

Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

**CICLO DE REFRIGERAÇÃO
POR COMPRESSÃO DE VAPOR:
ANÁLISE DO ESCOAMENTO METAESTÁVEL
EM TUBOS CAPILARES**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Professor Livre Docente do
Departamento de Engenharia Mecânica

**CONSULTA
FT-3003**

São Paulo
2011

OK

Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

**CICLO DE REFRIGERAÇÃO
POR COMPRESSÃO DE VAPOR:
ANÁLISE DO ESCOAMENTO METAESTÁVEL
EM TUBOS CAPILARES**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Professor Livre Docente do
Departamento de Engenharia Mecânica

Especialidade:

Termodinâmica e Transferência de Calor e
Massa

São Paulo
2011



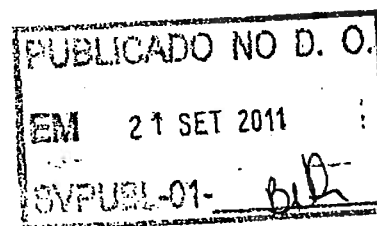
REITORIA

Proc. USP nº 90.1.337.3.1
Portaria nº 941
1646

O REITOR DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO, usando de suas atribuições legais, **EXPED E** a presente Portaria para declarar que tendo FLAVIO AUGUSTO SANZOVO FIORELLI, Professor Doutor, ref. MS-3, do QDUSP-PG, em Regime de Dedicção Integral à Docência e à Pesquisa, lotado na Escola Politécnica (Departamento de Engenharia Mecânica), obtido o título de Livre-Docente, conforme elementos constantes do Processo USP nº 90.1.337.3.1, fica, a contar de 31/08/2011, designado para exercer a função de Professor Associado, ref. MS-5, do mesmo Quadro, Parte, Regime e Lotação, nos termos do artigo 84 do Estatuto da Universidade de São Paulo.

Reitoria da Universidade de São Paulo, .. 19 SET 2011


JOÃO GRANDINO RODAS
Reitor



A Jaqueline, por tudo.

A Maria Beatriz e Ana Clara.

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Jaqueline, por seu grande amor e paciência, e por ser essa pessoa tão especial em minha vida, e a nossas filhas Maria Beatriz e Ana Clara, que deram um novo sentido à nossa vida.

Aos meus pais Ivani e Pedro Paulo, pelo exemplo e pelo amor e confiança sempre em mim depositados, e aos meus sogros Leila e Francisco, pelo estímulo e ajuda.

Aos meus irmãos e cunhados Pedro Paulo (*in memoriam*), Simone, Marcelo (*in memoriam*), Luís, Ana Lúcia, Rodrigo, Ercília, Giampaolo, Ana Francisca, Maurício, Michele, Ana Paula, Isabela e Sandro, e aos meus sobrinhos, em particular a Pedro Henrique, pelo contínuo apoio.

Ao Prof. Dr. Eitaro Yamane pelo exemplo e apoio ao longo de minha vida acadêmica no Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.

Aos Profs. Drs. José Maria Saiz Jabardo e Otávio de Mattos Silveiras pelas orientações do Mestrado e do Doutorado.

Aos colegas Alberto Hernandez Neto, Arlindo Tribess, Ernani Vitillo Volpe, Guenther Carlos Krieger Filho, Jurandir Itizo Yanagihara, Miriam Rocchi Tavares e Silvio de Oliveira Júnior, professores do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP pela amizade e apoio ao longo dos anos, e por meio dos quais agradeço também aos demais professores do Departamento.

Aos colegas Alex Alberto Silva Huerta, Marco Antonio Soares de Paiva e Roberto de Aguiar Peixoto, companheiros em alguns dos trabalhos desenvolvidos, pelas valiosas discussões e contribuições ao meu desenvolvimento pessoal e profissional.

Aos meus orientados Carlos Augusto Simões Silva, Giancarlo Obando Diaz e Thiago Calin, aqui representando todos os meus orientados e orientandos de graduação e pós-graduação, com os quais também tenho a oportunidade de aprender muito.

A Mariana Guedes Marques, ex-secretária-geral do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP, a Ademir Santos Ladeira (*in memoriam*) e José Guilherme Campitella, técnicos aposentados do Laboratório de Máquinas Térmicas, e a Wilson Costa Neves, técnico desse mesmo Laboratório, por meio dos quais agradeço aos demais funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP.

À FAPESP, CNPq e CAPES pelos auxílios e bolsas concedidos.

A Antonio Carlos, Augusto, Glauco, José Maria, Luís Henrique, Luiz Gonzaga, Márcio, Samuel, Sérgio, Vagner, Wilson Scremin, Wilson Teixeira e demais amigos do Movimento dos Focolares pelo contínuo apoio.

A Alfredo e Regina, Cláudio e Lena, José Carlos e Rosa, e Maria Cecília pelo apoio e amizade.

Às demais pessoas que contribuíram para o meu desenvolvimento pessoal e o desenvolvimento de minha carreira acadêmica.

A quem dá sentido a tudo.

RESUMO

O escoamento metaestável de fluido refrigerante em tubos capilares é um fenômeno que ocorre frequentemente nesse tipo de dispositivo de expansão, sendo responsável por aumentar o comprimento total de escoamento de líquido e a vazão mássica que escoam pelo tubo, afetando o desempenho desse componente do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Portanto, a incorporação de correlações para previsão da ocorrência do fenômeno em modelos de simulação deve ser considerada. No presente trabalho foi realizado estudo experimental da ocorrência do escoamento metaestável de R-410A em tubos capilares adiabáticos, no qual se analisou o efeito dos principais parâmetros geométricos e operacionais no atraso de vaporização Δp_{sat} e no comprimento do trecho de escoamento metaestável L_{ms} . Os ensaios mostraram que existem tendências de variação bastante definidas para Δp_{sat} e L_{ms} , mesmo se for levada em conta a aleatoriedade dos dados experimentais. Esse fato permite concluir que o fenômeno da metaestabilidade, embora não possa ser bem representado pontualmente, pode ser adequadamente estudado de forma média, possibilitando a previsão de Δp_{sat} e L_{ms} . Os resultados experimentais foram a seguir utilizados para adequar uma correlação para previsão do atraso de vaporização previamente desenvolvida às condições do presente trabalho. O erro médio obtido na previsão do atraso de vaporização com a correlação obtida é de 21,8% e o modelo prevê 82% dos valores experimentais dentro da faixa de $\pm 30,0\%$, que é um resultado semelhante ao de outros trabalhos da literatura. A correlação obtida foi então incorporada ao modelo de simulação de tubos capilares desenvolvido pelo autor, e os resultados da nova validação indicam que, para os tubos capilares com diâmetros de 1,089 e 1,381 mm, a incorporação praticamente elimina a diferença observada entre os valores experimentais e calculados quando esse efeito não é considerado. Já para o tubo de maior diâmetro (1,643 mm), as diferenças situam-se na faixa de +2,0 a +5,0% para a maioria dos casos. Dessa forma, pode-se concluir que, mesmo que se tenha verificado um erro relativamente elevado da correlação para previsão do atraso de vaporização, o modelo modificado de simulação de tubos capilares representa mais adequadamente o desempenho do componente com a incorporação da correlação obtida.

ABSTRACT

Refrigerant fluid metastable flow is a frequent phenomenon that occurs in capillary tubes. Such phenomenon increases liquid flow region length and mass flow rates, affecting the performance of this component of the vapor compression refrigeration cycle, and it is important to include correlations for predicting its occurrence in simulation models. This work presents an experimental study on the metastable flow of R-410A in adiabatic capillary tubes. The effect of main geometrical and operational parameters on the delay of vaporization Δp_{sat} and metastable flow region length L_{ms} is analyzed. Experimental results show that besides the randomness of the data, there are well-defined tendencies for Δp_{sat} and L_{ms} variations. This fact leads to conclude that the metastability phenomenon can be adequately analyzed in an average way, which allows predicting Δp_{sat} and L_{ms} . Experimental data were then used to modify a previously developed correlation for predicting delay of vaporization to present work conditions. The average error of obtained correlation is 21.8% and it predicts 82% of experimental results within a $\pm 30,0\%$ range, a similar result to other works. Obtained correlation was also included in a capillary tubes simulation model developed by the author, and the new validation of the model indicates that for capillary tubes of 1.089 and 1.381 mm inner diameter the inclusion nearly eliminates the difference between experimental and simulation data observed when this phenomenon is not taken into account. For capillary tube of 1.643 mm, difference ranges from +2.0 to +5.0% for most of the cases. This result indicates that despite the relatively high error of delay of vaporization predicting correlation, the capillary tube simulation model including such correlation more adequately represents the performance of this component of the refrigeration cycle.

SUMÁRIO

Agradecimentos

Resumo

Abstract

Sumário

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Lista de Símbolos, Abreviaturas e Siglas

1. Introdução e Objetivos	1
1.1. A refrigeração por meios naturais	1
1.2. O surgimento da refrigeração por meios artificiais	4
1.3. A camada de ozônio e OS CFC's	6
1.4. Os fluidos refrigerantes e o efeito estufa	9
1.5. Os desafios do setor de refrigeração	10
1.6. Pesquisas sobre tubos capilares em sistemas de refrigeração no PME-EPUSP	11
1.7. Objetivos do trabalho	13
1.8. Organização do trabalho	14
2. O Tubo Capilar em Sistemas de Refrigeração	15
2.1. Princípio de funcionamento	20
2.2. A interação compressor-tubo capilar	24
2.3. A ocorrência do atraso de vaporização em tubos capilares	28
2.4. Revisão bibliográfica sobre o atraso de vaporização em tubos capilares	30
2.4.1. Atraso de vaporização em tubos capilares com substâncias puras	30
2.4.2. Atraso de vaporização em tubos capilares com misturas de refrigerantes	36
2.4.3. Conclusão	38
3. O Escoamento de Refrigerantes e a Transferência de Calor em Tubos Capilares	39
3.1. Objetivo do trabalho	39
3.2. Desenvolvimento do modelo matemático para simulação de tubos capilares	40

3.2.1. Equações de conservação para o trecho com escoamento de líquido	42
3.2.2. Equações de conservação para o trecho com escoamento bifásico	43
3.2.3. Equações constitutivas	44
3.2.4. Resolução do sistema de equações diferenciais e algoritmo de cálculo	47
3.3. Unidade laboratorial	48
3.3.1. Descrição da unidade	51
3.4. Resultados experimentais	53
3.4.1. Ensaios para tubo capilar adiabático com HFC 134a	53
3.4.2. Ensaios para trocador de calor tubo capilar–linha de sucção com CFC 12	58
3.4.3. Ensaios para trocador de calor tubo capilar–linha de sucção com HFC 134a ...	61
3.4.4. Análise de sensibilidade	64
3.5. Conclusão	65
4. O Escoamento de Misturas de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares	
Adiabáticos	67
<hr/>	
4.1. Objetivo da pesquisa	67
4.2. Adequação da unidade laboratorial	68
4.2.1. Reservatório de alta pressão	70
4.2.2. Sistemas de controle	71
4.2.3. Instrumentação	72
4.2.4. Outras modificações	73
4.2.5. A seção de testes	74
4.3. Levantamentos experimentais	75
4.4. Modelagem matemática do escoamento de misturas em tubos capilares	83
4.4.1. Modelo do tubo capilar com escoamento homogêneo	83
4.4.2. Modelo do tubo capilar com escoamento de fases separadas	86
4.5. Validação dos modelos matemáticos	88
4.5.1. Comparação com resultados experimentais para o R–410A	89
4.5.2. Inclusão do efeito do atraso de vaporização na validação	97
4.5.3. Comparação com resultados experimentais para o R–407C	100
4.5.4. Inclusão do efeito do atraso de vaporização na validação	109
4.6. Conclusão	111

5. Levantamento Experimental do Atraso de Vaporização em Tubos Capilares	
Adiabáticos	113
5.1. Adequação da unidade laboratorial	113
5.1.1. Medições e incertezas	114
5.1.2. Controle da pressão na entrada e saída do tubo capilar	116
5.2. Levantamentos experimentais	117
5.2.1. Caracterização do diâmetro e da rugosidade dos tubos	117
5.2.2. Matriz de ensaios	118
5.2.3. Resultados experimentais	119
5.3. Determinação do atraso de vaporização e do comprimento do trecho metaestável ..	122
6. Análise dos Resultados Experimentais	126
6.1. Considerações iniciais	126
6.2. Efeito da pressão de entrada	128
6.3. Efeito da temperatura de entrada	130
6.4. Efeito da vazão mássica	134
6.5. Efeito do diâmetro do tubo capilar	137
7. Correlação para o Atraso de Vaporização em Tubos Capilares Adiabáticos	139
7.1. Desenvolvimento da correlação	139
7.2. Incorporação da correlação ao modelo de simulação de tubos capilares	145
8. Conclusões e Recomendações	149
Referências Bibliográficas	152
Apêndice – Algumas Considerações Sobre Misturas de Refrigerantes	161

