546	35,387	-5,75%	-6,07%	34,945	-6,93%	-6,38%
	3,5			28,4				1508,75	464,40	4,5	36,087	33,844	-6,22%		33,536	-7,07%	
	1,5			28,5				1508,11	464,27	2,4	33,755	31,706	-6,07%		31,608	-6,36%	
	5,5	1810a	93,86	28,5	21,441	24,297	54,262	1508,69	463,96	6,0	37,210	35,227	-5,33%		34,798	-6,48%	
	3,5			28,2				1506,91	464,68	4,3	35,693	33,676	-5,65%		33,383	-6,47%	
	5,5			28,0				1510,61	464,27	6,0	37,419	35,377	-5,46%		34,935	-6,64%	
	3,5	1910	93,99	28,3	21,425	24,505	54,070	1508,52	465,61	3,9	35,494	33,292	-6,20%		33,039	-6,92%	
	1,5			28,5				1511,63	465,06	2,0	33,197	31,265	-5,82%		31,213	-5,98%	
	5,5	1910a	93,59	29,0	21,658	24,495	53,847	1509,29	464,16	5,9	37,596	35,290	-6,13%		34,856	-7,29%	
	3,5			28,7				1508,54	464,19	4,1	35,788	33,476	-6,46%		33,203	-7,22%	
	1,5			28,5				1508,81	464,45	1,9	33,715	31,128	-7,67%		31,091	-7,78%	
1,25	5,5	1311a	92,66	27,7	20,734	24,410	54,856	1509,93	464,08	5,9	40,482	38,349	-5,27%	-7,61%	37,574	-7,18%	-9,03%
	3,5			27,8				1508,36	464,62	4,6	39,294	36,882	-6,14%		36,232	-7,79%	
	1,5			27,8				1509,48	464,08	2,7	37,385	34,766	-7,01%		34,315	-8,21%	
	5,5	1411	92,93	24,5	21,068	24,449	54,483	1507,03	464,20	4,9	40,450	37,264	-7,88%		36,587	-9,55%	
	3,5			24,4				1506,56	464,187	3,8	39,309	36,029	-8,34%		35,458	-9,80%	
	1,5			24,3				1506,25	464,152	2,1	37,492	34,016	-9,27%		33,650	-10,25%	
	5,5	1411a	92,93	24,4	20,970	24,404	54,626	1508,07	464,32	5,7	41,077	38,118	-7,20%		37,369	-9,03%	
	3,5			24,4				1509,23	462,98	3,9	39,628	36,021	-9,10%		35,616	-10,12%	
	1,5			24,3				1507,32	464,85	2,4	37,469	34,369	-8,27%		33,968	-9,34%	
	5,5	1711	93,66	25,0	21,879	25,069	53,051	1506,81	463,49	5,6	44,637	41,856	-6,23%	-7,46%	40,662	-8,91%	-9,51%
	3,5			25,0				1506,29	464,65	3,3	41,768	39,003	-6,62%		38,048	-8,91%	
	1,5			25,1				1507,28	463,59	1,4	39,285	36,523	-7,03%		35,818	-8,83%	
1,00	5,5	1811	93,46	22,5	21,740	25,151	53,109	1506,35	462,87	5,4	44,633	41,558	-6,89%		40,387	-9,51%	
	3,5			22,7				1505,52	463,60	3,0	41,986	38,058	-9,36%		37,738	-10,12%	
	1,5			22,7				1500,41	461,63	0,8	39,511	35,555	-10,01%		34,958	-11,52%	
	5,5	1811a	93,46	22,8	21,318	24,186	54,496	1506,89	463,20	5,5	44,592	41,677	-6,54%		40,497	-9,18%	
	3,5			22,7				1508,77	463,85	4,0	42,501	39,941	-6,02%		38,900	-8,47%	
	1,5			23,0				1498,35	463,26	1,5	39,762	36,416	-8,42%		35,720	-10,17%	

Obs.: $d_{tc} = 1,394 \text{ mm}$ e $T_{cond} = 37^\circ\text{C}$. Valores em negrito indicam condição de bloqueio na saída do tubo capilar

Tabela 7.10. Comparação Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e os dos Modelos de Simulação Levando em Conta o Efeito do Atraso de Vaporização

Cond. Experimental Teórica		Ensaio	Δp_{sat} kPa	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{cond}	ΔT_{sub}				$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
34	5,5	1809	21,0	19,274	19,084	-0,98%	19,166	-0,56%
	3,5		100,0	18,352	19,846	8,14%	19,875	8,30%
	1,5		53,0	16,743	17,448	4,21%	17,688	5,64%
	5,5	2109	13,0	19,227	18,932	-1,54%	19,022	-1,07%
	3,5		10,0	18,024	17,846	-0,99%	18,036	0,06%
	1,5		40,0	16,851	17,407	3,30%	17,648	4,73%
	5,5	2209	35,0	19,412	19,293	-0,61%	19,358	-0,28%
	3,5		100,0	18,302	19,512	6,61%	19,574	6,95%
	1,5		80,0	17,414	18,113	4,01%	18,296	5,06%
37	5,5	1809a	60,0	19,638	20,297	3,35%	20,296	3,35%
	3,5		40,0	18,792	18,984	1,02%	19,101	1,65%
	1,5		52,0	17,828	18,204	2,11%	18,401	3,21%
	5,5	2109a	0,0	19,630	19,652	0,11%	19,699	0,35%
	3,5		15,0	19,019	18,809	-1,10%	18,934	-0,45%
	1,5		50,0	17,882	18,458	3,22%	18,627	4,16%
	5,5	2209a	40,0	20,211	20,233	0,11%	20,232	0,10%
	3,5		25,0	19,103	18,796	-1,61%	18,926	-0,93%
	1,5		70,0	17,862	18,625	4,27%	18,779	5,13%
40	5,5	1909	78,0	21,760	22,160	1,84%	22,015	1,17%
	3,5		45,0	20,215	20,290	0,37%	20,305	0,44%
	1,5		45,0	19,022	19,033	0,06%	19,176	0,81%
	5,5	2109b	30,0	21,447	21,416	-0,15%	21,326	-0,57%
	3,5		105,0	20,500	21,783	6,26%	21,670	5,71%
	1,5		55,0	19,262	19,661	2,07%	19,731	2,44%
	5,5	2209b	42,0	21,422	21,411	-0,05%	21,324	-0,46%
	3,5		20,0	20,357	19,818	-2,65%	19,872	-2,38%
	1,5		42,0	19,281	19,055	-1,17%	19,190	-0,47%
43	5,5	1909a	100,0	21,955	22,856	4,11%	22,670	3,26%
	3,5		58,0	21,094	21,264	0,81%	21,208	0,54%
	1,5		52,0	19,946	20,066	0,60%	20,121	0,88%
	5,5	2109c	50,0	22,344	22,538	0,87%	22,371	0,12%
	3,5		45,0	21,225	21,160	-0,31%	21,107	-0,55%
	1,5		81,0	20,073	20,848	3,86%	20,829	3,77%
	5,5	2209c	45,0	22,199	22,194	-0,02%	22,053	-0,66%
	3,5		35,0	21,352	20,897	-2,13%	20,868	-2,27%
	1,5		63,0	19,931	20,121	0,95%	20,168	1,19%
		Desvio Médio			-1,27%		-1,23%	
		Desvio Quadrático Médio			1,92%		2,02%	

Obs.: $d_{tc} = 1,101$ mm; $L_{tc} = 1,5$ m. Valores em negrito indicam condição de bloqueio na saída do tubo capilar

Figura 7.15. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-407C com os Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada

Figura 7.16. Distribuição dos Desvios Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e dos Modelos de Fases Separadas e Homogêneo - Condição de Entrada Subresfriada

Figura 7.17. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-407C com os Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada

Figura 7.18. Distribuição dos Desvios Entre os Resultados Experimentais para o R-407C e dos Modelos de Fases Separadas e Homogêneo - Condição de Entrada Saturada

Figura 7.19. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-407C e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada

Figura 7.20. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-407C e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Saturada

Figura 7.21. Comparação Entre o Perfil de Temperatura Experimental para o R-407C e os Calculados pelos Modelos de Simulação - Condição de Entrada Subresfriada

Figura 7.22. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica para o R-407C e os dos Modelos de Simulação Levando em Conta o Atraso de Vaporização

7.3.3. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS DE LITERATURA PARA MISTURAS

7.3.3.1. Comparação com os Resultados de Sami & Tribes (1998) e Sami et al. (1998)

Sami & Tribes (1998) e Sami et al. (1998) desenvolveram um simulador para o escoamento de misturas binárias e ternárias através de tubos capilares e levantaram alguns poucos dados experimentais. A Tab. 7.11 mostra algumas das condições experimentais apresentadas nos trabalhos citados, comparando os valores de vazão mássica experimentais com os valores calculados pelos dois modelos apresentados no presente trabalho.

Tabela 7.11. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Sami & Tribes e Sami et al. e os dos Modelos de Simulação

Fluido	T_{ent}	$\Delta T_{sub,ent}$ (°C) ou x_{ent} (-)	$\dot{m}_{exp}$	$\dot{m}_{calc}$ fases separadas	Desvio	$\dot{m}_{calc}$ homogêneo	Desvio
R-410A	30,5°C	1,0°C	57,89 kg/h	58,84 kg/h	+ 1,65%	56,45 kg/h	- 2,49%
R-410A	34,8°C	0,019	57,96 kg/h	56,56 kg/h	- 2,41%	54,47 kg/h	- 6,02%
R-407C	31,6°C	0,9°C	41,40 kg/h	47,95 kg/h	+15,80%	46,93 kg/h	+13,36%
R-407C	31,5°C	0,0°C	46,08 kg/h	46,13 kg/h	+ 1,09%	44,44 kg/h	- 3,55%
R-407C	33,0°C	0,02	40,82 kg/h	43,72 kg/h	+ 7,10%	42,55 kg/h	+ 4,24%
R-407D	26,3°C	0,86°C	38,74 kg/h	39,37 kg/h	+ 1,63%	36,65 kg/h	- 5,39%

Obs.: $d_{ic} = 1,9\text{mm}$; $L_{ic} = 1,26\text{m}$; $\varepsilon/d_{ic} = 1,3 \cdot 10^{-2}$; escoamento crítico

Composição do R-407D: 15% de R-32; 15,2% de R-125 e 69,8% de R-134a em base mássica

7.3.3.2. Comparação com os Resultados de Motta et al. (2000)

As Tabs. 7.12 a 7.16 e as Figs. 7.23 a 7.27 apresentam a comparação dos valores de vazão mássica experimental levantados por Motta et al. (2000) para o R-407C com os valores calculados pelos programas de simulação desenvolvidos no presente trabalho.

Verifica-se, dessas figuras, que existe uma variação no comportamento dos programas em relação aos dados experimentais. À medida que o subresfriamento (e, conseqüentemente, a vazão) diminui, os desvios dos programas passam de valor de vazão subestimado para um valor superestimado. Para os subresfriamentos mais baixos, esses desvios chegam a valores da ordem de +70%.

Esse comportamento foi confirmado no levantamento experimental deste trabalho e pode ser atribuído a dois fatores:

- formação de bolhas para os baixos graus de subresfriamento, o que explica a drástica redução na vazão experimental nesses casos;
- variações cíclicas da composição ao longo da unidade laboratorial dos autores citados, baseada em um ciclo de refrigeração convencional; isso explicaria a tendência de variação do erro com o grau de subresfriamento.

Apesar desses fatores, verifica-se que a maior parte dos desvios fica na faixa de $\pm 10\%$, mostrando uma razoável concordância entre os dados experimentais e de simulação.

7.4. CONCLUSÃO

Os resultados acima mostram que o programa de simulação desenvolvido a partir dos modelos desenvolvidos no Cap. 4 representam de forma adequada os resultados experimentais e aqueles da literatura, tanto para substâncias puras quanto para misturas quase-azeotrópicas e zeotrópicas.

Os desvios médios entre a vazão mássica medida e a calculada pelos dois programas tendem a ser da mesma ordem de grandeza, e os perfis de temperatura e pressão calculados apresentam também discrepâncias semelhantes em relação aos perfis medidos.

A validação experimental mostra, ainda, que a inclusão do efeito do atraso de vaporização nos modelos de simulação diminui os desvios médios para os ensaios com entrada subresfriada. Os valores experimentais de atraso de vaporização não são conclusivos quanto ao estabelecimento de uma tendência para o fenômeno que permita a obtenção de uma correlação adequada.

A grande diferença entre os dois modelos aparece na determinação da ocorrência ou não de bloqueio na saída do tubo capilar. Aparentemente, o modelo de fases separadas tende a prever melhor a ocorrência deste fenômeno. Torna-se necessária a realização de ensaios adicionais específicos para uma verificação mais aprofundada desse aspecto.

Finalmente, os resultados da validação apresentada no presente trabalho indicam que os dois modelos se mostram razoavelmente adequados para simulação e dimensionamento de tubos capilares com escoamento de misturas de refrigerantes. As diferenças apontadas não são significativas para determinar que um modelo seja muito superior ao outro.

Tabela 7.12. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,05$ m

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
15,81	1868,50	399,37	35,730	32,390	-9,35%	31,981	-10,49%
16,04	1868,23	400,10	35,665	32,309	-9,41%	31,891	-10,58%
16,36	1867,55	396,35	35,459	32,193	-9,21%	31,761	-10,43%
16,94	1866,86	392,66	35,132	31,991	-8,94%	31,537	-10,23%
17,23	1870,44	395,64	34,924	31,946	-8,53%	31,483	-9,85%
18,02	1868,16	389,23	34,536	31,644	-8,37%	31,154	-9,79%
26,99	1869,62	355,65	27,898	28,282	1,38%	27,674	-0,80%
28,83	1866,72	346,68	26,819	27,443	2,33%	26,854	0,13%
29,93	1866,44	339,86	25,572	26,967	5,45%	26,377	3,15%
31,02	1870,83	337,63	25,123	26,546	5,66%	25,964	3,35%
31,76	1864,76	334,25	24,719	26,103	5,60%	25,532	3,29%
32,42	1869,49	332,69	24,570	25,877	5,32%	25,309	3,01%
33,18	1869,87	328,73	23,992	25,524	6,39%	24,967	4,07%
34,62	1870,58	322,01	23,047	24,799	7,60%	24,302	5,44%
35,15	1867,48	319,92	22,674	24,522	8,15%	24,000	5,85%
35,86	1867,47	313,06	21,654	24,153	11,54%	23,651	9,22%
36,79	1868,87	305,81	20,597	23,692	15,03%	23,210	12,69%
37,49	1865,16	297,31	19,341	23,256	20,24%	22,797	17,87%
37,80	1866,59	292,79	18,773	23,113	23,12%	22,659	20,70%
37,97	1865,45	289,14	18,203	23,002	26,37%	22,555	23,91%
14,42	1790,22	361,46	34,863	31,678	-9,14%	31,295	-10,23%
14,48	1790,04	362,51	34,886	31,658	-9,25%	31,274	-10,35%
14,75	1791,87	360,50	34,761	31,595	-9,11%	31,203	-10,24%
14,82	1795,00	360,56	34,722	31,618	-8,94%	31,224	-10,07%
15,17	1792,80	360,92	34,399	31,472	-8,51%	31,067	-9,69%
16,23	1794,00	357,82	33,826	31,142	-7,93%	30,695	-9,25%
16,60	1787,89	355,02	33,459	30,921	-7,59%	30,462	-8,96%
16,86	1790,87	337,75	33,589	30,880	-8,06%	30,412	-9,46%
19,50	1786,79	345,14	31,953	29,889	-6,46%	29,358	-8,12%
19,74	1791,60	345,09	31,918	29,877	-6,40%	29,345	-8,06%
19,97	1792,20	344,07	31,779	29,801	-6,22%	29,263	-7,92%
20,35	1791,50	342,56	31,449	29,630	-5,78%	29,108	-7,44%
21,41	1790,68	338,07	30,800	29,232	-5,09%	28,685	-6,87%
21,90	1793,52	337,03	30,587	29,101	-4,86%	28,538	-6,70%
22,85	1794,04	333,54	30,090	28,746	-4,47%	28,174	-6,37%
23,10	1787,58	331,81	29,828	28,542	-4,31%	27,971	-6,22%
24,77	1789,27	325,64	28,727	27,903	-2,87%	27,327	-4,87%
25,61	1787,68	323,66	28,289	27,546	-2,63%	26,958	-4,70%
26,32	1791,48	317,22	27,411	27,303	-0,39%	26,723	-2,51%
27,07	1792,25	315,02	27,136	26,993	-0,53%	26,420	-2,64%
30,14	1790,95	302,43	24,751	25,592	3,40%	25,032	1,14%
30,52	1792,24	301,34	24,655	25,454	3,24%	24,912	1,04%
30,73	1790,60	300,14	24,468	25,329	3,52%	24,790	1,31%
14,07	1722,49	344,38	34,350	30,760	-10,45%	30,378	-11,56%
14,43	1723,52	343,65	34,155	30,660	-10,23%	30,261	-11,40%
14,86	1724,41	342,74	34,041	30,528	-10,32%	30,118	-11,52%
15,77	1722,20	337,86	33,385	30,191	-9,57%	29,748	-10,89%
16,05	1729,01	339,75	33,387	30,202	-9,54%	29,752	-10,89%

Tabela 7.12. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,05$ m (Continuação)

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
17,20	1720,57	333,52	32,444	29,672	-8,54%	29,190	-10,03%
18,21	1721,18	330,80	31,886	29,320	-8,05%	28,819	-9,62%
19,16	1722,14	326,92	31,332	28,991	-7,47%	28,473	-9,13%
19,80	1718,58	323,37	30,887	28,700	-7,08%	28,173	-8,79%
20,27	1720,62	322,08	30,608	28,559	-6,70%	28,026	-8,44%
21,27	1717,29	317,85	29,962	28,125	-6,13%	27,580	-7,95%
21,71	1721,78	316,42	29,730	28,025	-5,73%	27,478	-7,57%
22,42	1723,74	314,93	29,363	27,781	-5,39%	27,229	-7,27%
23,66	1723,72	306,05	28,004	27,275	-2,60%	26,728	-4,56%
23,87	1721,96	305,12	27,826	27,163	-2,38%	26,617	-4,35%
24,67	1723,24	302,73	27,367	26,854	-1,87%	26,308	-3,87%
25,21	1720,87	300,83	27,074	26,593	-1,78%	26,045	-3,80%
26,91	1724,58	297,62	26,194	25,929	-1,01%	25,386	-3,09%
27,86	1716,23	292,59	25,692	25,360	-1,29%	24,832	-3,35%
28,39	1726,83	292,44	25,540	25,305	-0,92%	24,775	-2,99%
28,90	1725,14	290,39	25,210	25,041	-0,67%	24,521	-2,73%
29,34	1725,42	287,41	24,714	24,845	0,53%	24,329	-1,56%
32,08	1718,66	274,09	22,611	23,401	3,49%	22,941	1,46%
36,45	1714,31	225,68	15,017	20,986	39,75%	20,657	37,56%
36,67	1721,64	223,56	14,549	21,007	44,39%	20,675	42,11%
36,83	1727,77	223,20	14,284	21,033	47,25%	20,698	44,90%
36,86	1715,82	219,81	14,011	20,782	48,33%	20,464	46,06%
14,56	1662,85	311,13	33,134	29,662	-10,48%	29,252	-11,72%
14,78	1663,82	309,48	33,047	29,608	-10,41%	29,186	-11,68%
16,48	1667,19	303,83	31,926	29,068	-8,95%	28,608	-10,39%
17,26	1664,08	300,56	31,467	28,747	-8,64%	28,267	-10,17%
18,00	1662,97	297,31	31,024	28,463	-8,26%	27,970	-9,84%
18,28	1662,64	295,92	30,803	28,356	-7,94%	27,859	-9,56%
18,54	1664,62	295,35	30,668	28,290	-7,75%	27,789	-9,39%
18,78	1667,30	295,13	30,571	28,245	-7,61%	27,742	-9,25%
19,62	1668,24	291,65	29,931	27,943	-6,64%	27,432	-8,35%
20,00	1667,94	289,57	29,663	27,801	-6,28%	27,283	-8,02%
20,23	1669,17	288,05	29,496	27,732	-5,98%	27,212	-7,74%
21,32	1668,58	283,18	28,693	27,303	-4,84%	26,773	-6,69%
21,83	1666,55	280,85	28,290	27,066	-4,32%	26,537	-6,19%
22,11	1667,28	279,48	28,124	26,972	-4,10%	26,437	-6,00%
23,39	1665,94	274,10	27,259	26,425	-3,06%	25,895	-5,00%
23,82	1667,54	272,97	27,022	26,271	-2,78%	25,744	-4,73%
24,03	1665,86	271,74	26,900	26,155	-2,77%	25,629	-4,72%
24,30	1666,99	271,40	26,802	26,066	-2,75%	25,537	-4,72%
24,57	1666,08	270,37	26,638	25,937	-2,63%	25,410	-4,61%
26,02	1666,35	265,05	25,837	25,304	-2,06%	24,794	-4,04%
26,43	1664,51	263,22	25,487	25,094	-1,54%	24,584	-3,54%
26,78	1663,46	260,43	25,106	24,920	-0,74%	24,416	-2,75%
27,19	1663,39	259,28	24,920	24,733	-0,75%	24,234	-2,75%
28,65	1662,26	253,31	23,995	24,035	0,17%	23,564	-1,79%
29,38	1660,86	250,97	23,648	23,665	0,07%	23,205	-1,87%
29,81	1660,24	249,31	23,377	23,451	0,32%	22,993	-1,64%