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Perfil de concentração de ozônio na atmosfera (cf. Kirchhoff, 1989).	6
Figura 1.2. Processo de destruição e reformação do ozônio na estratosfera (PNUD, 2007).	7
Figura 1.3. Processo de destruição da camada de ozônio (PNUD, 2007).	8
Figura 1.4. O efeito estufa.	9
Figura 2.1. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor com tubo capilar adiabático.	16
Figura 2.2. Trocador de calor tubo capilar–linha de sucção.	18
Figura 2.3. Comparação do processo de compressão entre duas pressões com diferentes temperaturas de entrada no compressor (Stoecker, 1998).	19
Figura 2.4. Perfil de pressão e temperatura ao longo de um tubo capilar adiabático.	21
Figura 2.5. Parâmetros operacionais e geométricos que afetam o desempenho de tubos capilares adiabáticos.	22
Figura 2.6. Blocação em tubos capilares.	23
Figura 2.7. Relação temperatura–pressão de saturação para o HCFC 22.	23
Figura 2.8. Equilíbrio Tubo Capilar – Compressor (Stoecker & Jones, 1985).	24
Figura 2.9. Método gráfico da ASHRAE para seleção de tubos capilares.	26
Figura 2.10. Inundação do evaporador ou do condensador devido a condições de não equilíbrio entre tubo capilar e compressor.	27
Figura 2.11. Condições de não equilíbrio entre tubo capilar e compressor (Stoecker & Jones, 1985).	27
Figura 2.12. Perfis de temperaturas em um tubo capilar adiabático com ocorrência de atraso de vaporização.	29
Figura 3.1. Parâmetros operacionais e geométricos que afetam o desempenho de HX TC–LS.	42
Figura 3.2. Fluxograma da unidade laboratorial.	50
Figura 3.3. Vistas gerais da unidade laboratorial.	50
Figura 3.4. Linha de sucção bipartida, mostrando a fixação dos termopares.	52

Figura 3.5. Sistema de Vedação da Linha de Sucção.	52
Figura 3.6. Temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar ao longo do ensaio.	54
Figura 3.7. Vazão mássica de fluido refrigerante ao longo do ensaio.	55
Figura 3.8. Perfis de temperatura indicando a ocorrência do atraso de vaporização.	56
Figura 3.9. Comparação entre valores experimentais e calculados de vazão mássica para TC adiabático com HFC 134a sem considerar o atraso de vaporização.	57
Figura 3.10. Comparação entre valores experimentais e calculados de vazão mássica para TC adiabático com HFC 134a considerando o atraso de vaporização.	58
Figura 3.11. Vazão mássica de fluido refrigerante ao longo do ensaio de HX TC–LS com CFC 12.	59
Figura 3.12. Perfis de temperatura medidos em teste realizado para HX TC–LS com CFC 12.	60
Figura 3.13. Comparação entre perfis de temperatura medidos e calculados.	60
Figura 3.14. Comparação entre valores de vazão mássica medidos e calculados para HX TC–LS com CFC 12.	61
Figura 3.15. Vazão mássica de fluido refrigerante ao longo do ensaio para HX TC–LS com HFC 134a.	62
Figura 3.16. Perfis de temperatura medidos em teste realizado para HX TC–LS com HFC 134a.	63
Figura 3.17. Comparação entre valores medidos e valores calculados para HX TC–LS com HFC 134a.	63
Figura 3.18. Influência do fluido refrigerante sobre os perfis calculados de temperatura para HX TC–LS.	65
Figura 4.1. Vista geral da unidade laboratorial.	69
Figura 4.2. Fluxograma da unidade laboratorial.	69
Figura 4.3. Reservatório de baixa pressão (á direita) e pressurizador de 50 litros da montagem original.	70
Figura 4.4. Novos reservatórios de alta pressão (capacidade individual 100 litros).	71
Figura 4.5. Sistema de controle do grau de sub-resfriamento.	72
Figura 4.6. Exemplo da montagem das tomadas de pressão da seção de testes.	74
Figura 4.7. Validação dos modelos para o R–410A (ensaio com entrada sub-resfriada).	92

Figura 4.8. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-410A (ensaios com entrada sub-resfriada).	92
Figura 4.9. Validação dos modelos para o R-410A (ensaios com entrada saturada).	94
Figura 4.10. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-410A (ensaios com entrada saturada).	94
Figura 4.11. Comparação entre os perfis de temperaturas experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada e ocorrência de atraso de vaporização).	95
Figura 4.12. Comparação entre os perfis de pressão experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada).	95
Figura 4.13. Comparação entre os perfis de temperaturas experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada e sem de atraso de vaporização). .	96
Figura 4.14. Comparação entre os perfis de temperaturas experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada saturada).	96
Figura 4.15. Avaliação do atraso de vaporização Δp_{sat} a partir dos perfis de pressão.	97
Figura 4.16. Validação dos modelos para o R-410A considerando o atraso de vaporização.	99
Figura 4.17. Validação dos modelos para o R-407C (ensaios com entrada sub-resfriada).	103
Figura 4.18. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-407C (ensaios com entrada sub-resfriada).	103
Figura 4.19. Validação dos modelos para o R-407C (ensaios com entrada saturada).	107
Figura 4.20. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-407C (ensaios com entrada saturada).	107
Figura 4.21. Comparação entre os perfis de temperatura experimental e calculados para o R-407C (ensaio com entrada sub-resfriada).	108
Figura 4.22. Comparação entre os perfis de pressão experimental e calculados para o R-407C (ensaio com entrada sub-resfriada).	108
Figura 4.23. Comparação entre os perfis de temperatura experimental e calculados para o R-407C (ensaio com entrada saturada).	109
Figura 4.24. Validação dos modelos para o R-407C considerando o atraso de vaporização.	111

Figura 5.1. Fluxograma da unidade laboratorial.	114
Figura 5.2. Montagem das válvulas solenoides para o controle da pressão de baixa.	117
Figura 5.3. Perfis de temperatura obtidos em ensaio para o tubo TC-01.	121
Figura 5.4. Perfis de temperatura obtidos em ensaio para o tubo TC-02.	121
Figura 5.5. Perfis de temperatura obtidos em ensaio para o tubo TC-03.	122
Figura 5.6. Perfis de pressão para um ensaio do tubo TC-01.	123
Figura 5.7. Detalhe da região de escoamento metaestável de líquido superaquecido.	124
Figura 6.1. Efeito da pressão de entrada sobre o atraso de vaporização.	129
Figura 6.2. Efeito da pressão de entrada sobre o comprimento do trecho metaestável. ...	129
Figura 6.3. Efeito do gradiente de pressão sobre o início da vaporização.	130
Figura 6.4. Efeito da temperatura de entrada sobre Δp_{sat} para o tubo TC-01.	131
Figura 6.5. Efeito da temperatura de entrada sobre L_{ms} para o tubo TC-01.	132
Figura 6.6. Efeito de T_e sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-02.	132
Figura 6.7. Efeito de T_e sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-03.	133
Figura 6.8. Efeito de T_e sobre os pontos de saturação e de início da vaporização.	134
Figura 6.9. Efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} para o tubo TC-01.	135
Figura 6.10. Efeito da vazão mássica sobre L_{ms} para o tubo TC-01.	135
Figura 6.11. Efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-02.	136
Figura 6.12. Efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-03.	136
Figura 6.13. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o atraso de vaporização.	137
Figura 6.14. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o comprimento metaestável.	138
Figura 6.15. Efeito de d_{ic} sobre o ponto de encontro das curvas de p_{sat} e p_{ref}	138
Figura 7.1. Comparação entre os valores de Δp_{sat} experimentais e calculados pelo modelo.	144
Figura 7.2. Comparação entre os valores de \dot{m}_{ic} experimentais e calculados.	148
Figura A.1. Pressão de saturação em função da temperatura para o HCFC 22.	163
Figura A.2. Superfície pressão-temperatura-composição para uma mistura binária.	164
Figura A.3. Diagramas de fases para uma mistura binária de propano e isobutano a temperatura constante (a) e a pressão constante (b).	165
Figura A.4. Processo de mudança de fase de uma mistura de dois componentes.	166
Figura A.5 Diagrama de fases de uma mistura azeotrópica de pressão máxima.	171

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1. Diâmetros e rugosidades dos tubos capilares.	75
Tabela 4.2. Resultados experimentais para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada).	77
Tabela 4.3. Resultados experimentais para o R-410A (ensaio com entrada saturada). ..	78
Tabela 4.4. Resultados experimentais para o R-407C (ensaio com entrada sub-resfriada).	79
Tabela 4.5. Resultados experimentais para o R-407C (ensaio com entrada saturada). ..	80
Tabela 4.6. Resultados experimentais para o R-407C (ensaio para $L_{tc} = 1,50$ m e $T_{cd} = 37^{\circ}\text{C}$).	81
Tabela 4.7. Resultados experimentais para o R-407C (ensaio para $d_{tc} = 1,394$ mm e $T_{cd} = 37^{\circ}\text{C}$).	82
Tabela 4.8. Validação dos modelos para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada).	91
Tabela 4.9. Validação dos modelos para o R-410A (ensaio com entrada saturada).	93
Tabela 4.10. Validação dos modelos para o R-410A considerando o atraso de vaporização.	98
Tabela 4.11. Validação dos modelos para o R-407C (ensaio com entrada sub-resfriada).	102
Tabela 4.12. Validação dos modelos para o R-407C (ensaio com entrada saturada).	104
Tabela 4.13. Validação experimental para o R-407C (ensaio para diferentes diâmetros).	105
Tabela 4.14. Validação experimental para o R-407C (ensaio para diferentes comprimentos).	106
Tabela 4.15. Validação dos modelos para o R-407C considerando o atraso de vaporização.	110
Tabela 5.1. Posicionamento dos termopares ao longo da seção de testes.	115
Tabela 5.2. Diâmetros e rugosidades dos tubos capilares.	118
Tabela 5.3. Matriz de ensaios.	118

Tabela 5.4. Resultados Experimentais.	120
Tabela 5.5. Valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos para os ensaios realizados.	125
Tabela 7.1. Coeficientes da Eq. (7.15).	143
Tabela 7.2. Validação do modelo modificado de simulação de tubos capilares.	147

LISTA DE SÍMBOLOS, ABREVIATURAS E SIGLAS

A	Área, m ²
C	Número de componentes da mistura, adimensional
C_c	Coefficiente de contração, adimensional
c_p	Calor específico a pressão constante, kJ/kg.°C
COP	Coefficiente de eficácia, adimensional
d	Diâmetro, m
D'	Parâmetro da correlação de Chen <i>et al.</i> (1990), Equação (2.3), m
f	Fator de atrito de Darcy, adimensional; fugacidade, kPa ou bar
F	Fração mássica, adimensional; Número de fases da mistura, 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 ou W/m ² .K
k	Constante de Boltzmann, 1,38065.10 ⁻²³ J/K; condutividade térmica, W/m.°C ou W/m.K
L	Comprimento, m
\dot{m}	Vazão Mássica, kg/s ou kg/h
p	Pressão, kPa ou bar
Δp_{vap}	Atraso de vaporização, kPa
\dot{Q}'	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento, W/m
\dot{Q}''	Fluxo de calor, W/m ²

\dot{Q}_L	Capacidade de refrigeração, W
r	Raio, m
s	Entropia específica, kJ/kg.°C
S	Taxa de escorregamento, adimensional;
T	Temperatura, °C ou K
ΔT_{sat}	Banda de variação de temperatura de saturação, °C ou K
ΔT_{sub}	Grau de sub-resfriamento, °C ou K
ΔT_{sup}	Grau de superaquecimento, °C ou K
UA'	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento e por unidade de diferença de temperatura, W/m.°C
v	Volume específico, m ³ /kg
V	Velocidade, m/s; variância da mistura, adimensional
x	Título, adimensional
W	Trabalho, J
\dot{W}_C	Potência de acionamento do compressor, W
y	Fração molar, adimensional
z	Posição, m

Letras gregas

α	Fração de vazio, adimensional
β	Título volumétrico, adimensional
ε	Rugosidade absoluta, m
ϕ	Fator de correção da vazão (Figura 2.9), adimensional; parâmetro da correlação de Chen & Lin (2001), Equação. (2.5), adimensional
ϕ_{lo}^2	Multiplicador bifásico, adimensional

ϕ	fator de heterogeneidade, adimensional
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s; potencial químico, kJ/kmol
θ	Parâmetro de correção da correlação de Kays & Leung (1963), Equações (3.16) e (3.17); ângulo de inclinação, radianos
ρ	Massa específica, kg/m ³
σ	Tensão superficial, N.m; relação de áreas, adimensional

Grupos Adimensionais

Gb	Número de Gibbs, $\frac{W'_{cr}}{KT}$
Nu	Número de Nusselt, $\frac{h_c d}{k}$
Pr	Número de Prandtl, $\frac{\mu c_p}{k}$
Re	Número de Reynolds, $\frac{4\dot{m}}{\pi d \mu}$
We	Número de Weber, $\frac{G^2 d_{tc} v_l}{\sigma}$