Tabela 7.12. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,05$ m (Continuação)

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
30,31	1655,30	241,88	22,321	23,113	3,55%	22,671	1,57%
30,36	1657,79	242,57	22,440	23,135	3,10%	22,691	1,12%
33,16	1662,06	232,65	20,642	21,778	5,50%	21,400	3,67%
34,28	1659,79	214,81	17,728	21,127	19,18%	20,785	17,25%
34,70	1661,12	208,21	16,938	20,918	23,49%	20,588	21,55%
34,86	1664,10	208,34	17,056	20,892	22,49%	20,564	20,57%
35,47	1666,02	194,40	14,807	20,580	38,99%	20,274	36,92%
35,63	1667,26	189,07	13,994	20,515	46,60%	20,213	44,44%
14,09	1552,76	277,14	30,863	28,046	-9,13%	27,617	-10,52%
14,68	1556,11	265,98	30,449	27,884	-8,42%	27,461	-9,81%
14,89	1556,39	263,18	30,173	27,815	-7,81%	27,381	-9,25%
15,52	1558,07	270,06	29,907	27,622	-7,64%	27,179	-9,12%
17,21	1549,77	261,38	28,536	26,863	-5,86%	26,400	-7,48%
17,66	1546,35	258,88	28,211	26,636	-5,58%	26,170	-7,23%
17,93	1554,10	257,64	28,105	26,667	-5,12%	26,197	-6,79%
18,30	1558,05	253,58	27,906	26,595	-4,70%	26,121	-6,40%
18,56	1554,67	249,25	27,664	26,436	-4,44%	25,962	-6,15%
18,97	1548,99	246,83	27,326	26,182	-4,19%	25,706	-5,93%
20,16	1550,00	241,97	26,643	25,729	-3,43%	25,251	-5,23%
20,49	1549,48	240,82	26,437	25,587	-3,22%	25,109	-5,02%
21,42	1548,70	238,65	25,852	25,192	-2,55%	24,718	-4,39%
22,24	1555,87	235,78	25,590	24,978	-2,39%	24,500	-4,26%
22,34	1550,69	235,40	25,499	24,841	-2,58%	24,368	-4,43%
24,28	1553,82	209,94	24,405	24,056	-1,43%	23,600	-3,30%
25,42	1552,07	204,42	23,536	23,509	-0,11%	23,069	-1,98%
25,86	1551,78	203,38	23,302	23,306	0,02%	22,860	-1,90%
26,05	1551,89	202,58	23,256	23,227	-0,12%	22,785	-2,03%
27,53	1552,24	197,66	22,506	22,527	0,09%	22,117	-1,73%
27,85	1552,70	196,97	22,439	22,378	-0,27%	21,975	-2,07%
28,01	1554,45	196,36	22,402	22,335	-0,30%	21,936	-2,08%
30,22	1554,96	188,51	20,955	21,221	1,27%	20,878	-0,37%
31,57	1546,29	160,46	16,713	20,322	21,60%	20,032	19,86%
32,07	1558,80	161,03	17,031	20,305	19,22%	20,016	17,53%
32,85	1543,45	124,13	11,532	19,537	69,42%	19,303	67,39%
14,76	1936,40	421,81	37,215	33,705	-9,43%	33,381	-10,30%
14,94	1938,42	421,29	37,203	33,667	-9,50%	33,342	-10,38%
15,57	1929,50	418,81	36,889	33,351	-9,59%	32,979	-10,60%
16,66	1937,26	416,95	36,539	33,109	-9,39%	32,688	-10,54%
16,98	1934,36	415,37	36,330	32,964	-9,26%	32,528	-10,46%
17,88	1937,79	413,44	35,870	32,713	-8,80%	32,242	-10,11%
19,17	1940,45	410,54	35,364	32,314	-8,62%	31,800	-10,08%
19,38	1938,01	408,89	35,195	32,206	-8,49%	31,686	-9,97%
20,50	1931,28	404,37	34,534	31,714	-8,17%	31,165	-9,76%
21,44	1942,62	403,02	34,123	31,543	-7,56%	30,976	-9,22%
23,60	1930,91	393,30	32,704	30,572	-6,52%	29,970	-8,36%
24,19	1930,03	391,55	32,378	30,312	-6,38%	29,724	-8,20%
24,66	1938,61	391,98	32,319	30,280	-6,31%	29,667	-8,20%
25,18	1930,94	388,42	31,874	29,962	-6,00%	29,345	-7,93%

Tabela 7.12. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,05$ m (Continuação)

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
27,15	1933,67	380,35	30,606	29,211	-4,56%	28,588	-6,59%
29,28	1933,14	371,98	28,961	28,318	-2,22%	27,692	-4,38%
29,80	1935,75	367,04	28,344	28,136	-0,74%	27,513	-2,93%
34,46	1928,18	343,65	24,429	25,885	5,96%	25,307	3,59%
35,58	1938,34	345,90	23,932	25,508	6,58%	24,946	4,24%
36,69	1936,20	339,21	22,924	24,915	8,68%	24,377	6,34%
37,30	1937,14	335,88	22,464	24,620	9,60%	24,097	7,27%
37,55	1936,28	335,44	22,260	24,477	9,96%	23,960	7,64%
39,03	1935,23	321,31	20,140	23,673	17,54%	23,195	15,17%
39,28	1936,37	318,32	19,690	23,555	19,63%	23,083	17,23%
39,54	1937,73	311,60	18,584	23,440	26,13%	22,973	23,62%
Desvio Médio				0,68%		-1,13%	
Desvio Quadrático Médio				13,33%		13,14%	

Tabela 7.13. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,30$ m

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
17,62	1554,11	213,85	24,848	24,250	-2,40%	23,903	-3,80%
17,63	1555,71	205,74	24,853	24,271	-2,34%	23,924	-3,74%
17,91	1551,66	215,11	24,875	24,113	-3,06%	23,768	-4,45%
19,44	1554,44	201,41	23,576	23,630	0,23%	23,284	-1,24%
19,70	1559,07	207,80	23,500	23,612	0,48%	23,264	-1,01%
19,96	1556,36	215,80	23,321	23,475	0,66%	23,131	-0,82%
21,20	1556,49	218,43	22,887	23,030	0,63%	22,692	-0,85%
21,61	1559,53	219,39	22,707	22,929	0,98%	22,591	-0,51%
21,92	1549,50	216,19	22,526	22,646	0,53%	22,321	-0,91%
22,17	1557,89	215,37	22,597	22,693	0,42%	22,361	-1,04%
22,41	1553,01	215,11	22,502	22,524	0,10%	22,196	-1,36%
22,53	1554,16	215,21	22,518	22,498	-0,09%	22,169	-1,55%
22,58	1554,36	217,14	22,581	22,478	-0,45%	22,154	-1,89%
23,20	1550,74	215,80	22,326	22,182	-0,64%	21,865	-2,06%
23,66	1552,85	214,78	22,163	22,038	-0,57%	21,725	-1,98%
24,01	1557,38	214,34	22,182	21,975	-0,93%	21,663	-2,34%
24,13	1548,28	213,39	22,013	21,776	-1,08%	21,472	-2,46%
26,81	1558,67	203,62	20,148	20,848	3,47%	20,582	2,15%
27,11	1554,32	202,15	19,975	20,642	3,34%	20,388	2,07%
27,44	1552,74	200,96	19,880	20,477	3,00%	20,226	1,74%
27,81	1556,02	199,11	19,817	20,373	2,81%	20,126	1,56%
28,06	1555,53	198,69	19,766	20,255	2,47%	20,014	1,25%
28,14	1553,47	198,53	19,758	20,183	2,15%	19,946	0,95%
28,29	1552,33	198,08	19,708	20,100	1,99%	19,863	0,79%
28,68	1551,43	197,97	19,547	19,906	1,84%	19,683	0,70%
29,25	1555,53	197,19	19,392	19,719	1,69%	19,507	0,60%
29,52	1554,89	197,67	19,233	19,587	1,84%	19,379	0,76%
29,88	1555,40	196,29	19,230	19,429	1,03%	19,23	0,00%
30,00	1553,05	196,48	19,203	19,329	0,66%	19,137	-0,34%
18,50	1660,19	235,53	26,556	25,573	-3,70%	25,182	-5,17%
18,54	1659,33	234,03	26,495	25,548	-3,58%	25,156	-5,06%
18,58	1658,44	231,11	26,393	25,519	-3,31%	25,129	-4,79%
18,68	1657,07	230,89	26,326	25,466	-3,26%	25,076	-4,75%
19,85	1658,76	234,79	26,103	25,098	-3,85%	24,706	-5,35%
20,19	1658,66	237,43	26,017	24,974	-4,01%	24,588	-5,49%
20,30	1655,87	237,76	25,970	24,894	-4,14%	24,509	-5,63%
21,18	1654,00	235,63	25,622	24,557	-4,16%	24,152	-5,74%
21,54	1652,43	233,56	25,495	24,404	-4,28%	24,014	-5,81%
21,63	1650,12	233,19	25,451	24,337	-4,38%	23,96	-5,86%
23,89	1653,98	212,60	24,507	23,562	-3,86%	23,204	-5,32%
24,17	1653,04	209,72	24,435	23,453	-4,02%	23,086	-5,52%
24,30	1654,84	209,80	24,479	23,429	-4,29%	23,065	-5,78%
26,95	1650,34	204,42	23,052	22,312	-3,21%	21,984	-4,63%
27,84	1649,53	200,73	22,714	21,936	-3,43%	21,619	-4,82%
28,76	1652,24	197,68	22,321	21,596	-3,25%	21,29	-4,62%
29,96	1648,16	190,46	21,207	21,008	-0,94%	20,728	-2,26%
30,15	1656,01	191,92	21,266	21,056	-0,99%	20,774	-2,31%
21,89	1813,13	265,63	27,072	26,645	-1,58%	26,21	-3,18%

Tabela 7.13. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,30$ m (Continuação)

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
21,96	1802,86	267,32	26,830	26,476	-1,32%	26,043	-2,93%
22,74	1795,00	282,86	26,231	26,097	-0,51%	25,664	-2,16%
22,76	1799,90	287,25	26,298	26,160	-0,52%	25,726	-2,17%
23,31	1799,08	263,96	26,213	25,952	-0,99%	25,524	-2,63%
23,69	1801,72	264,28	26,162	25,862	-1,15%	25,427	-2,81%
25,17	1801,35	258,96	25,531	25,321	-0,82%	24,895	-2,49%
25,54	1804,00	259,00	25,414	25,224	-0,75%	24,783	-2,48%
25,80	1804,31	259,38	25,308	25,134	-0,69%	24,689	-2,44%
26,12	1802,37	257,81	25,224	24,985	-0,95%	24,562	-2,63%
26,50	1801,14	256,40	25,053	24,826	-0,90%	24,405	-2,59%
26,85	1800,88	258,38	24,951	24,690	-1,05%	24,271	-2,73%
26,94	1805,24	259,51	25,038	24,721	-1,26%	24,301	-2,94%
29,80	1808,58	250,89	23,522	23,644	0,52%	23,253	-1,14%
30,12	1805,38	250,25	23,275	23,465	0,82%	23,079	-0,84%
31,18	1796,89	244,72	22,253	22,876	2,80%	22,527	1,23%
31,72	1794,27	242,52	21,992	22,608	2,80%	22,266	1,24%
32,45	1810,76	243,46	22,095	22,556	2,09%	22,212	0,53%
32,75	1809,05	244,31	21,898	22,400	2,29%	22,061	0,74%
33,80	1811,33	258,80	20,858	21,977	5,37%	21,649	3,79%
34,00	1800,08	258,65	20,491	21,704	5,92%	21,391	4,39%
34,05	1803,37	259,57	20,608	21,735	5,47%	21,42	3,94%
Desvio Médio				-0,41%		-1,87%	
Desvio Quadrático Médio				2,58%		3,20%	

Tabela 7.14. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
18,89	1551,87	130,82	20,954	21,543	2,81%	21,305	1,68%
19,49	1554,56	122,84	20,797	21,391	2,86%	21,158	1,74%
19,69	1553,87	120,99	20,672	21,318	3,13%	21,087	2,01%
19,77	1552,49	118,80	20,592	21,274	3,31%	21,042	2,19%
19,79	1553,32	120,12	20,593	21,278	3,33%	21,048	2,21%
21,31	1554,91	132,91	20,063	20,810	3,72%	20,589	2,62%
21,40	1553,60	131,31	19,865	20,759	4,50%	20,542	3,41%
21,41	1554,70	132,20	19,921	20,772	4,27%	20,554	3,18%
24,40	1556,29	119,01	18,558	19,769	6,53%	19,583	5,52%
24,50	1555,87	119,34	18,559	19,724	6,28%	19,543	5,30%
24,75	1554,70	116,84	18,352	19,618	6,90%	19,439	5,92%
25,00	1550,43	115,84	17,944	19,464	8,47%	19,29	7,50%
26,35	1549,60	108,32	16,806	18,948	12,75%	18,798	11,85%
27,07	1551,32	109,23	16,124	18,702	15,99%	18,561	15,11%
30,58	1554,15	211,84	10,891	17,324	59,07%	17,255	58,43%
30,93	1553,53	110,47	10,463	17,161	64,02%	17,104	63,47%
18,62	1665,56	225,84	23,207	23,190	-0,07%	22,913	-1,27%
20,30	1660,53	220,06	22,423	22,615	0,86%	22,344	-0,35%
20,58	1661,01	218,78	22,296	22,532	1,06%	22,265	-0,14%
21,37	1662,25	220,36	21,932	22,303	1,69%	22,039	0,49%
21,47	1662,59	217,39	21,874	22,275	1,83%	22,012	0,63%
21,67	1661,15	214,37	21,841	22,193	1,61%	21,93	0,41%
21,88	1660,53	209,17	21,659	22,117	2,11%	21,856	0,91%
23,20	1660,80	214,57	21,336	21,690	1,66%	21,439	0,48%
23,75	1660,80	212,79	21,161	21,509	1,64%	21,262	0,48%
24,04	1659,91	211,85	21,062	21,398	1,60%	21,156	0,45%
24,25	1660,94	211,53	20,994	21,342	1,66%	21,101	0,51%
25,36	1662,52	206,31	20,057	20,983	4,62%	20,753	3,47%
26,34	1663,28	204,18	19,737	20,649	4,62%	20,43	3,51%
26,68	1661,22	213,21	19,552	20,495	4,82%	20,284	3,74%
26,87	1662,66	206,02	19,519	20,449	4,76%	20,238	3,68%
28,48	1659,84	202,25	18,857	19,812	5,06%	19,626	4,08%
28,87	1661,77	201,67	18,721	19,688	5,17%	19,512	4,23%
29,18	1661,56	200,53	18,615	19,571	5,14%	19,395	4,19%
30,38	1663,21	196,72	17,923	19,119	6,67%	18,971	5,85%
31,05	1661,56	188,95	16,630	18,829	13,22%	18,691	12,39%
31,46	1660,80	188,84	16,485	18,647	13,11%	18,521	12,35%
31,72	1663,49	187,21	16,360	18,581	13,58%	18,46	12,84%
32,08	1661,22	185,41	15,524	18,400	18,53%	18,285	17,79%
32,49	1658,80	178,63	14,737	18,191	23,44%	18,086	22,73%
33,04	1662,80	171,68	14,295	18,017	26,04%	17,924	25,39%
21,76	1805,99	232,34	23,496	24,089	2,52%	23,776	1,19%
21,80	1806,89	233,04	23,546	24,087	2,30%	23,776	0,98%
21,81	1792,69	229,34	23,473	23,902	1,83%	23,594	0,52%
21,81	1798,27	230,56	23,458	23,973	2,20%	23,664	0,88%
21,84	1792,07	228,32	23,430	23,885	1,94%	23,577	0,63%
23,20	1800,48	235,10	23,339	23,573	1,00%	23,267	-0,31%
23,34	1798,27	233,73	23,295	23,503	0,89%	23,196	-0,42%

Tabela 7.14. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m (Continuação)

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	p_{ent} kPa rel.	p_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
23,40	1796,06	233,37	23,263	23,455	0,83%	23,15	-0,49%
23,40	1799,17	234,38	23,239	23,495	1,10%	23,189	-0,22%
23,83	1795,38	231,11	22,931	23,308	1,64%	23,007	0,33%
24,18	1794,27	230,35	22,767	23,181	1,82%	22,883	0,51%
24,60	1795,44	229,64	22,552	23,062	2,26%	22,765	0,94%
24,86	1795,65	226,94	22,454	22,980	2,34%	22,685	1,03%
25,13	1788,62	226,01	22,302	22,797	2,22%	22,508	0,92%
25,37	1789,79	223,58	22,147	22,734	2,65%	22,446	1,35%
25,69	1791,86	227,16	22,104	22,652	2,48%	22,369	1,20%
25,96	1797,31	232,28	22,074	22,631	2,52%	22,351	1,25%
26,49	1794,41	228,42	21,901	22,415	2,35%	22,14	1,09%
26,77	1793,38	226,86	21,747	22,312	2,60%	22,034	1,32%
26,91	1804,27	257,54	21,401	22,413	4,73%	22,129	3,40%
27,49	1800,89	257,01	21,226	22,166	4,43%	21,891	3,13%
27,82	1801,30	255,39	21,074	22,056	4,66%	21,785	3,37%
28,19	1796,00	252,86	20,851	21,854	4,81%	21,59	3,54%
28,37	1793,79	250,90	20,740	21,760	4,92%	21,499	3,66%
29,49	1801,51	249,80	20,313	21,465	5,67%	21,213	4,43%
30,46	1800,13	247,87	19,653	21,085	7,29%	20,851	6,10%
31,10	1800,96	247,96	19,174	20,858	8,78%	20,631	7,60%
31,51	1801,79	246,20	18,840	20,715	9,95%	20,493	8,77%
31,90	1804,48	244,45	18,774	20,604	9,75%	20,386	8,59%
32,37	1798,13	243,77	18,415	20,332	10,41%	20,124	9,28%
32,84	1787,65	241,57	18,068	19,992	10,65%	19,802	9,60%
33,23	1794,62	239,47	17,756	19,939	12,29%	19,751	11,24%
33,67	1788,69	238,36	17,382	19,675	13,19%	19,498	12,17%
34,11	1790,76	234,50	17,129	19,523	13,98%	19,356	13,00%
34,47	1790,00	231,64	16,435	19,363	17,82%	19,204	16,85%
35,15	1780,76	224,75	15,393	18,937	23,02%	18,8	22,13%
35,35	1780,00	223,93	15,343	18,839	22,79%	18,708	21,93%
35,50	1784,76	241,25	15,233	18,846	23,72%	18,715	22,86%
Desvio Médio				7,88%		6,78%	
Desvio Quadrático Médio				13,33%		12,83%	