Índices

1, 2,...	Fase da mistura
A, B,...	Componente da mistura
<i>ad</i>	Adiabática (o)
<i>amb</i>	Ambiente
<i>atm</i>	Atmosférica (o)
<i>bif</i>	Bifásica (o)
<i>c</i>	Crítica (o), ponto crítico
<i>calc</i>	Calculada (o)

<i>cd</i>	Condensador, condensação
<i>e</i>	Entrada
<i>ev</i>	Evaporador, evaporação
<i>exp</i>	Experimental
<i>f</i>	Final
<i>hx</i>	Trocador de calor
<i>i</i>	Interna (o); início
<i>ii</i>	Lado interno, com lado externo adiabático
<i>l</i>	Líquido
<i>lo</i>	Somente líquido
<i>ls</i>	Linha de Sucção
<i>m</i>	Média (o)
<i>min</i>	Mínima (o)
<i>mono</i>	Monofásica (o)
<i>ms</i>	Metaestável, metaestabilidade
<i>nom</i>	Nominal
<i>o</i>	Externo
<i>oo</i>	Lado externo, com lado interno adiabático
<i>p</i>	Parede
<i>real</i>	Real
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>rel</i>	Relativa (o)
<i>R-32</i>	HFC 32
<i>R-125</i>	HFC 125
<i>R-134a</i>	HFC 134a

<i>s</i>	Saída; a entropia constante
<i>sat</i>	Saturação, saturado
<i>tc</i>	Tubo capilar
<i>v</i>	Vapor

Abreviaturas e Siglas

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.</i>
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.
CFC	Clorofluorcarbono.
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico.
FAPESP	Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo.
GHG	Gases de Efeito Estufa (do inglês <i>greenhouse gases</i>).
GREAC	Grupo de Pesquisas em Refrigeração, Ar Condicionado e Conforto Térmico.
HCFC	Hidroclorofluorcarbono.
HFC	Hidrofluorcarbono.
HX TC–LS	Trocador de calor tubo capilar–linha de sucção
IIR	<i>International Institute of Refrigeration.</i>
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo.
LS	Linha de sucção.
PME–EPUSP	Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
PNUD	Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento.
TC	Tubo capilar.
TP	Transdutor de pressão
TT	Termopar
UV	Ultravioleta.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

E OBJETIVOS

A história da refrigeração tem seu início em meados do século XVIII, quando trabalhos discutindo as primeiras concepções, métodos e equipamentos específicos para obtenção de frio foram publicados (Thévenot, 1979).

O trabalho que pode ser considerado o marco zero dessa história foi publicado em 1748 pelo escocês William Cullen, professor de Química e Psiquiatria da Universidade de Glasgow, demonstrando a formação de gelo a partir da vaporização de éter a baixa pressão. Em 1755, Cullen construiu o primeiro dispositivo de refrigeração, baseado em seu trabalho de 1748.

O processo de retirada de calor da fonte fria por meio da vaporização de um líquido a baixas pressões acabou se tornando o paradigma para o desenvolvimento dos ciclos de refrigeração, entre outros motivos, por se tratar de um processo altamente eficiente.

Embora o “conceito” de história da refrigeração utilizado por Thévenot esteja ligado à obtenção da refrigeração por meio de dispositivos artificiais, em contraponto às fontes e meios naturais de obtenção de frio, a constatação empírica de que o frio conserva alimentos é algo que remonta à pré-história da Humanidade, e o ser humano não esperou até o século XVIII para usufruir os benefícios da refrigeração.

1.1. A REFRIGERAÇÃO POR MEIOS NATURAIS

Em um primeiro momento, seguindo o comportamento de seus ancestrais nômades, o homem utilizou-se da forma natural de frio existente na natureza: as reservas de gelo

existentes em altas montanhas e outros locais de clima frio, bem como a neve acumulada durante o inverno em locais de clima temperado. Os primeiros relatos sobre a colheita de gelo em montanhas vêm da China, por volta de 1.000 a.C. Outros relatos falam da estocagem de gelo do inverno para utilização durante o verão na Grécia, Império Romano e Oriente Médio.

Esse processo de colheita e estocagem de gelo para uso durante o ano, que foi ocorrendo ao longo da História, tornou-se uma indústria nos Estados Unidos a partir do século XVIII, chegando a movimentar 25 milhões de toneladas no final do século XIX apenas no mercado americano (cf. Thévenot, 1979). Um nome proeminente nessa indústria foi Frederick Tudor, que recebeu a alcunha de “*Ice King*”, tendo um papel importante na pesquisa e desenvolvimento dos primeiros materiais isolantes térmicos.

Essa indústria foi se modernizando ao longo do tempo, substituindo a colheita pela fabricação de gelo em grandes instalações, e só entrou em declínio em meados do século XX, quando os equipamentos de refrigeração domésticos (refrigeradores e congeladores) com compressores herméticos de baixo torque substituíram as “*ice-boxes*” até então utilizadas.

Além da utilização do gelo existente na natureza, ainda durante a Antiguidade, o ser humano constatou empiricamente que dois fenômenos que ocorrem de forma natural, principalmente em locais de clima desértico, produziam um efeito de resfriamento e/ou congelamento:

- a vaporização de água em função da transferência de massa em meios porosos (resfriamento evaporativo);
- a perda de calor por radiação para o espaço durante a noite (resfriamento radiativo).

Em relação ao primeiro processo, afrescos datados do terceiro século antes de Cristo mostram o uso do resfriamento evaporativo no Egito antigo para climatização de palácios (Thévenot, 1979). É importante destacar que, ainda sem um conhecimento teórico dos fenômenos físicos, os egípcios constataram também que a movimentação do ar intensificava

esse efeito de transferência de calor, uma vez que esses afrescos retratam um escravo com um abanador junto aos potes de barro.

Já em relação ao resfriamento radiativo, historiadores gregos relatam que esse método era utilizado por volta de 500 a.C. em residências no vale do Nilo para produção de gelo. Os egípcios colocavam vasos com água nos tetos das casas à noite e os recolhiam com o gelo formado pela manhã.

Um passo intermediário entre o uso dos recursos e fenômenos naturais e a refrigeração obtida por meios artificiais foi dado com a constatação de que a diluição em água de certos sais, como o nitrato de sódio, resfriava a mistura resultante. Não se sabe ao certo quando tal constatação foi feita, mas o primeiro a mencionar o fenômeno foi o escritor árabe Ibn Abi Usaibia (Thévenot, 1979).

Um outro trabalho sobre o assunto que merece destaque é o de Blas Villafranca, doutor espanhol residente em Roma. Villafranca escreveu, em 1550, um livro sobre a utilização de uma mistura água-nitrato de sódio para resfriamento de vinhos, e foi o primeiro a utilizar o termo “*refrigerar*”, do qual derivou a palavra refrigeração, para designar o ato de resfriar um material ou processo (Cohen, 1996).

Dois aspectos importantes para o desenvolvimento da refrigeração como ciência foram, sem dúvida, o surgimento e o desenvolvimento da termometria, graças, entre outros, a Galileo, Fahrenheit e Celsius, e, posteriormente, da termodinâmica como ramo da física, ainda que muitos dos desenvolvimentos da termodinâmica utilizados na refrigeração sejam cronologicamente posteriores ao trabalho de Cullen (como todo o trabalho de Carnot, Joule, Clausius e Lord Kelvin).

1.2. O SURGIMENTO DA REFRIGERAÇÃO POR MEIOS ARTIFICIAIS

Conforme citado anteriormente, William Cullen construiu, em 1755, o primeiro dispositivo artificial de refrigeração, baseado em seu trabalho de 1748. Esse período que vai de 1755 até o final do século XIX, como em outras áreas da ciência, foi um momento de intenso desenvolvimento científico e tecnológico que resultou nas três principais famílias de equipamentos de refrigeração ainda em uso:

- os baseados em processos de mudança de fase líquido-vapor;
- os baseados na reexpansão de gases comprimidos;
- os equipamentos por absorção.

O principal ciclo de refrigeração que resultou desse desenvolvimento foi o ciclo por compressão de vapor (também chamado de ciclo de Rankine reverso), no qual, além da retirada de calor por meio da vaporização de um fluido refrigerante a baixa pressão, tem-se a rejeição de calor para o meio externo por meio da condensação do fluido refrigerante a alta pressão, reforçando a questão da obtenção da refrigeração por meio de processos de mudança de fase.

A proposição inicial de um ciclo fechado de refrigeração por compressão de vapor foi feita pelo inventor americano Oliver Evans em 1805 (ASHRAE, 2006). Contudo, não se sabe ao certo se ele efetivamente chegou a construí-lo (cf. Nagengast, 1989). Oficialmente, a primeira patente de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor foi obtida por Jacob Perkins, na Inglaterra, em 1834, com base na proposição de Evans, utilizando éter como fluido de trabalho. Naquele mesmo ano, John Hague construiu o primeiro equipamento funcional baseado na patente de Perkins, porém utilizando um destilado de borracha natural como fluido refrigerante.

Na busca de um fluido refrigerante que fosse o mais adequado para utilização nesse tipo de sistema de refrigeração, Alexander Twining propôs, em 1850, o uso de do dióxido de

carbono. John Beath, por sua vez, construiu, em 1868, o primeiro ciclo de refrigeração por compressão de vapor de amônia, enquanto o dióxido de enxofre foi utilizado com sucesso por Raoul Pictet em 1875. Por fim, Camille Vincent fez uso do cloreto de metila em 1878, e o cloreto de etila foi utilizado por Cassius Palmer em 1883 (ASHRAE, 2006).

A maioria dos fluidos refrigerantes citados anteriormente apresentava uma característica que dificultava a popularização dos sistemas de refrigeração para aplicações domésticas de pequeno porte: a toxicidade. A busca por um fluido refrigerante que eliminasse esse problema e ainda apresentasse outras características favoráveis (não inflamabilidade, estabilidade química, propriedades termofísicas adequadas, possibilidade de produção em escala industrial a baixo custo) levaram ao desenvolvimento dos CFC's.

Os CFC's (clorofluorcarbonos) e os outros compostos dessa família, os HCFC's (hidroclorofluorcarbonos) e HFC's (hidrofluorcarbonos), são compostos químicos derivados de hidrocarbonetos simples (metano, etano, etc.) em que os átomos de hidrogênio são total ou parcialmente substituídos por átomos de elementos halógenos (cloro e/ou flúor). Os primeiros CFC's foram sintetizados em 1928 por Thomas Midgley, Albert Henne e Robert McNary, no laboratório de pesquisas da Frigidaire (ASHRAE, 2006).

O período de 1920 a 1930 também foi marcado por outros dois fatos importantes para a consolidação do setor de refrigeração, particularmente a refrigeração doméstica: o desenvolvimento dos compressores herméticos de baixo torque (a primeira patente para um compressor desse tipo foi concedida a Douglas Stokes em 1920), e a concepção do tubo capilar como dispositivo de expansão e controle de sistemas de refrigeração, patenteado por Thomas Carpenter em 1927 (cf. ASHRAE, 2006). Esse dispositivo de expansão de geometria fixa, que consiste basicamente de um tubo de cobre com pequeno diâmetro e grande comprimento conectando a saída do condensador à entrada do evaporador, rapidamente tornou-se popular em sistemas de pequeno porte.

1.3. A CAMADA DE OZÔNIO E OS CFC'S

O ozônio (O_3) é um gás encontrado em estado puro e livre na atmosfera, apresentando um perfil típico de concentração que pode ser visto na Figura 1.1. Ao nível do solo, o ozônio é um dos principais poluentes nos grandes centros urbanos, sendo considerado tóxico devido ao fato de ter uma forte ação oxidante e causar problemas respiratórios, além de afetar a capacidade de plantas absorverem dióxido de carbono da atmosfera. Ele é produzido pela ação da radiação ultravioleta sobre os gases de combustão emitidos por veículos automotores ou processos industriais (PNUD, 2007).

A Figura 1.1 mostra ainda que, na região entre 15 e 35 km de altitude, existe um acentuado aumento da concentração de ozônio na atmosfera. Essa região é chamada de “camada de ozônio estratosférica” e concentra cerca de 90% de todo o ozônio presente na atmosfera (cf. PNUD, idem). Isso ocorre por que nessas altitudes a intensidade de radiação ultravioleta nas faixas UV-A e UV-B é suficiente para atuar como motor de um processo contínuo de destruição e reformação do ozônio a partir do oxigênio atmosférico, como mostradas na Figura 1.2. Esse processo acaba atuando como um filtro natural, absorvendo a maior parte da radiação UV-A e UV-B que atinge a Terra.