Tabela 7.15. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,30$ m

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	P_{ent} kPa rel.	P_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$, kg/h	$\dot{m}_{calc}$, kg/h	Desvio	$\dot{m}_{calc}$, kg/h	Desvio
27,94	1651,07	515,04	92,093	90,635	-1,58%	87,619	-4,86%
27,95	1652,99	536,13	92,996	90,779	-2,38%	87,729	-5,66%
28,13	1655,19	514,25	92,046	90,655	-1,51%	87,552	-4,88%
28,20	1663,37	516,26	92,068	91,092	-1,06%	87,969	-4,45%
28,36	1659,83	514,33	91,605	90,572	-1,13%	87,452	-4,53%
28,38	1657,26	529,02	93,932	90,359	-3,80%	87,246	-7,12%
28,52	1665,77	513,85	91,504	90,695	-0,88%	87,556	-4,31%
28,54	1658,36	513,60	91,055	90,145	-1,00%	87,030	-4,42%
28,96	1655,24	509,02	89,579	89,172	-0,45%	86,060	-3,93%
29,34	1648,54	502,52	88,226	88,009	-0,25%	84,932	-3,73%
29,81	1653,69	497,15	87,162	87,493	0,38%	84,422	-3,14%
30,13	1658,57	492,25	86,173	87,265	1,27%	84,159	-2,34%
30,25	1654,94	492,48	85,875	86,773	1,05%	83,694	-2,54%
30,61	1659,00	486,55	84,685	86,386	2,01%	83,300	-1,64%
30,78	1659,96	487,46	84,361	86,141	2,11%	83,049	-1,55%
31,08	1651,06	482,87	83,193	84,914	2,07%	81,885	-1,57%
31,10	1654,41	481,52	83,288	85,101	2,18%	82,076	-1,45%
31,65	1657,44	470,13	82,455	84,259	2,19%	81,246	-1,47%
32,06	1650,97	462,37	80,361	83,021	3,31%	80,025	-0,42%
32,42	1653,39	457,31	79,363	82,444	3,88%	79,500	0,17%
32,82	1650,47	448,95	77,717	81,427	4,77%	78,524	1,04%
33,18	1653,31	445,11	77,152	80,919	4,88%	78,021	1,13%
33,67	1652,21	420,43	70,455	79,817	13,29%	76,981	9,26%
34,03	1651,45	390,16	68,117	79,004	15,98%	76,211	11,88%
34,06	1662,23	400,22	69,425	79,745	14,87%	76,905	10,77%
24,64	1729,71	579,93	108,898	101,384	-6,90%	98,351	-9,69%
25,00	1735,65	585,74	108,021	101,192	-6,32%	98,116	-9,17%
25,38	1727,87	583,31	104,244	100,076	-4,00%	96,987	-6,96%
25,39	1731,91	584,20	104,601	100,318	-4,09%	97,225	-7,05%
27,17	1730,09	575,60	99,272	97,260	-2,03%	94,050	-5,26%
27,60	1728,72	572,40	98,585	96,439	-2,18%	93,217	-5,44%
27,71	1727,97	568,27	98,628	96,197	-2,46%	92,995	-5,71%
28,55	1729,92	562,38	96,585	94,878	-1,77%	91,654	-5,10%
28,89	1731,71	558,12	96,316	94,388	-2,00%	91,169	-5,34%
29,14	1727,61	554,70	95,774	93,659	-2,21%	90,462	-5,55%
29,26	1729,53	553,69	95,977	93,612	-2,46%	90,373	-5,84%
29,78	1729,41	548,14	92,465	92,680	0,23%	89,440	-3,27%
30,75	1739,85	462,63	89,757	91,591	2,04%	88,369	-1,55%
33,10	1724,08	448,26	80,075	86,072	7,49%	82,976	3,62%
33,51	1728,41	443,52	77,856	85,588	9,93%	82,482	5,94%
33,63	1725,55	441,98	77,886	85,150	9,33%	82,065	5,37%
33,71	1723,54	442,45	77,511	84,837	9,45%	81,775	5,50%
33,83	1721,63	440,83	77,255	84,461	9,33%	81,417	5,39%
34,10	1736,20	415,34	72,263	84,988	17,61%	81,874	13,30%
34,23	1725,63	415,93	71,056	83,961	18,16%	80,915	13,88%
30,02	1789,92	560,08	95,920	96,169	0,26%	92,856	-3,19%
30,11	1793,09	559,79	96,030	96,224	0,20%	92,894	-3,27%
30,52	1793,02	555,85	94,963	95,500	0,57%	92,161	-2,95%
30,73	1792,89	546,00	93,275	95,117	1,97%	91,777	-1,61%
30,85	1791,29	541,36	92,991	94,806	1,95%	91,462	-1,64%
31,07	1794,06	538,95	93,166	94,593	1,53%	91,245	-2,06%
31,20	1795,02	535,82	93,387	94,417	1,10%	91,070	-2,48%
32,30	1787,12	532,10	88,662	91,849	3,59%	88,571	-0,10%
34,15	1798,01	476,02	82,074	89,021	8,46%	85,825	4,57%
34,20	1796,94	476,08	82,078	88,853	8,25%	85,662	4,37%
35,11	1795,97	447,55	74,365	87,042	17,05%	83,861	12,77%
35,36	1796,56	434,02	73,642	86,555	17,53%	83,418	13,27%
35,49	1791,52	437,66	74,119	85,959	15,97%	82,838	11,76%
35,51	1795,81	437,23	74,123	86,216	16,31%	83,081	12,09%
Desvio Médio				3,43%		-0,19%	
Desvio Quadrático Médio				7,46%		6,29%	

Tabela 7.16. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	P_{ent} kPa rel.	P_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$ kg/h	$\dot{m}_{calc}$	Desvio	$\dot{m}_{calc}$	Desvio
24,17	1550,43	460,89	77,516	82,804	6,82%	80,478	3,82%
24,20	1548,70	459,94	77,380	82,654	6,82%	80,332	3,81%
24,63	1552,84	456,54	76,662	82,247	7,29%	79,880	4,20%
22,67	1660,87	470,14	90,475	91,684	1,34%	89,272	-1,33%
22,85	1670,87	471,35	90,585	92,007	1,57%	89,584	-1,11%
22,98	1657,08	467,57	89,750	91,019	1,41%	88,602	-1,28%
23,11	1681,35	485,40	90,662	92,262	1,76%	89,802	-0,95%
23,32	1686,45	503,67	90,594	92,243	1,82%	89,789	-0,89%
23,91	1683,21	499,61	89,210	91,204	2,24%	88,734	-0,53%
23,92	1660,53	502,19	86,624	89,854	3,73%	87,414	0,91%
24,19	1679,90	497,74	88,697	90,603	2,15%	88,130	-0,64%
24,94	1655,70	481,74	82,105	88,069	7,26%	85,604	4,26%
25,02	1662,46	485,40	81,609	88,362	8,27%	85,877	5,23%
25,41	1661,84	477,03	80,555	87,741	8,92%	85,259	5,84%
25,70	1655,36	470,27	79,966	86,903	8,67%	84,431	5,58%
26,29	1656,39	489,28	83,672	86,054	2,85%	83,582	-0,11%
26,48	1650,32	488,38	83,063	85,413	2,83%	82,943	-0,14%
26,57	1659,08	444,08	76,663	85,803	11,92%	83,319	8,68%
26,71	1660,32	444,00	76,324	85,651	12,22%	83,165	8,96%
19,77	1660,32	535,81	97,385	95,640	-1,79%	93,406	-4,09%
19,88	1660,66	535,44	97,235	95,500	-1,78%	93,274	-4,07%
20,03	1659,56	534,08	97,006	95,225	-1,84%	92,993	-4,14%
20,14	1661,70	534,22	96,823	95,219	-1,66%	92,956	-3,99%
20,67	1666,11	524,99	96,119	94,743	-1,43%	92,448	-3,82%
21,06	1668,59	523,95	95,672	94,348	-1,38%	92,034	-3,80%
21,29	1671,56	523,24	95,340	94,206	-1,19%	91,878	-3,63%
21,49	1671,90	522,94	95,032	93,956	-1,13%	91,614	-3,60%
21,77	1674,18	521,16	94,628	93,694	-0,99%	91,334	-3,48%
22,15	1677,49	519,88	93,953	93,362	-0,63%	90,980	-3,16%
22,74	1683,21	518,78	93,132	92,858	-0,29%	90,444	-2,89%
23,12	1684,86	516,56	92,330	92,414	0,09%	89,979	-2,55%
23,47	1679,00	511,79	90,560	91,654	1,21%	89,147	-1,56%
23,88	1677,21	505,14	89,393	90,953	1,75%	88,428	-1,08%
24,32	1675,14	502,05	88,214	90,152	2,20%	87,665	-0,62%
24,58	1673,35	501,89	87,535	89,655	2,42%	87,170	-0,42%
25,45	1664,73	429,52	85,646	87,857	2,58%	85,368	-0,32%
25,48	1653,98	473,99	83,128	87,161	4,85%	84,690	1,88%
25,63	1655,49	475,73	83,063	87,020	4,76%	84,549	1,79%
26,32	1654,60	467,42	81,512	85,955	5,45%	83,430	2,35%
26,71	1645,77	460,66	80,081	84,779	5,87%	82,308	2,78%
27,26	1655,29	447,07	79,737	84,509	5,98%	82,020	2,86%
27,41	1658,25	450,40	79,833	84,440	5,77%	81,955	2,66%
27,51	1655,42	444,73	79,537	84,102	5,74%	81,626	2,63%
28,04	1656,53	443,45	78,698	83,336	5,89%	80,867	2,76%
28,37	1654,18	436,03	77,094	82,647	7,20%	80,195	4,02%
28,50	1655,42	434,46	77,495	82,516	6,48%	80,067	3,32%
28,55	1659,01	438,12	77,808	82,657	6,23%	80,200	3,07%
28,57	1656,18	437,23	77,917	82,451	5,82%	80,001	2,67%
29,33	1652,05	396,99	72,699	80,927	11,32%	78,508	7,99%
29,84	1650,53	394,66	72,457	79,978	10,38%	77,583	7,07%

Tabela 7.16. Comparação Entre os Resultados Experimentais de Motta et al. para R-407C e os dos Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m (Continuação)

Dados Experimentais				Modelo de Fases Separadas		Modelo Homogêneo	
T_{ent} °C	P_{ent} kPa rel.	P_{sai} kPa rel.	$\dot{m}_{exp}$, kg/h	$\dot{m}_{calc}$, kg/h	Desvio	$\dot{m}_{calc}$, kg/h	Desvio
29,94	1652,94	394,60	72,346	79,966	10,53%	77,569	7,22%
30,27	1652,46	389,37	72,528	79,368	9,43%	76,990	6,15%
30,33	1652,05	413,21	69,396	79,244	14,19%	76,867	10,77%
30,83	1658,87	389,66	71,655	78,825	10,01%	76,456	6,70%
25,51	1869,53	537,11	97,834	99,332	1,53%	96,705	-1,15%
25,53	1868,52	536,70	97,529	99,242	1,76%	96,615	-0,94%
26,04	1871,98	534,56	97,070	98,717	1,70%	96,061	-1,04%
26,43	1869,70	532,65	95,772	98,033	2,36%	95,359	-0,43%
26,96	1872,93	531,53	95,481	97,456	2,07%	94,756	-0,76%
27,48	1870,45	528,96	94,628	96,559	2,04%	93,842	-0,83%
27,62	1874,13	528,81	94,574	96,557	2,10%	93,832	-0,78%
27,81	1872,91	528,42	94,204	96,205	2,12%	93,482	-0,77%
28,52	1872,43	526,76	92,704	95,138	2,63%	92,397	-0,33%
28,59	1871,85	525,46	92,604	94,994	2,58%	92,252	-0,38%
30,11	1877,06	507,52	87,202	92,988	6,64%	90,213	3,45%
30,47	1872,76	504,51	86,552	92,177	6,50%	89,413	3,31%
31,59	1870,16	491,57	83,800	90,261	7,71%	87,508	4,43%
32,00	1873,37	487,64	83,488	89,794	7,55%	87,042	4,26%
24,57	1716,30	504,28	88,053	92,162	4,67%	89,638	1,80%
24,68	1720,02	506,42	88,317	92,232	4,43%	89,690	1,55%
24,81	1733,05	507,31	88,898	92,803	4,39%	90,238	1,51%
24,85	1724,85	494,31	87,599	92,259	5,32%	89,715	2,42%
24,97	1724,71	495,47	87,259	92,071	5,51%	89,532	2,60%
25,01	1708,99	482,64	86,134	91,102	5,77%	88,576	2,84%
25,28	1726,99	504,28	87,682	91,744	4,63%	89,195	1,73%
25,30	1717,89	482,44	85,702	91,191	6,40%	88,649	3,44%
25,58	1718,37	498,25	86,304	90,808	5,22%	88,231	2,23%
25,58	1714,44	482,80	85,401	90,578	6,06%	87,996	3,04%
26,11	1727,61	440,43	81,675	90,559	10,88%	87,992	7,73%
26,19	1744,77	435,55	82,873	91,417	10,31%	88,836	7,20%
26,43	1738,91	431,19	82,005	90,723	10,63%	88,141	7,48%
26,50	1745,19	433,70	82,126	90,987	10,79%	88,394	7,63%
27,46	1720,85	460,96	82,449	88,086	6,84%	85,461	3,65%
28,04	1720,37	458,89	81,154	87,163	7,40%	84,615	4,26%
28,95	1721,06	449,99	78,465	85,785	9,33%	83,231	6,07%
29,18	1705,75	443,69	77,602	84,473	8,85%	81,962	5,62%
30,36	1725,26	443,26	76,708	83,750	9,18%	81,215	5,88%
30,64	1705,54	430,21	74,808	82,069	9,71%	79,580	6,38%
31,54	1727,95	433,13	75,320	81,946	8,80%	79,447	5,48%
31,59	1725,40	432,00	74,536	81,690	9,60%	79,198	6,25%
32,99	1719,75	377,59	64,758	78,732	21,58%	76,509	18,15%
33,27	1697,82	364,13	63,769	77,015	20,77%	74,688	17,12%
33,43	1738,64	360,10	64,345	79,328	23,29%	76,898	19,51%
23,02	1511,13	499,70	83,524	82,080	-1,73%	79,806	-4,45%
23,36	1518,71	506,51	83,794	82,040	-2,09%	79,769	-4,80%
27,53	1512,65	432,22	69,232	74,901	8,19%	72,756	5,09%
28,97	1514,02	395,13	65,055	72,474	11,40%	70,420	8,25%
29,96	1521,47	371,37	60,641	71,209	17,43%	69,200	14,11%
29,99	1516,71	363,67	59,673	70,809	18,66%	68,822	15,33%
Desvio Médio				5,69%		2,72%	
Desvio Quadrático Médio				7,69%		5,61%

Figura 7.23. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06 \text{ mm}$ e $L_{tc} = 1,05 \text{ m}$

Figura 7.24. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06 \text{ mm}$ e $L_{tc} = 1,30 \text{ m}$

Figura 7.25. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,06 \text{ mm}$ e $L_{tc} = 1,60 \text{ m}$

Figura 7.26. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85 \text{ mm}$ e $L_{tc} = 1,30 \text{ m}$

Figura 7.27. Comparação Entre os Valores Experimentais de Vazão Mássica de Motta et al. com os Modelos de Simulação para $d_{tc} = 1,85$ mm e $L_{tc} = 1,60$ m

Capítulo 8

COMPARAÇÃO ENTRE O DESEMPENHO DO HCFC 22 E DE SEUS ALTERNATIVOS

8.1. INTRODUÇÃO

Tendo sido validados os programas de simulação baseados nos modelos apresentados no Cap. 4, procedeu-se a uma análise numérica comparando o desempenho de tubos capilares com HCFC 22 com o de seus alternativos R-410A e R-407C. Uma vez que os dois modelos fornecem resultados semelhantes, a análise foi realizada apenas para o modelo homogêneo.

8.2. PARÂMETROS DO ESTUDO

O presente estudo foi realizado para a seguinte geometria de tubo capilar:

- $d_{tc} = 1,676 \text{ mm}$
- $L_{tc} = 1,524 \text{ m}$
- $\varepsilon/d_{tc} = 7,5 \cdot 10^{-4}$
- $d_{cond} = d_{evap} = 6,0 \text{ mm}$

Foram admitidos os seguintes parâmetros operacionais:

- $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$
- $UA' = 0,11 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$
- $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$

8.3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

As Figs. 8.1 a 8.6 apresentam os resultados das simulações realizadas para diferentes temperaturas de condensação e graus de subresfriamento ou título na entrada do tubo capilar. Verifica-se que as vazões mássicas do R-407C são ligeiramente superiores (cerca de 5%) às do HCFC 22, enquanto que as vazões mássicas no tubo capilar, trabalhando com R-410A, são cerca de 30% maiores que as do tubo capilar trabalhando com HCFC 22.

Esses resultados estão basicamente ligados às diferentes pressões de saturação de cada fluido ou mistura, conforme mostrado na Fig. 8.7. Como discutido no item 6.3.6, em função dessas diferentes pressões, um determinado tubo capilar impõe uma dada variação de pressão ($\Delta p_{tc} = p_{ent} - p_{sai}$) para cada fluido. Como pode ser verificado na Fig. 8.7, para uma temperatura de condensação de 40°C e uma temperatura de evaporação de 0°C, o R-410A apresenta um valor de Δp_{tc} cerca de 1,6 vezes maior que o do HCFC 22, enquanto que, para o R-407C e o HCFC 22, esses valores são muito próximos (cerca de 5% maior para o R-407C).

A mesma análise foi feita fixando-se a pressão de condensação em 1500 kPa, e os resultados encontram-se nas Figs. 8.8 e 8.9. Nesse caso, as vazões mássicas do R-407C são cerca de 3,0% menores que as do HCFC 22, enquanto que, para o R-410A, as vazões são de 1,0 a 5,0% menores que as do HCFC 22.

As Figs. 8.10 e 8.11 apresentam comparações dos perfis de título e fração de vazio calculados para uma pressão de condensação de 1500 kPa e uma vazão mássica de 50,0 kg/h. Como pode ser visto na Fig. 8.10, na saída do tubo capilar, o HCFC 22 e o R-407C apresentam valores de título semelhantes, enquanto que o título na saída para o R-410A é um pouco menor. Já os valores de fração de vazio, Fig. 8.11, são da mesma ordem de grandeza para os três fluidos. Além disso, as duas figuras mostram que, para o diâmetro e as condições operacionais em questão, o HCFC 22 requer o maior comprimento de tubo capilar.

Por fim, a Fig. 8.12 apresenta o comprimento de tubo capilar necessário para se obter uma vazão de 50,0 kg/h em função da temperatura de condensação, fixado o diâmetro, o grau de subresfriamento e a temperatura de evaporação. Nessa figura, verifica-se que o comprimento necessário para o R-410A é cerca de duas vezes maior que o do HCFC 22, enquanto que, para o R-407C e o HCFC 22, os comprimentos são da mesma ordem de grandeza. Este resultado vem confirmar a indicação do R-407C como um alternativo tanto

para novos equipamentos quanto para “retrofit” de equipamentos em operação, enquanto que o R-410A é indicado apenas para novos equipamentos.

8.4. CONCLUSÃO

A partir dos resultados da presente análise, é razoável considerar, em termos das vazões mássicas que escoam através do tubo capilar e dos comprimentos de tubo necessários, que o R-407C é um bom substituto para ser utilizado no “retrofit” de equipamentos existentes, enquanto que o R-410A deve ser utilizados apenas para novos equipamentos reprojatados para esses fluidos. Esses resultados estão de acordo com a literatura.

Figura 8.1. Vazão Mássica em Função do Grau de Subresfriamento na Entrada do Tubo Capilar para Temperatura de Condensação de 40°C

Figura 8.2. Vazão Mássica em Função do Título na Entrada do Tubo Capilar para Temperatura de Condensação de 40°C

Figura 8.3. Comparação entre as vazões mássicas do HCFC 22 e do R-407C em Função da Temperatura de Condensação

Figura 8.4. Relação de Vazões entre o R-407C e HCFC 22

Figura 8.5. Comparação entre as vazões mássicas do HCFC 22 e do R-410A em Função da Temperatura de Condensação

Figura 8.6. Relação de Vazões entre o R-407C e HCFC 22

Figura 8.7. Pressão de Saturação em Função da Temperatura para os Diversos Fluidos

Figura 8.8. Vazão Mássica em Função do Grau de Subresfriamento na Entrada do Tubo Capilar para Pressão de Condensação de 1500 kPa

Figura 8.9. Vazão Mássica em Função do Título na Entrada do Tubo Capilar para Pressão de Condensação de 1500 kPa

Figura 8.10. Comparação dos Perfis de Título ao Longo do Tubo Capilar para a Pressão de Condensação de 1500 kPa e a Vazão Mássica de 50,0 kg/h

Figura 8.11. Comparação dos Perfis de Fração de Vazio ao Longo do Tubo Capilar para a Pressão de Condensação de 1500 kPa e a Vazão Mássica de 50,0 kg/h

Figura 8.12. Comprimento de Tubo Capilar Necessário em Função da Temperatura de Condensação

Capítulo 9

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Este trabalho apresentou uma análise do escoamento de misturas de fluidos refrigerantes alternativas ao HCFC 22 em tubos capilares. Para tanto, foram realizados levantamentos experimentais e desenvolvidos modelos matemáticos (homogêneo e de fases separadas) para dimensionamento e simulação de tubos capilares com escoamento de misturas, que foram implementados em rotinas computacionais validadas com os dados experimentais obtidos.

No estudo ora em questão, foram utilizados os fluidos refrigerantes R-410A (uma mistura quase azeotrópica composta de 50% de HFC 32 e 50% de HFC 125 em base mássica) e R-407C (uma mistura zeotrópica composta de 23% de HFC 32, 25% de HFC 125 e 52% de HFC 134a em base mássica).

O Cap. 2 apresentou os principais aspectos e conceitos ligados à utilização de misturas de fluidos refrigerantes, discutindo as principais vantagens e desvantagens dessa utilização.

A pesquisa bibliográfica realizada mostrou que, apesar dos esforços em se utilizar modelos mais sofisticados ou abordagens diferentes (Seixlack et al., 1996; Wong & Ooi, 1996; Bittle et al., 1998) para a modelagem de tubos capilares, não houve ganho significativo nos resultados numéricos obtidos. Com relação à utilização de misturas, os trabalhos recuperados concentram-se ou na modelagem (Bittle & Pate, 1996; Sami & Tribes, 1998a; Sami et al., 1998b; Jung et al., 1999), com poucos dados experimentais apresentados de forma gráfica, ou apenas no desempenho experimental (Wei et al., 1999; Motta et al., 2000).

Desta revisão, nota-se a principal contribuição deste trabalho: a união de um extensivo levantamento experimental, cujo resultado é um banco de dados com cerca de 200 pontos de operação para os dois refrigerantes utilizados, com a análise da utilização dos modelos de fases separadas e homogêneo para simulação matemática do escoamento de misturas através de tubos capilares, discutindo as potencialidades e limitações de cada um destes modelos, pormenorizados no Cap. 4 do presente trabalho.