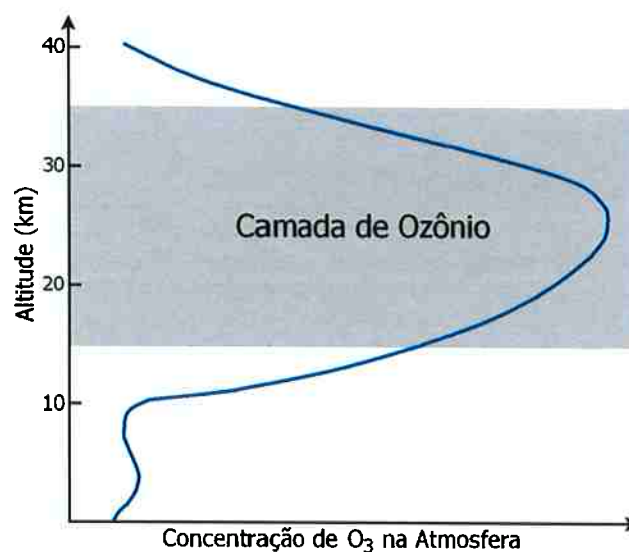


Figura 1.1. Perfil de concentração de ozônio na atmosfera (cf. Kirchhoff, 1989).

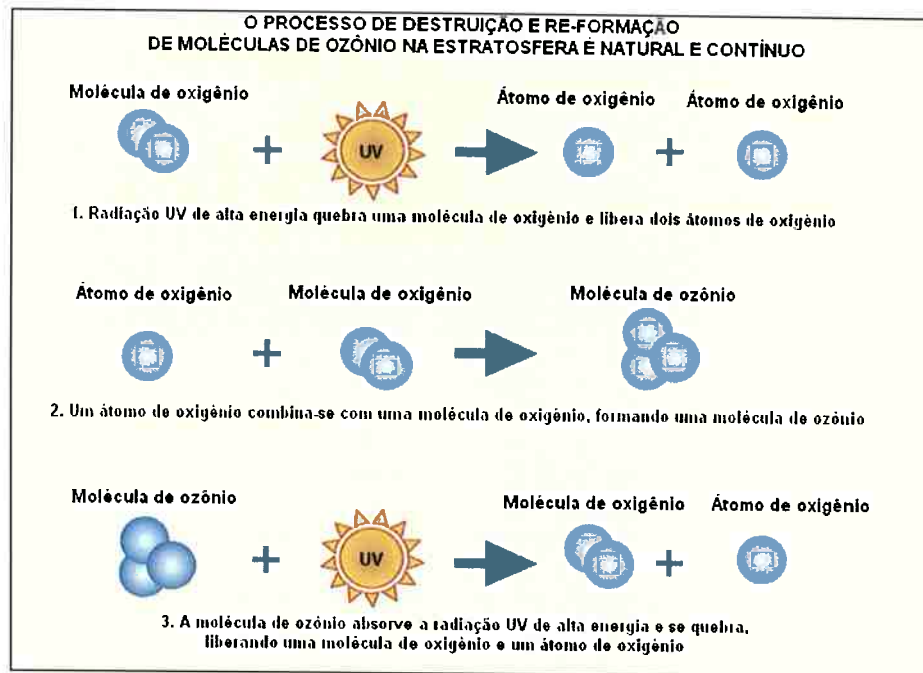


Figura 1.2. Processo de destruição e re-formação do ozônio na estratosfera (PNUD, 2007).

Durante as décadas de 50, 60 e 70 do século XX, começaram a se acumular evidências ligando diversos compostos halogenados a efeitos danosos sobre o meio ambiente. Molina & Rowland (1974), baseados nessas evidências, publicaram um artigo sobre os impactos dos CFC's na atmosfera terrestre e verificaram que essas moléculas apresentavam um tempo de vida na atmosfera de até 50–100 anos, suficiente para atingirem a camada de ozônio e serem quebradas pela radiação ultravioleta, liberando os radicais de cloro dessas moléculas.

Segundo Molina & Rowland (idem), esses radicais destruiriam moléculas de ozônio ao deslocar o equilíbrio do processo destruição e re-formação do ozônio para o lado do oxigênio, como mostrado na Figura 1.3, causando, assim, uma diminuição na camada de ozônio e na sua ação de “filtragem” da radiação UV–A e UV–B. Outros cientistas descobriram posteriormente que o Bromo, utilizado em sistemas de extinção de incêndios e defensivos agrícolas, poderia produzir um efeito semelhante sobre a camada de ozônio.

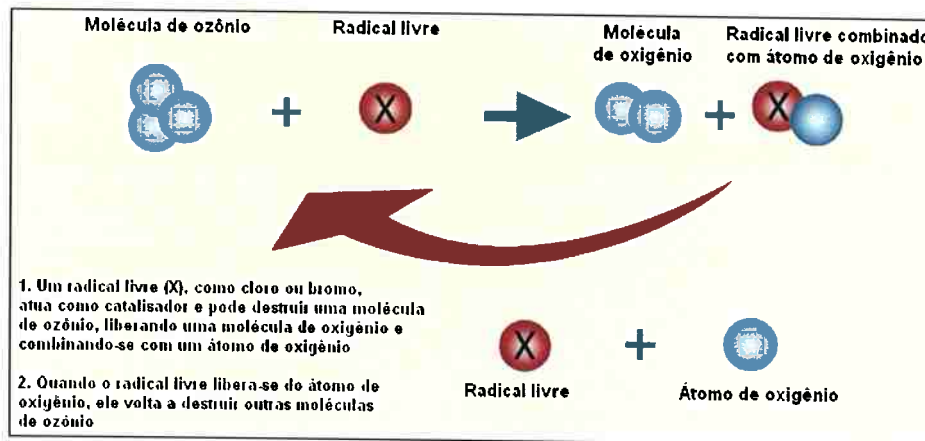


Figura 1.3. Processo de destruição da camada de ozônio (PNUD, 2007).

A primeira evidência experimental de diminuição da camada de ozônio sobre a Antártica foi obtida por pesquisadores britânicos em 1985. De acordo com o PNUD (2007), estima-se que 20% do cloro presente na atmosfera venham de fontes naturais, como vulcões e oceanos, e que os 80% restantes sejam de fontes antrópicas.

A superexposição à radiação ultravioleta é geralmente aceita como um dos fatores associados ao surgimento de câncer de pele em seres humanos, além de poder causar outros problemas de saúde como danos oculares, enfraquecimento/supressão do sistema imunológico, e provocar um envelhecimento prematuro da pele.

A radiação ultravioleta pode também afetar o crescimento de plantas, prejudicando a produtividade de colheitas de soja e arroz, por exemplo. Além disso, os cientistas acreditam que o fitoplâncton, base de toda a cadeia alimentar nos oceanos, seja fortemente suscetível ao aumento de radiação UV, e a diminuição da quantidade de fitoplâncton pode ter um impacto significativo sobre outras espécies marinhas, diminuindo a produção pesqueira em todo o mundo.

Em função de todas essas questões, em 1987 foi assinado o Protocolo de Montreal, um tratado internacional prevendo a eliminação gradativa de diversos compostos halogenados, entre eles, os CFC's (num primeiro momento) e os HCFC's (numa segunda fase).

1.4. OS FLUIDOS REFRIGERANTES E O EFEITO ESTUFA

O efeito estufa é um processo natural que ocorre em nosso planeta e que faz com que parte da radiação solar que incide sobre a Terra e é refletida pela superfície do planeta seja retida por alguns gases presentes na atmosfera, chamados de Gases de Efeito Estufa (GHE¹), dentre os quais podemos citar o gás carbônico (CO₂), o metano (CH₄) e o óxido nitroso (N₂O). Esse fenômeno, ilustrado na Figura 1.4, é importante e necessário à vida na Terra, pois sem ele a temperatura média na superfície do planeta seria da ordem de -18°C (cf. Peixoto, s.d.).

A partir do início da Revolução Industrial, em meados do século XVIII, houve um aumento significativo na queima de combustíveis fósseis para o uso industrial e residencial. Além disso, o crescimento acentuado da população mundial, a partir dessa mesma época, levou à necessidade de um aumento nas atividades agropecuárias e à consequente queima da biomassa por desmatamentos ou queimadas. Todos esses processos produzem gases poluentes, que afetam a composição da atmosfera, e podem estar levando a um aumento desse efeito estufa, o que causaria um aumento da temperatura média mundial, colocando em risco o equilíbrio ecológico e, por consequência, a própria sobrevivência da espécie humana.



Figura 1.4. O efeito estufa.

¹ Do inglês *greenhouse gases*.

Os fluidos refrigerantes da família dos CFC's, HCFC's e HFC's, por serem sintetizados a partir de moléculas de metano e de outros hidrocarbonetos, também contribuem de forma direta para o aumento do efeito estufa.

Além disso, os sistemas de refrigeração são grandes consumidores de energia e, por isso, contribuem de forma indireta para o aquecimento global em função das quantidades de CO₂ emitidas na geração de energia. Dados do Instituto Internacional de Refrigeração indicam que os sistemas de refrigeração e climatização são responsáveis por cerca de 15% do consumo mundial de energia, e que, em geral, 80% do impacto dos sistemas de refrigeração no aquecimento global é devido ao consumo de energia (IIR, 2006).

1.5. OS DESAFIOS DO SETOR DE REFRIGERAÇÃO

Os itens anteriores mostram que o setor de refrigeração está envolvido em duas questões ambientais importantes e atuais (a diminuição da camada de ozônio e o aquecimento global), que levaram diversos países a assinar acordos internacionais para mitigar esses problemas. Assim, o setor de refrigeração tem pela frente os desafios de:

- encontrar novos fluidos refrigerantes que sejam ambientalmente adequados, tanto em relação à camada de ozônio, quanto ao aquecimento global;
 - reduzir as emissões diretas de fluidos refrigerantes, por meio de procedimentos de monitoramento e manutenção otimizados, bem como do projeto de sistemas que utilizem menores quantidades de refrigerantes;
 - reduzir o consumo de energia dos sistemas de refrigeração;
 - desenvolver novas tecnologias de refrigeração que minimizem ou eliminem os problemas ambientais citados anteriormente.
-
-

1.6. PESQUISAS SOBRE TUBOS CAPILARES EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO NO PME–EPUSP

Os desafios colocados pelas questões ambientais vêm impulsionando os trabalhos de pesquisa e desenvolvimento na área de refrigeração e ar condicionado em todo o mundo, tanto por parte dos fabricantes, quanto das universidades e centros de pesquisa.

No Brasil, o grupo Multibrás, maior fabricante do setor de refrigeração doméstica, estabeleceu, em 1991, uma parceria com alguns pesquisadores do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (PME–EPUSP) e do Agrupamento de Engenharia Térmica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo (IPT) para o desenvolvimento de estudos teórico-experimentais sobre o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares.

Essa parceria deu origem ao *Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão*, coordenado pelo presente autor, e ao Grupo de Pesquisas em Refrigeração, Ar Condicionado e Conforto Térmico (GREAC) do PME–EPUSP, que desenvolve trabalhos na avaliação experimental, modelagem e simulação de sistemas de refrigeração e climatização e de seus componentes, na avaliação do desempenho térmico de edificações e das condições de conforto térmico e qualidade do ar em ambientes climatizados.²

Nas atividades desenvolvidas no âmbito da parceria com a Multibrás, foi elaborado um código computacional para dimensionamento e simulação de tubos capilares com o HFC 134a, fluido refrigerante alternativo ao CFC 12 utilizado em refrigeradores e *freezers* (Silvares *et al.* 1996).

² Além do Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão, atualmente fazem parte do GREAC o Laboratório de Refrigeração Comercial, coordenado pelo Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto, e o Laboratório de Conforto Térmico, coordenado pelo Prof. Dr. Arlindo Tribess.

Dando continuidade a esse trabalho, foi realizado um extenso levantamento experimental sobre o escoamento das misturas de fluidos refrigerantes R-407C (23% do refrigerante HFC 32, 25% de HFC 125 e 52% de HFC 134a em base mássica) e R-410A (50% de HFC 32 e 50% de HFC 125 em base mássica) em tubos capilares adiabáticos. Esse levantamento, executado tanto para condições de entrada sub-resfriada quanto saturada, caracterizou a influência dessas misturas de fluidos refrigerantes e dos vários parâmetros operacionais e geométricos no comportamento do tubo capilar em sistemas de refrigeração. Foram também desenvolvidos dois modelos matemáticos para a simulação do escoamento de fluidos refrigerantes ao longo de tubos capilares (utilizando os modelos de escoamento bifásico de fases separadas e homogêneo), a fim de verificar o efeito do modelo de escoamento adotado nessa simulação (Fiorelli *et al.*, 1998, 1999; Fiorelli, 2000; Fiorelli *et al.*, 2002; Fiorelli & Silveiras, 2002, 2003, 2004, 2006).

Paralelamente, foi realizado um estudo sobre o comportamento de misturas refrigerante-óleo lubrificante escoando em tubos capilares, analisando a influência do óleo nos parâmetros de desempenho desse componente. O estudo experimental indicou que a presença do óleo lubrificante reduz a vazão mássica no tubo capilar da ordem de 3,0 a 5,0% quando comparada com aquela do fluido refrigerante puro, para concentrações de óleo de até 3,0 % (Huerta, 2000, Huerta *et al.*, 2007, 2009).