O Cap. 5, por sua vez, descreve em detalhes a unidade laboratorial que foi implementada no Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP para validação experimental dos programas de simulação apresentados no Cap. 4. Essa unidade tem uma concepção semelhante à do trabalho de Silva et al. (1996), instalada no âmbito do convênio Multibrás-USP, e cujo objetivo era o desenvolvimento de um programa de simulação para o escoamento de CFC 12 e HFC 134a em tubos capilares não adiabáticos. A unidade implementada naquele convênio, cuja finalidade também era a validação experimental de modelo matemático, representou um aporte de capital da ordem de US\$ 150.000,00 em equipamentos e componentes.

Para este novo trabalho, foi necessário um novo aporte de capital da ordem de US\$ 75.000,00 em equipamentos (cromatógrafo, pressurizadores, etc.) e em material de consumo (principalmente os fluidos refrigerantes). Esse aporte foi viabilizado por meio de um auxílio pesquisa concedido pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), a quem fica aqui reiterado o agradecimento do autor.

O Cap. 6 apresentou os resultados dos diversos levantamentos experimentais realizados. Primeiramente, efetuou-se estudos para caracterização de alguns parâmetros geométricos e operacionais (medição dos diâmetros dos tubos capilares; medição das rugosidades relativas dos tubos capilares; avaliação da influência da instrumentação; avaliação das perdas no trocador de calor que controla o subresfriamento ou o título na entrada do tubo capilar; verificação da ocorrência de bloqueio na saída do tubo capilar).

A seguir, foram realizados 28 ensaios para o R-410A, nos quais se obteve um total de 84 pontos experimentais, sendo 48 para condições de entrada subresfriada e outros 36 para condições de entrada saturada, todos para uma dada geometria de tubo capilar ($d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m).

Para o R-407C, por sua vez, foram realizados 38 ensaios, nos quais se obteve um total de 113 pontos experimentais para as seguintes condições geométricas e operacionais:

15. 12 ensaios (36 pontos) para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com condições de entrada subresfriada;
16. 12 ensaios (36 pontos) para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com condições de entrada saturada;
17. 08 ensaios (23 pontos) para $L_{tc} = 1,5$ m e $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$, sendo 04 ensaios para $d_{tc} = 1,394$ mm e 04 ensaios para $d_{tc} = 1,641$ mm;

18. 06 ensaios (12 pontos) para $d_{tc} = 1,394$ mm e $T_{cond} = 37^{\circ}\text{C}$, sendo 03 ensaios para $L_{tc} = 1,25$ m e 03 ensaios para $L_{tc} = 1,00$ m.

O levantamento experimental permitiu a análise do efeito dos principais parâmetros geométricos e operacionais no desempenho de tubos capilares adiabáticos com escoamento de misturas de fluidos refrigerantes. Estes dados permitiram também a validação experimental dos programas de simulação desenvolvidos a partir dos modelos apresentados no Cap. 4. Essa validação mostrou que tanto o modelo homogêneo quanto o modelo de fases separadas representam de forma adequada os resultados experimentais e aqueles da literatura, tanto para substâncias puras quanto para misturas quase-azeotrópicas e zeotrópicas. Os desvios médios entre a vazão mássica medida e a calculada pelos dois programas foram da mesma ordem de grandeza, e os perfis de temperatura e pressão calculados apresentam também discrepâncias semelhantes em relação aos perfis medidos.

Para o R-410A, os programas de simulação apresentaram a tendência de subestimar a vazão mássica, tanto para condições de entrada subresfriada (desvios médios da ordem de -4,0% e dispersão de $\pm 2,5\%$) quanto saturada (desvio médio de -7,4% para o modelo de fases separadas e de -5,8% para o modelo homogêneo, com dispersão da ordem de $\pm 3,0\%$ para os dois modelos). À medida que diminuiu o subresfriamento e aumenta o título, os valores de vazão mássica calculados pelos dois modelos foram se afastando dos valores experimentais, o que indica que o aumento do trecho de escoamento bifásico faz com que os modelos se tornem menos adequados para representar o fenômeno físico para o R-410A.

Os resultados globais da validação obtidos para o R-407C com condições de entrada subresfriada foram semelhantes àqueles do R-410A (desvios médios da ordem de -4,0% e dispersão de $\pm 2,5\%$). O R-407C, contudo, não apresentou uma tendência nítida de crescimento dos desvios com a diminuição do subresfriamento. Para condições de entrada saturada, por sua vez, o comportamento do R-407C foi bem diferente daquele do R-410A. O desvio médio do modelo de fases separadas foi de -2,8%, enquanto que o do modelo homogêneo foi de +0,11%. Mais uma vez, não se nota a tendência de subestimar a vazão, como ocorria para o R-410A.

A validação experimental mostrou, ainda, que a inclusão do efeito do atraso de vaporização nos modelos de simulação diminui os desvios médios para os ensaios com entrada subresfriada. Os valores experimentais de atraso de vaporização não são conclusivos quanto ao estabelecimento de uma tendência para o fenômeno.

A partir da comparação entre os valores experimentais de vazão mássica e os calculados pelos modelos de simulação para os diferentes diâmetros de tubo capilar, verifica-se que a maior diferença entre os dois modelos aparece na determinação da ocorrência ou não de bloqueio na saída do tubo capilar. Aparentemente, o modelo de fases separadas tende a prever melhor a ocorrência deste fenômeno. Torna-se necessária a realização de ensaios adicionais específicos para uma verificação mais aprofundada desse aspecto.

Desta forma, a avaliação final do autor é a de que os dois modelos apresentam suas limitações, porém se mostram razoavelmente adequados para simulação e dimensionamento de tubos capilares com escoamento de misturas de refrigerantes. As diferenças apontadas não são significativas para determinar que um modelo seja muito superior ao outro.

Finalmente, o Cap. 8 apresentou um estudo numérico comparativo do desempenho de tubos capilares com escoamento de HCFC 22, R-410A e R-407C, mostrando que é razoável considerar, em termos das vazões mássicas que escoam através do tubo capilar e dos comprimentos de tubo necessários, o R-407C como um bom substituto para ser utilizado tanto em novos equipamentos quanto no “retrofit” de equipamentos atualmente em operação, enquanto que o R-410A deve ser utilizados apenas para novos equipamentos especificamente projetados para esses fluidos.

A experiência adquirida ao longo do desenvolvimento do presente trabalho permite estabelecer como recomendações para futuros trabalhos de pesquisa as seguintes:

- um estudo teórico-experimental mais aprofundado do atraso de vaporização; para tanto será necessário adequar-se a seção de testes, concentrando-se a instrumentação na região do tubo capilar onde ocorre esse atraso;
- um estudo teórico-experimental sobre a determinação da ocorrência de condições de bloqueio na saída do tubo capilar;
- estender o presente estudo para tubos capilares não adiabáticos, em função da possibilidade de utilização de misturas de hidrocarbonetos no “retrofit” ou em novos refrigeradores e “freezers”;
- analisar o efeito do óleo lubrificante no escoamento de misturas através de tubos capilares;
- modificar a unidade laboratorial para permitir o levantamento experimental do perfil de composição das misturas ao longo do tubo capilar;

Capítulo 10

REFERÊNCIAS

BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE. ASHRAE Handbook of Equipment. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1979.
- Bittle, R. R.; Wolf, D. A.; Pate, M. B. “A Generalized Performance Prediction Method for Adiabatic Capillary Tubes”. HVAC&R Research, vol. 4 no. 1, p.27-43, 1998.
- Bittle, R. R.; Pate, M. B. “A Theoretical Model for Predicting Adiabatic Capillary Tube Performance with Alternative Refrigerants”. ASHRAE Transactions, vol. 102 part 2, p.52-64, 1996.
- Cavallini, A. “CFC and HCFC Substitution: Short-Term and Long-Term Solutions”. Bulletin of Refrigeration, vol. 74 n°. 1, pp. 2-15, 1994.
- Chang, S. D.; Ro, T. “Pressure Drop of Pure HFC Refrigerants and Their Mixtures Flowing in Capillary Tubes”. International Journal of Multiphase Flow, vol. 22 n°. 3, pp. 551-561, 1996.
- Chen, Z. H.; Li, R. Y.; Lin, S.; Chen, A. Y. “A Correlation for Metastable Flow of R-12 Through Capillary Tubes”. ASHRAE Transactions, vol. 96 part 1, p.550-554, 1990.
- Chung, M. “A Numerical Procedure for Simulation of Fanno Flows of Refrigerants or Refrigerant Mixtures in Capillary Tubes”. ASHRAE Transactions, vol. 104, p.1031-1043, 1998.
- Cicchitti, A.; Lombardi, M.; Silvestri, G.; Soldaini, G.; Zavattarelli, R. “Two-phase Cooling Experiments – Pressure Drop, Heat Transfer, and Burn-Out Measurements”. Energia Nucleare, vol. 7 n°. 6, p.407-425, 1960.
- Cohen, R; Groll, E. A. “Update on Refrigerant Compressors in Light of CFC Substitutes”. Bulletin of Refrigeration, vol. 76 n°. 5, pp. 2-17, 1996.
- Collier, J. G.; Thome, J. R. Convective Boiling and Condensation. 3rd ed. Oxford Science Publication, Oxford, 1996.

- Didion, D. A.; Bivens, D. B. "Role of Refrigerant Mixtures as Alternatives to CFCs". International Journal of Refrigeration, vol. 13, pp. 163-175, 1990.
- Dirik, E.; Inan, C.; Tanes, Y. "Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Non Adiabatic Capillary Tubes with HFC-134a". Proc. 1994 International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette, p. 365-370, 1994.
- Dossat, R.J. Principles of Refrigeration, 3rd. ed. Prentice-Hall, New Jersey, 1991.
- Dowing, R. C. "Development of Chlorofluorocarbon Refrigerants". ASHRAE Transactions, vol. 86, p.16-22, 1989.
- Dukler, A. E.; Wicks, M.; Cleveland, R. G. "Frictional Pressure Drop in Two-phase Flow – Parts A and B. AIChE Journal, vol. 10 n°. 1, p.38-51, 1964.
- EES. EES Engineering Equation Solver Software User's Guide, F-Chart Software, 1997a.
- EES. User Instructions for EES-REFPROP5 Interface, F-Chart Software, 1997b.
- Fiorelli, F.A.S.; Paiva, M.A.S.; Peixoto, R.A.; Silares, O.M., "Estudo Numérico Sobre o Escoamento de Misturas Não Azeotrópicas Através de Tubos de Capilares". Anais do VI Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, 1998b.
- Fiorelli, F.A.S.; Peixoto, R.A.; Paiva, M.A.S.; Silares, O.M. "Numerical Study on Refrigerant Mixtures Flow in Capillary Tubes". Proc. 1998 International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafaiette, 1998a.
- Fiorelli, F.A.S.; Peixoto, R.A.; Paiva, M.A.S.; Silares, O.M., "Analysis of R-410A and R-407C Flow Through Capillary Tubes Using a Separated Flow Model". Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, 1999a.
- Fiorelli, F.A.S.; Peixoto, R.A.; Paiva, M.A.S.; Silares, O.M., "Study on The Behaviour of Capillary Tubes with Refrigerant Mixtures Flow Using a Separated Flow Model". Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, 1999b.
- Fiorelli, F.A.S.; Silares, O.M. "Modelagem e Simulação de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte com Dispositivo de Expansão Constituído por Tubo Capilar". Anais do XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 1995.
- Fiorelli, F. A. S. Modelagem e Simulação de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte com Dispositivo de Expansão Constituído por Tubo Capilar, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1995.