Um aspecto comum aos trabalhos anteriores e à maioria dos trabalhos sobre tubos capilares disponíveis na literatura foi a constatação da ocorrência do fenômeno do atraso de vaporização, com a formação de uma região de escoamento metaestável de líquido superaquecido no tubo capilar. Fiorelli (2000), por exemplo, analisou essa questão utilizando um artifício matemático semelhante ao adotado por Kuhel & Goldschmidt (1990), Li *et al.* (1991) e Paiva (1997): somar, na entrada de dados do programa de simulação, o valor da variação de pressão de saturação obtido experimentalmente para cada ensaio ao valor da

pressão de entrada medido. Levando-se em conta o atraso de vaporização, os modelos numéricos passaram a prever mais adequadamente os valores experimentais de vazão mássica obtidos pelo autor, com um menor erro e com os dados melhor distribuídos ao longo da faixa de dispersão dos resultados.

Isso motivou o desenvolvimento de novos trabalhos sobre essa ocorrência e seu efeito no desempenho de tubos capilares. Um desses trabalhos foi o de Huerta (2003), que propôs uma correlação para previsão do atraso de vaporização no escoamento de HFC 134a em tubos capilares adiabáticos, na faixa de operação típica de refrigeradores e *freezers*.

1.7. OBJETIVOS DO TRABALHO

Em função do exposto anteriormente, o presente trabalho tem por objetivos:

- apresentar os principais resultados dos trabalhos desenvolvidos por Silves *et al.* (1996) e Fiorelli (2000) sobre o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares;
 - apresentar uma análise experimental da ocorrência do atraso de vaporização no escoamento do fluido refrigerante R-410A em tubos capilares adiabáticos, nas faixas de operação típicas de sistemas de ar condicionado de pequeno porte, que permita avaliar o efeito dos principais parâmetros geométricos e operacionais nos valores da diferença de pressão de vaporização e do comprimento do trecho de escoamento metaestável em tubos capilares adiabáticos;
 - adequar a correlação proposta por Huerta (2003) para a faixa de operação do presente trabalho a partir dos resultados experimentais obtidos;
 - incorporar a correlação obtida ao modelo de simulação de tubos capilares desenvolvido por Fiorelli (2000) e revalidar o modelo resultante para avaliação da melhoria obtida com essa incorporação.
-
-

1.8. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Tendo em vista os objetivos propostos, este trabalho está dividido em duas partes. A parte inicial, composta pelos capítulos 2 a 4, apresenta a revisão dos trabalhos realizados anteriormente no Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão.

No Capítulo 2, são discutidos aspectos ligados ao uso de tubos capilares em sistemas de refrigeração, enfocando o princípio de funcionamento desse dispositivo de expansão e sua interação com o compressor do sistema de refrigeração. Nesse capítulo, é também abordada a questão da ocorrência do atraso de vaporização.

A seguir, os Capítulos 3 e 4 apresentam os principais resultados obtidos no trabalho de Silves *et al.* (1996) sobre o escoamento de CFC 12 e HFC 134a em tubos capilares adiabáticos e trocadores de calor tubo capilar–linha de sucção, e no trabalho de Fiorelli (2000) sobre o escoamento de misturas de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos.

A segunda parte do trabalho é composta pelos capítulos 5 a 7 e apresenta a análise numérico–experimental sobre o atraso de vaporização. O Capítulo 5 discute os aspectos ligados ao levantamento experimental e sistematiza os resultados obtidos, e o Capítulo 6, por sua vez, analisa o efeito de parâmetros operacionais e geométricos no fenômeno da metaestabilidade.

O Capítulo 7 apresenta a correlação proposta por Huerta (2003) e o processo de incorporação dessa correlação ao modelo de simulação de Fiorelli (2000), bem como o processo de revalidação do modelo; já o Capítulo 8 apresenta as considerações finais deste trabalho, bem com algumas recomendações para outros estudos futuros sobre tubos capilares e os fenômenos físicos analisados no presente trabalho.

Capítulo 2

O TUBO CAPILAR EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Conforme apresentado no Capítulo 1, o principal ciclo de refrigeração que resultou do desenvolvimento científico e tecnológico iniciado nos séculos XVIII e XIX foi o ciclo por compressão de vapor, no qual a retirada de calor da fonte fria se dá pela vaporização de um fluido refrigerante a baixa pressão e a rejeição de calor para o meio externo é obtida por meio da condensação do fluido refrigerante a alta pressão.

Assim, como os processos de mudança de fase devem ocorrer em níveis de pressão diferentes, esse ciclo termodinâmico necessita de um elemento que propicie um aumento de pressão após o processo de vaporização que ocorre no evaporador, e de outro elemento que faça a dupla função de reduzir a pressão após o processo de condensação e controlar a vazão de refrigerante em função da demanda de carga térmica.

O aumento de pressão é obtido por meio de um compressor, que comprime o vapor de fluido refrigerante à custa de trabalho de eixo, enquanto que a redução de pressão e controle de vazão é obtida por meio do dispositivo de expansão.

O tubo capilar é um tipo de dispositivo de expansão extremamente popular em sistemas de pequeno porte com um único compressor e evaporador, tais como refrigeradores e *freezers* domésticos, desumidificadores e condicionadores de ar de janela, podendo ainda ser utilizado em sistemas de condicionamento de ar unitários de até 35 kW (10 TR) de capacidade com um único compressor e evaporador (ASHRAE, 2006).

O controle de ciclos de refrigeração por tubo capilar foi concebido em 1926 e patenteado em 1927 por Thomas Carpenter (ASHRAE, 2004; 2006), e os primeiros trabalhos dignos de nota a analisar o comportamento de tubos capilares em sistemas de refrigeração são os de Bolstad & Jordan (1948, 1949) e Staebler (1948).

Esse dispositivo de expansão tem geometria fixa e consiste de um tubo de cobre sem costura, fabricado por extrusão a quente, que apresenta pequeno diâmetro (0,5 a 2,0 mm) e grande comprimento (0,75 a 5,0 m). O tubo capilar conecta a saída do condensador à entrada do evaporador, conforme mostrado na Figura 2.1.

O diagrama ilustra o ciclo de refrigeração por compressão de vapor com um tubo capilar adiabático. O ciclo é composto por quatro componentes principais: o compressor, o condensador, o tubo capilar e o evaporador. O compressor, localizado na base esquerda, recebe 'Potência de Acionamento' (indicado por uma seta cinza apontando para cima) e expulsa o refrigerante para o condensador. O condensador, na parte superior esquerda, libera 'Calor Rejeitado' (indicado por uma seta vermelha apontando para cima) e o refrigerante flui para o tubo capilar. O tubo capilar, rotulado 'TUBO CAPILAR', conecta o condensador ao evaporador. O evaporador, na parte inferior direita, absorve 'Capacidade de Refrigeração' (indicado por uma seta azul apontando para cima). O refrigerante retorna ao compressor através do tubo capilar. O ciclo é dividido em quatro pontos numerados: 1 (entrada do evaporador), 2 (saída do evaporador), 3 (saída do condensador) e 4 (entrada do condensador). Uma legenda no canto superior direito define as fases do refrigerante em diferentes pontos do ciclo:

- Vapor a alta pressão
- Mistura líquido-vapor a alta pressão
- Líquido a alta pressão
- Mistura líquido-vapor a baixa pressão
- Vapor a baixa pressão

Figura 2.1. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor com tubo capilar adiabático.

Um fato a ser destacado é que os diâmetros atualmente adotados são aqueles que estavam comercialmente disponíveis à época em que se iniciou o uso de tubos capilares como dispositivos de expansão. Como esses diâmetros funcionaram adequadamente, eles foram adotados pela indústria sem um maior trabalho de otimização (Silvares *et al.*, 1996). É importante destacar também que, apesar do nome “tubo capilar”, os diâmetros utilizados são muito grandes para que ocorra efetivamente um efeito de capilaridade.

Existem duas configurações para a montagem do tubo capilar em sistemas de refrigeração:

- o *tubo capilar adiabático*, configuração na qual o tubo não entra em contato com a linha de sucção, como mostrado na Figura 2.1;
- o *trocador de calor tubo capilar–linha de sucção* (HX TC–LS), configuração na qual o tubo é soldado ou inserido no interior da linha de sucção, como mostrado na Figura 2.2.

Dependendo do fluido refrigerante utilizado, o uso do HX TC–LS pode aumentar o coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração (Domanski *et al.*, 1992). Como pode ser visto no diagrama $p-h$ na Figura 2.2, essa configuração propicia um aumento na capacidade de refrigeração \dot{Q}_L do ciclo em função da redução da entalpia na entrada do evaporador, e esse aumento de \dot{Q}_L pode ser maior ou menor que o aumento na potência de acionamento do compressor \dot{W}_C provocado pelo aumento do grau de superaquecimento ΔT_{sup} na entrada do compressor. Como ressaltado por Stoecker (1998) e por Stoecker & Jabardo (2002), o que vai definir se um fluido permite ou não aumentar a eficácia do ciclo é a maior ou menor inclinação das linhas de entropia constante na região de vapor superaquecido.

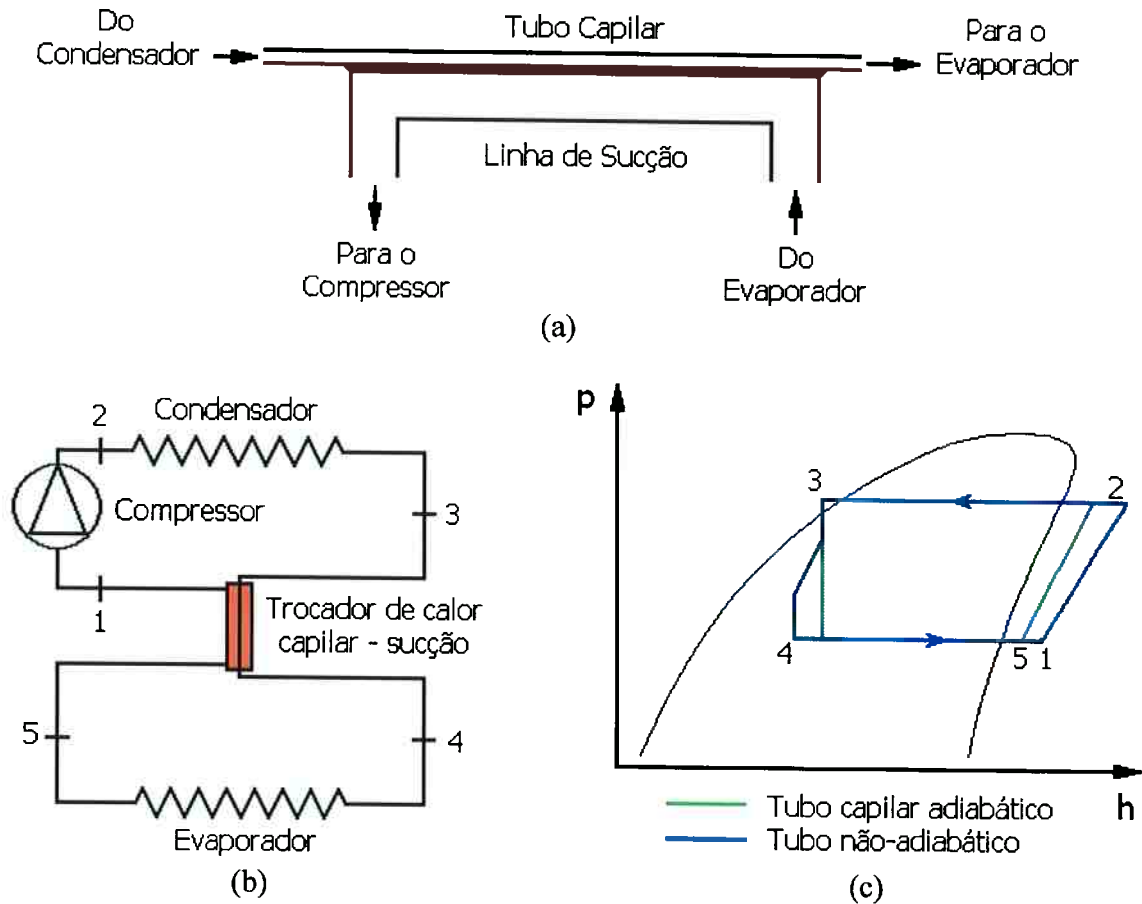


Figura 2.2. Trocador de calor tubo capilar–linha de sucção:

- (a) montagem lateral do trocador; (b) esquema do ciclo com montagem concêntrica;
- (c) diagrama $p-h$ mostrando o efeito do trocador no ciclo.

A Figura 2.3 apresenta dois processos de compressão com diferentes graus de superaquecimento na saída do compressor. De forma geral, à medida que o ΔT_{sup} na entrada do compressor aumenta, o ângulo de inclinação das linhas de entropia constante diminui (as linhas ficam mais “horizontais”), aumentando assim a diferença de entalpia entre a entrada e a saída do compressor (note na Figura 2.3 que $\Delta h_A > \Delta h_B$), o que indica que \dot{W}_C será maior para valores de ΔT_{sup} maiores.