- Fiorelli, F. A. S.; Silvaes, O. M. “Estudo sobre o Desempenho de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte”. Anais do VI Congresso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia, Florianópolis, 1996.
- Friedel, L. “Change in Mean Gas Hold-Up with Variation of Independent Parameters in Horizontal and Vertical Up- and Downflow”. German Journal of Chemical Engineering, vol. 5, pp. 79-87, 1982.
- Haaland, S. E. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow”. Journal of Fluids Engineering, vol. 105, p.89-90, 1983.
- Heide, R. “The surface tension of HFC refrigerants and mixtures”. International. Journal of Refrigeration, vol. 20 no. 7, pp. 496-503, 1997.
- Hollanda, A.B.F. Novo Dicionário Básico da Língua Portuguesa, Nova Fronteira/Folha de São Paulo, 1995.
- Idelcik, I. E. Memento des Pertes de Charge, Eyrolles Editeurs, Paris, 1960.
- IIR. “The 7th Meeting of the Parties to the Montreal Protocol”. Bulletin of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, vol. 76 n°. 2, p. 24, 1996.
- Ishii, M. Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow, Eyrolles Editeurs, Paris, 1975.
- Jung, D.; Park, C.; Park, B. “Capillary Tube Selection for HCFC22 Alternatives”. International Journal of Refrigeration, vol. 22, p.604-614, 1999.
- Kakaç, S.; Shah, R. K.; Aung, W. Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, 1987.
- Kuhel, S. J.; Goldschmidt, V. W. “Modeling of Steady Flows of R-22 Through Capillary Tubes”. ASHRAE Transactions, vol. 97 part 1, p.139-148, 1991.
- Kuhel, S. J.; Goldschmidt, V. W. “Steady Flows of R-22 Through Capillary Tubes: Test Data”. ASHRAE Transactions, vol. 96 part 1, p.719-728, 1990.
- Li, R. Y.; Lin, S.; Chen, Z. H. “Numerical Modeling of Thermodynamic Non-Equilibrium Flow of Refrigerant Through Capillary Tubes”. ASHRAE Transactions, vol. 87, p.51-60, 1990.
- Maczeh, K.; Krolicki, Z.; Sochanecka, E. “Model of Throttling Capillary Tube With Metastable Process”. Proceedings of XIV International Congress of Refrigeration, Paris, vol. 2, p. 699-707, 1983.
- McAdams, W. H. Heat Transmission, McGraw-Hill, New York, 1933.

- Melo, C.; Ferreira, R. T. S.; Neto, C. B.; Gonçalves, J. M.; Pereira, R. H.; Thiessen, M. R. "Evaluation of HC-600a, R134a and CFC-12 Mass Flow Rates Through Capillary Tubes". New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning (Proceedings of IIR Meeting), Hannover, 1994.
- Menzer, M.; Muir, E. "HCFC Substitutes: The U.S. Experience with Air Conditioning and Refrigeration". Bulletin of Refrigeration, vol. 76 n°. 3, pp. 2-13, 1996.
- Meyer, J.J.; Dunn, W.E. "New Insights into the Behavior of the Metastable Region of an Operating Capillary Tube". HVAC&R Research, vol. 4 n°. 1, pp. 105-115, 1998.
- Mikol, E. P. "Adiabatic Single and Two Phase Flow in Small Bore Tubes". ASHRAE Journal, vol. 5, p.75-88, 1963.
- Miropolskiy, Z.L.; Shneyerova, R.I.; Karamysheva, A.I. "Vapor Void Fraction in Steam-Fluid Mixtures Flowing in Heated and Unheated Channels". Proc. International Heat Transfer Conference, Paris, volume 5 paper B4.7, 1970.
- Motta, S.Y.; Braga, S.L.; Parise, J.A.R. "Critical Flow of Refrigerants Through Adiabatic Capillary Tubes: Experimental Study of Zeotropic Mixtures R-407C and R-404A". ASHRAE Transactions, vol. 106 part 1, p.534-549, 2000.
- Muir, E. B. "HFC Replacement for R-22". Proceedings of the Meeting of Commissions B1, B2, E1, E2 of Int. Inst. Refrigeration - "CFCs, The Day After", Padova, 1994.
- Nagengast, B. A. "A History of Refrigerants". ASHRAE Transactions, vol. 86, p.3-15, 1989.
- NIST. NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP) - Version 5.0 - User Guide, National Institute of Standards and Technology, U.S. Dept. of Commerce, Gaithersburg, 1996.
- Paiva, M.A.S., Fiorelli, F.A.S.; Hernandez, A.N., Silveiras, O.M. "Estudo do Escoamento de Refrigerantes Através de Tubos Capilares - Uma Revisão Crítica". Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Bauru, 1997.
- Paiva, M. A. S. Estudo Teórico e Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes através de Tubos Capilares Adiabáticos e Não Adiabáticos, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1997.
- Paiva, M. A. S.; Fiorelli, F. A. S.; Peixoto, R. A.; Hernandez, A. N.; Silveiras, O.M.; Vodianitskaia, P. "Estudo Teórico-Experimental do Desempenho de Tubos Capilares Adiabáticos e Não Adiabáticos com CFC 12 e HFC 134a". Anais do VI Congresso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia, Florianópolis, 1996.

- Paiva, M. A. S.; Fiorelli, F. A. S.; Peixoto, R. A.; Vodianitskaia, P.; Hernandez, A. N.; Silves, O. M. “Análise Numérica e Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não Adiabáticos”. Anais do XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 1995b.
- Paiva, M. A. S.; Vodianitskaia, P.; Hernandez, A. N.; Silves, O. M.; Fiorelli, F.A.S. “Estudo do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não Adiabáticos com Trocadores de Calor do Tipo Tubos Laterais e Tubos Concêntricos”. Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas, São Paulo, 1994b.
- Paiva, M.A.S.; Fiorelli, F.A.S.; Peixoto, R.A.; Vodianitskaia, P.; Hernandez, A.N.; Silves, O.M. “Experimental and Numerical Study of the Flow Through Non Adiabatic Capillary Tubes with Lateral and Concentric Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger Configuration”. Proc. 19th International Congress of Refrigeration, Haia, 1995a.
- Paiva, M.A.S.; Vodianitskaia, P.; Hernandez, A.N.; Silves, O.M. & Fiorelli, F.A.S. “The Behavior of Lateral and Concentric Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers using CFC-12 and HFC-134a”, Proceedings of 1994 International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette, 1994a.
- Pate, M. B. “A Theoretical and Experimental Analysis of CT-SL HX”, Ph.D. Thesis, Purdue University, 1982.
- Peixoto, R.A.; Fiorelli, F.A.S.; Paiva, M.A.S.; Silves, O.M. “Numerical Simulation of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger Using CFC-12, R-401A, R-409A and HC Blend”. Proc. Meeting of Sections B and E of the International Institute of Refrigeration, New Delhi, 1998a.
- Peixoto, R.A.; Fiorelli, F.A.S.; Paiva, M.A.S.; Silves, O.M., “Simulação Numérica de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção com R-12, R-401A, R-409A e Hidrocarbonetos”. Anais do VI Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, 1998b.
- Peixoto, R.A. Análise Teórico-Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1994.

- Premoli, A.; Di Francesco, D.; Prina, A. “Una Correlazione Adimensionale per la Determinazione della Densità di Miscele Bifasiche”, La Termotecnica, vol. 25 no. 1, pp.17-25, 1971.
- Rohlin, P. Zeotropic Refrigerant Mixtures in Systems and in Flow Boiling, Doctoral Thesis, The Royal Institute of Technology, Stockholm, 1996.
- Sami, S. M.; Poirier, B.; Dahamani, A. B. “Modelling of Capillary Tubes Behaviour with HCFC 22 Ternary Alternative Refrigerants”. International Journal of Energy Research, vol. 22, pp.843-855, 1998.
- Sami, S. M.; Tribes, C. “Numerical Prediction of Capillary Tube Behaviour with Pure and Binary Alternative Refrigerants”. Applied Thermal Engineering, vol. 18 n°.6, p.491-502, 1998.
- Schulz, U. W. “The Characteristics of Fluid Mixtures and Their Utilization in Vapor Compression Refrigeration Systems”. ASHRAE Transactions, vol. 82, p.918-928, 1985.
- Seixlack, A. L.; Prata, A. T.; Melo, C. “Análise do Escoamento de HFC-134a em Tubos Capilares Usando o Modelo de Dois Fluidos”. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, vol. 18 n°. 1, pp. 50-58, 1996.
- Silvares, O.M.; Paiva, M.A.S.; Fiorelli, F.A.S.; Peixoto, R.A.; Hernandez Neto, A.; Tribess, A. Análise do Escoamento de Refrigerantes e da Transferência de Calor em Tubos Capilares Utilizados como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração. Relatório Técnico Final do Convênio Multibrás-EPUSP, 1996.
- Stoecker, W.F.; Jones, J.W. Refrigeração e Ar Condicionado. McGraw-Hill, São Paulo, 1985.
- Van Wylen, G. J.; Sonntag, R. E; Borgnakke, C. Fundamentos da Termodinâmica Clássica, 4a. ed., Edgar Blücher, São Paulo, 1995.
- Wei, C.Z.; Lin, Y.T; Wang, C.C.; Leu, J.S. “An Experimental Study of the Performance of Capillary Tubes for R-407C Refrigerant”. ASHRAE Transactions, vol. 105 part 2, p.634-638, 1999.
- Whalley, P. B. Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow, Oxford Science Publications, Oxford, p.68-77, 1987.
- Whalley, P. B. Two-Phase Flow and Heat Transfer. Oxford Science Publications, Oxford, 1996.

- Wong, T. N.; Ooi, K. T. “Adiabatic capillary tube expansion devices: A comparison of the homogeneous flow and the separated flow models”. Applied Thermal Engineering, vol. 16 no. 7, p.625-634, 1996.
- Yilmaz, T.; Ünal, S. “General Equation for the Design of Capillary Tubes”. Transactions of ASME, vol. 118, p.150-154, 1996