Quando se consideram dois fluidos distintos, esse efeito na inclinação da linha de entropia constante pode ser mais ou menos acentuado, e essa diferença é que faz com que seja interessante utilizar trocadores de calor para um determinado fluido e não para o outro. A

título de exemplo, o HFC 134a melhora o desempenho de ciclos por compressão de vapor, pois o aumento da potência de acionamento do compressor é menor que o aumento da capacidade de refrigeração. Já para o HCFC 22, a troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção acaba por provocar um aumento na potência de acionamento ligeiramente maior que o aumento da capacidade de refrigeração, reduzindo assim a eficiência do ciclo.

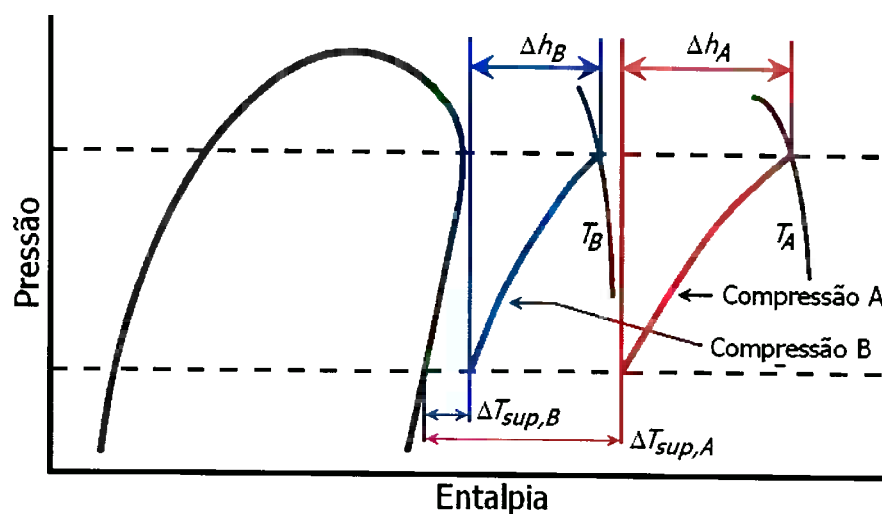


Figura 2.3. Comparação do processo de compressão entre duas pressões com diferentes temperaturas de entrada no compressor (Stoecker, 1998).

A grande utilização de tubos capilares, particularmente em sistemas de pequeno porte, se deve à simplicidade construtiva, ao baixo custo e ao fato de permitir equalização de pressões durante as paradas do sistema, o que reduz o torque de partida do motor do compressor e diminui conseqüentemente o seu tamanho³.

A principal desvantagem é que, por ter uma geometria fixa, o tubo capilar não acomoda grandes variações nas condições de operação do sistema. De fato, segundo Dossat & Horan

³ É importante destacar que as paradas são frequentes em sistemas de pequeno porte em função do controle de capacidade normalmente ser do tipo “liga-desliga”, tendo como parâmetro de controle a temperatura da fonte fria (interior do gabinete do refrigerador/freezer ou do ambiente climatizado). Assim, a utilização de um motor de baixo torque de partida é importante para melhorar o desempenho desse tipo de sistema.

(2002), “um sistema utilizando um tubo capilar operará com eficiência máxima em apenas um conjunto de condições operacionais”.

Em relação a esse aspecto, Fiorelli (1995) apresenta uma análise numérica do efeito de alguns parâmetros operacionais e da geometria do tubo capilar no coeficiente de eficácia de refrigeradores e *freezers* domésticos. O autor verificou que uma variação da temperatura no interior do gabinete da ordem de $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$, em torno do valor típico de $3,0^{\circ}\text{C}$, resultaria em uma variação do *COP* de 0,67 para 0,71.

Já para a temperatura externa, uma variação na faixa de 32 a 45°C reduziria o *COP* de 0,84 para 0,65. Em relação aos parâmetros geométricos analisados, para um diâmetro nominal do tubo capilar definido pelo fabricante de refrigerador de $0,75 \pm 0,05$ mm, o autor mostra que a variação de d_{tc} de 0,75 para 0,80 mm diminuiria o *COP* do refrigerador em até 10%, representando um aumento no consumo de energia da mesma ordem para uma capacidade de refrigeração fixada.

2.1. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Como já destacado anteriormente, a função de um tubo capilar é atuar em conjunto com o compressor no sentido de controlar os níveis de pressão e a vazão de fluido refrigerante. Seu funcionamento baseia-se no fato de que um fluido escoar por um tubo mais facilmente no estado líquido que no estado de vapor, em função do maior volume específico do fluido nessa última condição.

A Figura 2.4 apresenta perfis típicos de pressão e temperatura ao longo de um tubo capilar adiabático, nos quais podem ser identificadas duas regiões: a de escoamento monofásico líquido e a de escoamento bifásico líquido–vapor de refrigerante, em que a perda de carga se intensifica por conta da presença das bolhas de vapor.

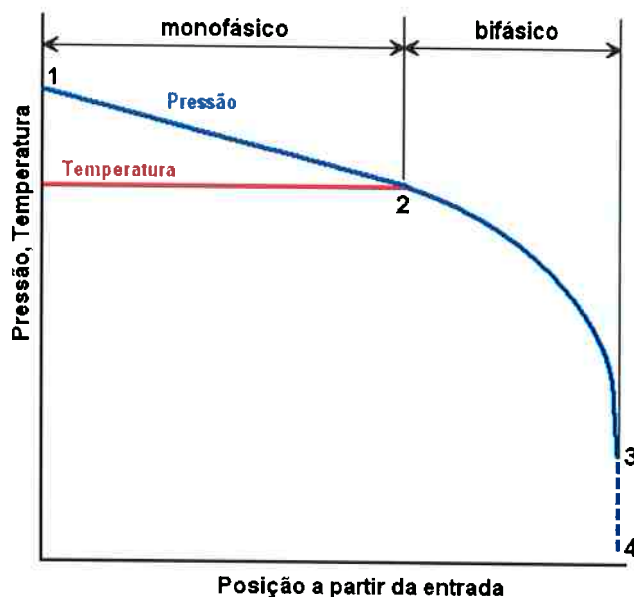


Figura 2.4. Perfil de pressão e temperatura ao longo de um tubo capilar adiabático.

Quando o tubo capilar está adequadamente dimensionado, o fluido refrigerante que entra no tubo encontra-se na condição de líquido sub-resfriado (ponto 1). Em função da relação comprimento–diâmetro, o tubo capilar provoca uma elevada perda de carga distribuída⁴, o que reduz a pressão no escoamento até a condição de saturação (ponto 2), e reduções adicionais de pressão provocam a vaporização do refrigerante. Esse tipo de processo de vaporização por redução de pressão que ocorre no tubo capilar é denominado *flashing*.

A vazão \dot{m}_{tc} que escoar por um tubo capilar adiabático, por sua vez, depende do fluido refrigerante e dos seguintes parâmetros geométricos e operacionais indicados na Figura 2.5:

- diâmetro d_{tc} ;
- comprimento L_{tc} ;
- pressão na entrada do tubo capilar p_{cd} (pressão de condensação);
- pressão na saída do tubo capilar p_{ev} (pressão de evaporação);

⁴ Além da perda de carga distribuída, ocorre uma pequena perda de carga localizada na entrada devido à diminuição de diâmetro, que, contudo, é muito menor que a perda distribuída e muitas vezes é desprezada nas análises e dimensionamento do componente. Da mesma forma, o pequeno aumento de pressão devido à reexpansão na saída do capilar também é desprezado.

- estado do refrigerante na entrada do capilar;
 - líquido (grau de sub-resfriamento ΔT_{sub});
 - mistura bifásica líquido–vapor (título x_e).

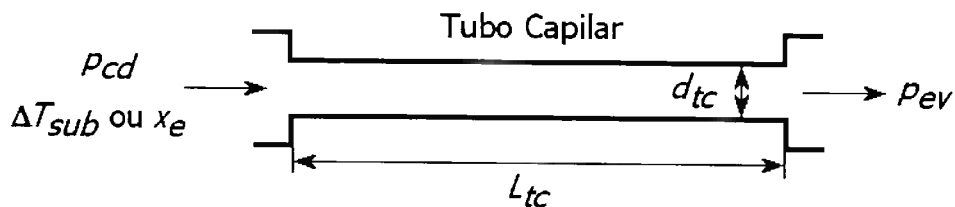


Figura 2.5. Parâmetros operacionais e geométricos que afetam o desempenho de tubos capilares adiabáticos.

A vazão de fluido refrigerante aumenta com o aumento da diferença entre a pressão de entrada e a pressão de saída ($\Delta p_{tc} = p_{cd} - p_{ev}$) até certo limite. Dependendo das condições operacionais, a partir de um certo valor de Δp_{tc} , atinge-se a condição de escoamento crítico ou bloqueado (velocidade do escoamento igual à velocidade do som no fluido) na saída do tubo capilar, em função do aumento do volume específico da mistura líquido–vapor no trecho bifásico, e por isso não é mais possível aumentar a vazão \dot{m}_{tc} . Esse comportamento é mostrado na Figura 2.6, e a condição de escoamento bloqueado é representada na Figura 2.4 pelo trecho 3–4.

Ainda em relação à Δp_{tc} , a diferença de pressão pode ser aumentada pelo aumento de p_{cd} ou pela redução de p_{ev} . Um aumento de p_{cd} tem um efeito mais significativo sobre \dot{m}_{tc} que a redução de p_{ev} , em função do comportamento não linear da relação temperatura–pressão de saturação do fluido refrigerante e seu efeito sobre o processo de *flashing*. Segundo Dossat & Horan (2002), o aumento na pressão de entrada produz menos “gás de *flashing*” que a redução na pressão de saída. A Figura 2.7 apresenta a curva temperatura–pressão de saturação para o HCFC 22, ilustrando a relação não linear desse parâmetro.

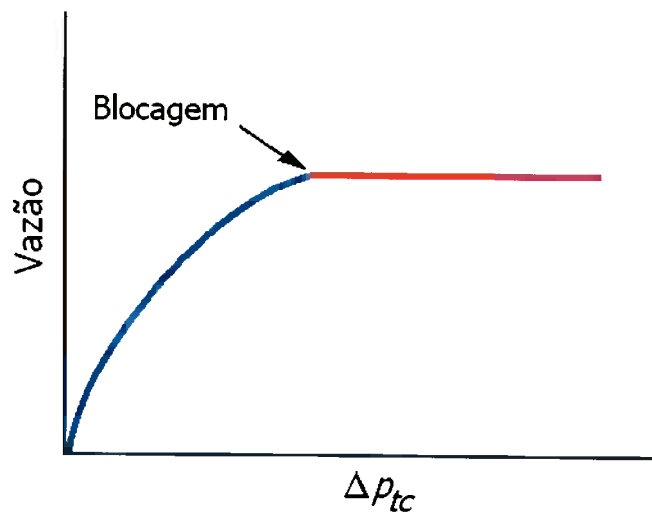


Figura 2.6. Bloqueio em tubos capilares.

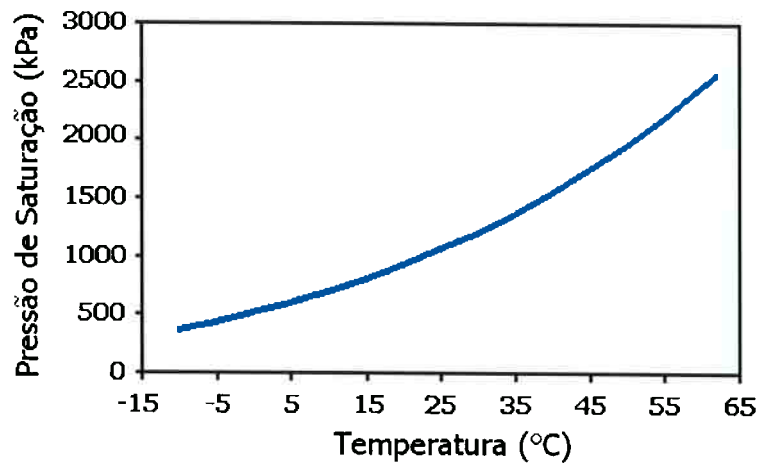


Figura 2.7. Relação temperatura–pressão de saturação para o HCFC 22.

Por fim, a vazão que escoava pelo tubo capilar diminuiu à medida que o grau de sub-resfriamento ΔT_{sub} diminuiu, uma vez que um sub-resfriamento menor faz com que o ponto de início de mudança de fase aproxime-se da entrada do tubo capilar. Isso reduz o trecho de escoamento monofásico de líquido e conseqüentemente reduz a vazão, pois a perda de carga no trecho bifásico é maior que a do trecho monofásico líquido. Já para o título, \dot{m}_{tc} diminuiu à medida que x_e aumenta, uma vez que a maior presença de vapor aumenta a perda de carga do escoamento, reduzindo assim a vazão.

2.2. 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 os reservatórios de alta e baixa temperatura. Dessas interações, a que ocorre entre o compressor e o tubo capilar é extremamente importante, pois é ela que determina a vazão de fluido refrigerante e a capacidade de refrigeração do ciclo.

Por se tratar de um ciclo fechado, a vazão que escoar através do tubo capilar é a mesma que a bombeada pelo compressor. Colocando-se em um mesmo gráfico as curvas de vazão de um compressor e de um tubo capilar (Figura 2.8), é possível obter a condição de 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 em que 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.

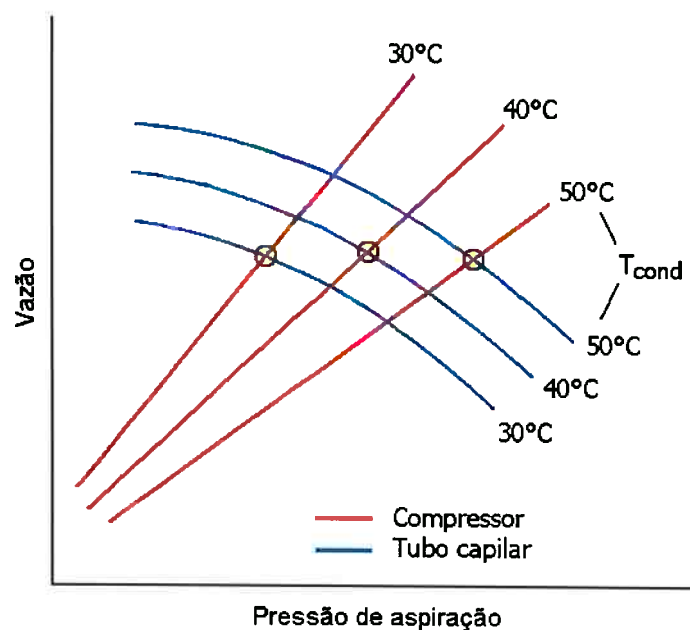


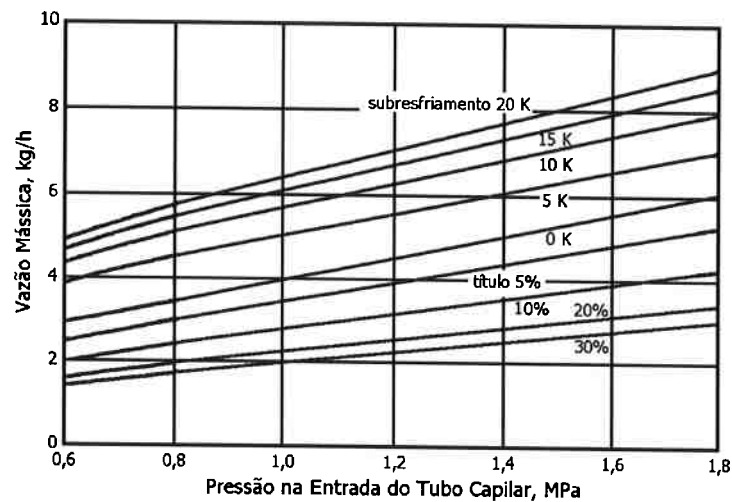
Figura 2.8. Equilíbrio tubo capilar – compressor (Stoecker & Jones, 1985).

O tubo capilar deve ser dimensionado de forma que, na condição ótima de operação, as pressões de condensação e evaporação sejam as desejadas, e a vazão resultante produza uma capacidade de refrigeração do ciclo adequada para manter a temperatura no interior do gabinete. Além disso, é necessária também uma folga de capacidade suficiente para baixar essa temperatura, desde a temperatura ambiente até o valor desejado, em um tempo razoável. Por fim, deve ser mantido um grau de sub-resfriamento adequado para garantir a presença de um selo de líquido na entrada do tubo capilar. Em outras palavras, deve haver um “balanço de capacidade” entre o tubo capilar e os demais componentes do ciclo.

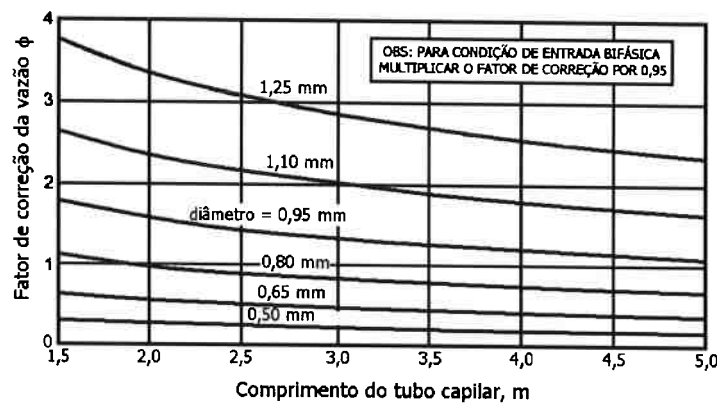
Esse balanço de capacidade, obtido de forma experimental, é a base para o método gráfico de seleção de tubos capilares da ASHRAE (ASHRAE, 2006), mostrado na Figura 2.9 para o HFC 134a. O primeiro gráfico dessa figura apresenta curvas de vazão mássica em função das condições operacionais para uma geometria típica de tubo capilar, e o segundo gráfico apresenta fatores de correção da vazão ϕ para outras geometrias. Em função da vazão requerida, com o auxílio desses gráficos, podem-se determinar os pares $L_{ic}-d_{ic}$ que satisfazem essa necessidade.

É importante destacar que o método gráfico indica valores aproximados do par $L_{ic}-d_{ic}$, os quais devem ser posteriormente ajustados para uma dada aplicação por meio de testes experimentais em protótipos.

Caso o tubo capilar esteja dimensionado de forma a impor uma restrição maior que a necessária, ele não permitirá a passagem de toda a vazão bombeada pelo compressor, o que provocará um esvaziamento do evaporador e uma inundação do condensador. Isso levará a um aumento da pressão de condensação e a um abaixamento da pressão de evaporação, reduzindo o coeficiente de eficácia do ciclo devido a um maior consumo de energia pelo compressor.



(a)



(b)

Figura 2.9. Método gráfico da ASHRAE para seleção de tubos capilares:

- (a) vazão de HFC 134a para um tubo capilar com $d_{tc} = 0,83$ mm e $L_{tc} = 3,30$ m;
- (b) fatores de correção da vazão para outras geometrias (ASHRAE, 2006).

Se a restrição imposta pelo tubo capilar 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 devido à redução da capacidade de refrigeração. Esses comportamentos são ilustrados nas Figuras 2.10 e 2.11. É importante destacar que variações nas condições operacionais ocasionadas por variações na demanda de carga térmica provocam efeitos semelhantes aos expostos acima.

Os aspectos anteriormente apresentados mostram a importância de um adequado dimensionamento desse componente do ciclo de refrigeração, que, em um primeiro momento, pode parecer muito simples, mas que se torna bastante complexo em função dos fenômenos envolvidos.

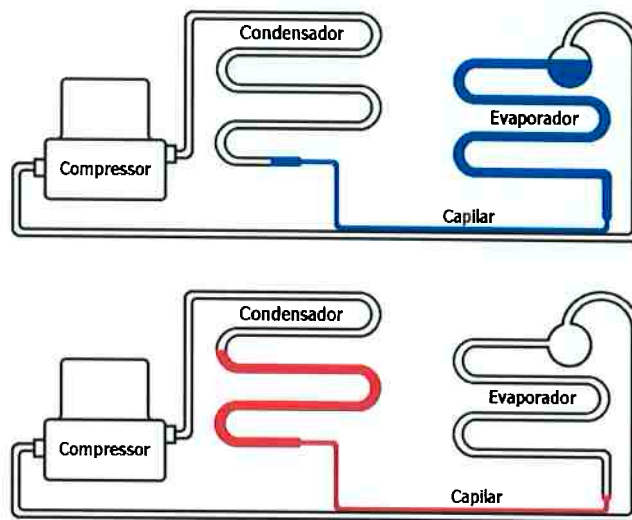


Figura 2.10. Inundação do evaporador ou do condensador devido a condições de não equilíbrio entre tubo capilar e compressor.

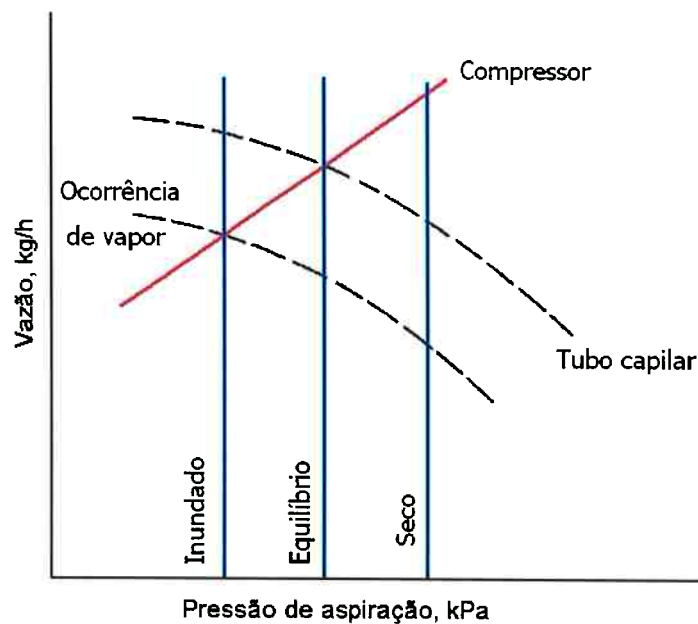


Figura 2.11. Condições de não equilíbrio entre tubo capilar e compressor (Stoecker & Jones, 1985).

2.3. A OCORRÊNCIA DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO EM TUBOS CAPILARES

Os perfis de pressão e temperatura ao longo do tubo capilar mostrados na Figura 2.4 pressupõem que a mudança de fase se inicia no instante em que a pressão do refrigerante atingir o valor correspondente à pressão de saturação para a temperatura de entrada no tubo capilar. Esse comportamento ocorre em determinadas condições de operação e foi relatado nos primeiros artigos científicos sobre tubos capilares (p. ex. Bolstad & Jordan, 1948).

Contudo, em muitas outras situações, a mudança de fase não se inicia quando as condições de saturação são atingidas. Em lugar disso, ocorre um fenômeno chamado de “atraso de vaporização”, mostrado na Figura 2.12. Os primeiros trabalhos a mencionar esse fenômeno são os Cooper *et al.* (1957), de Mikol (1963) e de Mikol & Dudley (1964), com diversos outros autores relatando a ocorrência do fenômeno posteriormente.

O perfil de temperaturas ao longo do tubo capilar para um escoamento sem atraso de vaporização é representado pela linha 1–2–4–5 na Figura 2.12. Quando ocorre o atraso de vaporização, o ponto 2 é atingido e surge uma região em que se tem um escoamento metaestável de líquido superaquecido, que se sustenta até que o equilíbrio metaestável seja rompido e a vaporização se inicie (ponto 3).

No trecho 3–4, ocorre um escoamento bifásico em não-equilíbrio, que acomoda a pressão e a temperatura do refrigerante até uma nova condição de equilíbrio termodinâmico onde $T_{ref} = T_{sat}$. A partir desse ponto, o escoamento bifásico ocorre em equilíbrio até o final do tubo capilar (ponto 5).

Na Figura 2.12, é possível visualizar também o grau de superaquecimento do líquido ΔT_{sup} , que corresponde à diferença entre a temperatura do fluido refrigerante e a temperatura de saturação quando a mudança de fase se inicia (ponto 3).

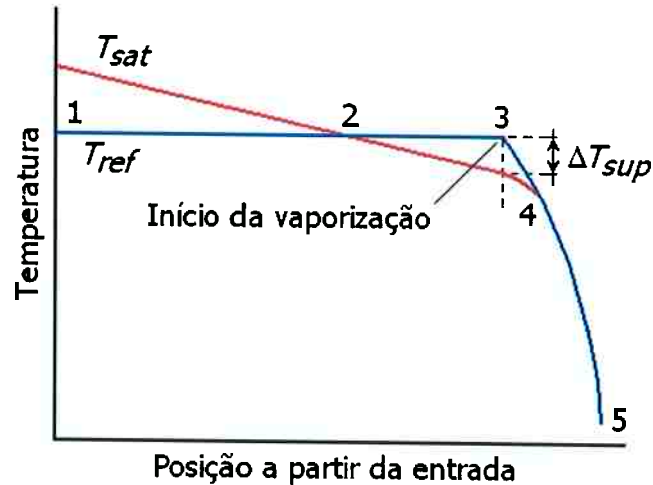


Figura 2.12. Perfis de temperaturas em um tubo capilar adiabático com ocorrência de atraso de vaporização.

Essa diferença pode também ser expressa em termos da pressão de saturação (calculada para T_3) e a pressão do vapor de refrigerante quando se inicia a vaporização. Assim, o atraso de vaporização Δp_{vap} é dado por:

$$\Delta p_{vap} = p_{sat}(T_3) - p_v \quad (2.1)$$

O atraso de vaporização, ao originar um trecho de escoamento metaestável de líquido superaquecido de comprimento L_{ms} , é responsável por aumentar o comprimento total de escoamento de líquido. Como o escoamento de líquido apresenta uma menor perda de carga que o escoamento bifásico líquido-vapor, o atraso de vaporização leva a um aumento da vazão mássica que escoar pelo tubo capilar.

2.4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE O ATRASO DE VAPORIZAÇÃO EM TUBOS CAPILARES

São apresentados, a seguir, os resultados da revisão bibliográfica sobre o atraso de vaporização no escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares. Essa revisão concentrou-se no período posterior a 1990, e os trabalhos estão divididos em duas categorias:

- trabalhos desenvolvidos somente com substâncias puras;
- trabalhos desenvolvidos com substâncias puras e misturas de fluidos refrigerantes.

2.4.1. ATRASO DE VAPORIZAÇÃO EM TUBOS CAPILARES COM SUBSTÂNCIAS PURAS

Como mencionado anteriormente, desde o início das pesquisas sobre o escoamento de refrigerantes em tubos capilares, diversos pesquisadores constataram a ocorrência do atraso de vaporização (cf. Cooper *et al.*, 1957; Mikol, 1963; Mikol & Dudley, 1964; Rezk & Awn, 1979; Koizumi & Yokoyama, 1980; Kuijpers & Janssen, 1983; e Maczek *et al.*, 1983; entre outros).

O primeiro trabalho a conseguir correlacionar de forma relativamente satisfatória o fenômeno é o de Chen *et al.* (1990). A partir dos trabalhos de Lienhard *et al.* (1978) e Alamgir & Lienhard (1981), que estudaram o fenômeno de despressurização de água e propuseram uma correlação baseada na teoria clássica da nucleação, Chen *et al.* (1990) obtiveram uma correlação para o CFC 12 escoando em tubos capilares adiabáticos:

$$(p_{sat} - p_v) \sqrt{\frac{kT_{sat}}{\sigma^3}} = 0,679 \left(\frac{v_v}{v_v - v_l} \right) \text{Re}_{tc}^{0,914} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \right)^{-0,208} \left(\frac{d_{tc}}{D'} \right)^{-3,18} \quad (2.2)$$

onde

$$D' = \sqrt{\frac{kT_{sat}}{\sigma}} \times 10^4 \quad (2.3)$$

Nas Equações (2.2) e (2.3), k é a constante de Boltzmann, enquanto T_c e T_{sat} são, respectivamente, as temperaturas do ponto crítico e de saturação e σ é a tensão superficial do refrigerante. ΔT_{sub} é o grau de sub-resfriamento, v_l e v_v são, respectivamente, os volumes específicos do líquido e do vapor, d_{tc} é o diâmetro do tubo capilar e $(p_{sat} - p_v)$ é o atraso de vaporização.

Dando continuidade a esse trabalho, Li *et al.* (1990) analisaram experimentalmente a influência de alguns parâmetros na metaestabilidade para o CFC 12. Os autores analisaram o efeito do diâmetro do tubo capilar, das pressões de entrada e de evaporação, da vazão mássica e do grau de sub-resfriamento no atraso de vaporização. Em outro artigo, Li *et al.* (1991) utilizaram a correlação de $(p_{sat} - p_v)$ desenvolvida por Chen *et al.* (1990) para estudos numéricos sobre o escoamento de HFC 134a, sem, contudo, realizar comparações experimentais. Dirik *et al.* (1994) também utilizaram a correlação de Chen *et al.* (1990) para o HFC 134a, realizando comparações experimentais e obtendo resultados semelhantes àqueles para o CFC 12.

Melo *et al.* (1996) verificaram experimentalmente o atraso de vaporização para o HFC 134a em tubos capilares adiabáticos, por meio da medição de pressão e temperatura ao longo dos tubos, e verificaram que a correlação de Chen *et al.* (1990) não se mostrou apropriada para a previsão dos dados experimentais obtidos por Melo *et al.* (1996), tendo sido obtido um erro maior que os 26% obtidos por Chen *et al.* (1990).

Paiva (1997) analisou, dentre outros fenômenos, a ocorrência do atraso de vaporização para o CFC 12 e o HFC 134a. O autor verificou que, à medida que o sub-resfriamento na entrada do tubo capilar diminuía, ocorriam quedas bruscas de vazão do fluido, o que indicava

um deslocamento para montante do ponto de início de vaporização. Paiva (1997) levantou a hipótese de que não pode ocorrer um aumento súbito de vazão, mas somente reduções bruscas, pois, para isso, seria necessário aumentar o comprimento de líquido metaestável de forma repentina, o que perturbaria a condição de equilíbrio metaestável e levaria ao seu desaparecimento.

Meyer & Dunn (1998) fizeram um estudo experimental da região de líquido metaestável para o HFC 134a e o HCFC 22 em tubos capilares adiabáticos. Nesse estudo, o sub-resfriamento foi gradativamente aumentado e diminuído. Durante o processo de diminuição do sub-resfriamento, os autores verificaram as variações bruscas de vazão da mesma forma que Paiva (1997). Já no processo de aumento do sub-resfriamento, não foram constatadas essas variações bruscas, e, dessa forma, os autores verificaram a existência de uma dependência entre a vazão mássica e a variação positiva ou negativa do sub-resfriamento (sub-resfriamento aumentando ou diminuindo), criando uma curva de histerese.

Os autores ainda verificaram que, com o aumento da temperatura de entrada do fluido no tubo capilar (redução do sub-resfriamento), ocorre o aumento do atraso de vaporização. Também observaram que, com a diminuição da temperatura de entrada do tubo capilar (aumento do sub-resfriamento), o ponto de início de vaporização desloca-se para a direção da saída do tubo capilar. Uma explicação para essas verificações é dada pela equação do raio crítico r_c , Equação. (2.4), em que σ é a tensão superficial do fluido:

$$r_c = \frac{2\sigma}{(p_{sat} - p_v)} \quad (2.4)$$

Para o caso de aumento do sub-resfriamento, partindo com o refrigerante saturado na entrada e bolhas maiores que o diâmetro crítico, à medida que a pressão vai diminuindo ao

longo do tubo capilar, as bolhas crescerão até que se dê o início da vaporização, que ocorrerá sem a presença do atraso.

No caso de as bolhas serem menores que o diâmetro crítico, elas colapsarão, e o fluido continuará escoando como líquido superaquecido por um trecho do tubo, dando início ao atraso de vaporização. Conforme aumenta o sub-resfriamento, a pressão de saturação diminui e conseqüentemente a diferença ($p_{sat} - p_v$) também diminui. Isso aumenta o valor necessário do r_c e faz com que o início da vaporização se desloque para a saída do tubo.

Já para o caso de redução do sub-resfriamento, para que a nucleação se inicie, as bolhas deverão ser relativamente grandes para não colapsar, pois a diferença ($p_{sat} - p_v$) será inicialmente muito pequena, o que implica em um valor grande de r_c . Como a redução do sub-resfriamento acarreta um aumento na temperatura de entrada do fluido e conseqüentemente na pressão de saturação, ($p_{sat} - p_v$) aumentará e ocorrerá uma diminuição no r_c , que deverá conduzir o crescimento desta bolha para um longo trecho de líquido metaestável.

Chen & Lin (2001), a partir de trabalho anterior no qual se verificou experimentalmente a ocorrência do atraso de vaporização em trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção (Chen *et al.*, 1990), desenvolveram uma correlação para a diferença de pressão de vaporização no escoamento de HFC 134a em tubos capilares com essa configuração, dada por:

$$(p_{sat} - p_v) \sqrt{\frac{kT_c}{\sigma^3}} = 0,658 \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \phi^{0,5} \quad (2.5)$$

com

$$\phi^{0,5} = 1,032 \text{Re}_{tc}^{0,914} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \right)^{-0,208} \left(\frac{d_{tc}}{D'} \right)^{-3,18} - 0,0122 \text{Re}_{ls}^{0,234} \left(1 - \frac{p_{sat}}{p_{sat,e}} \right)^{0,957} \quad (2.6)$$

Para o caso de um tubo capilar adiabático, em que $p_{sat} = p_{sat,ent}$, a Equação (2.5) se reduz à Equação (2.2). Nas Equações (2.5) e (2.6), k é a constante de Boltzmann, $(p_{sat} - p_v)$ é a diferença de pressão de vaporização, T_c é a temperatura do ponto crítico e σ é a tensão superficial do refrigerante. ΔT_{sub} é o grau de sub-resfriamento, ρ_l e ρ_v são, respectivamente, as massas específicas do líquido e do vapor, d_{tc} é o diâmetro do tubo capilar e D' é dado pela Eq. (2.3). Re_{tc} e Re_{ls} são, respectivamente, os números de Reynolds no tubo capilar e na linha de sucção. Tanto para o caso de capilares adiabáticos como não adiabáticos, os autores obtiveram erros da ordem de 28%, semelhantes aos do trabalho anterior.

Huerta (2000) desenvolveu um estudo sobre o escoamento metaestável de HFC 134a em tubos capilares. Algumas peculiaridades do escoamento metaestável em tubos capilares foram apontadas pelo autor, entre elas, o fato de que a formação de vapor se dá pela perda de pressão do fluido à medida que o refrigerante escoava no tubo capilar e que, no escoamento de líquido, a temperatura do fluido é axialmente constante no trecho de líquido, mas a temperatura de saturação varia devido à queda de pressão de saturação que diminui por atrito viscoso na direção do escoamento. Huerta (2000) apontou a existência de duas linhas na modelagem do atraso de vaporização: uma considerando a presença de vapor ou gases incondensáveis presos em cavidades na parede do tubo, e outra levando em conta as flutuações moleculares no líquido superaquecido.

Seguindo a mesma linha de pesquisa de Meyer & Dunn (1998), Liu & Bullard (2000) obtiveram curvas de histerese para o caso de um tubo capilar não adiabático utilizando o HFC 134a como fluido de trabalho e verificaram uma grande aleatoriedade nos resultados, mesmo sendo garantidas as mesmas condições de ensaio.

Com o mesmo procedimento de ensaio de Meyer & Dunn (1998), Bittle *et al.* (2001) estudaram experimentalmente o atraso de vaporização para o HFC 134a. Em uma primeira série de ensaios, foram obtidos valores de vazão mássica em função do grau de sub-

resfriamento. Foi verificado que os pontos de um dado ensaio apresentavam uma variação considerável quando comparados com outros ensaios para as mesmas condições operacionais.

Na mesma pesquisa, os autores fizeram uma tentativa bem sucedida de controlar o atraso de vaporização para um tubo capilar adiabático, introduzindo duas modificações na configuração dos tubos capilares: a colocação de um fio no interior do tubo e a confecção de 5 furos ao longo da parede do tubo. A vazão mássica e a amplitude das variações de vazão mássica tiveram uma sensível redução após as modificações, e isso pode estar ligado ao fato de os furos e o fio introduzirem novas cavidades ativas, em que a nucleação tem a possibilidade de se iniciar, facilitando assim o início da mudança de fase.

Guobing & Yufeng (2006) incorporaram a correlação de Chen *et al.* (1990) em um modelo de previsão da vazão mássica do refrigerante HCFC 22 ao longo de tubos capilares enrolados. Os autores relataram um desvio médio do modelo da ordem de $\pm 5\%$ em relação aos valores experimentais obtidos no estudo.

Huerta *et al.* (2007; 2009) realizaram estudo experimental com os fluidos HFC 134a e HC 600a e misturas refrigerante-óleo circulando em tubos capilares. Segundo os autores, a presença de óleo aumenta a região de líquido metaestável, principalmente para os casos de baixo grau de sub-resfriamento.

Vacek & Vinš (2009) estudaram o processo de estrangulamento do fluorcarbono FC 218 (perfluorpropano) em tubos capilares adiabáticos. A fim de considerar o efeito da metaestabilidade, a correlação de Chen *et al.* (1990) foi ajustada para esse fluido e a faixa de diâmetros utilizada a partir dos dados experimentais obtidos pelos autores.

2.4.2. ATRASO DE VAPORIZAÇÃO EM TUBOS CAPILARES COM MISTURAS DE REFRIGERANTES

O primeiro trabalho que menciona alguma tentativa de correlação do atraso de vaporização para misturas de refrigerantes é o de Chang & Ro (1996). Os autores assumiram que, no escoamento de líquido (incluindo a região de líquido metaestável), ocorria queda de pressão apenas por atrito; já no escoamento bifásico, existia queda de pressão por atrito e por aceleração, com a última sendo causada pela variação do volume específico. Os autores obtiveram a correlação dada pela Equação (2.7), sem contudo mencionar o erro obtido:

$$(p_{sat} - p_v) = c_1 + c_2 \dot{m} + c_3 \Delta T_{sub} + c_4 \dot{m} \Delta T_{sub} \quad (2.7)$$

Nessa correlação $(p_{sat} - p_v)$ é a diferença de pressão de vaporização, \dot{m} , a vazão mássica, ΔT_{sub} o grau de sub-resfriamento, e c_1 , c_2 , c_3 e c_4 são coeficientes calculados a partir dos dados experimentais.

Outro trabalho experimental apresentado um estudo comparativo entre o R-407C e o R-22 foi realizado por Wei *et al.* (1999). Analisando os resultados, os autores concluíram que a diferença entre os valores da vazão mássica para o R-22 e o R-407C diminui com o aumento do sub-resfriamento na entrada. Os autores consideraram que, da mesma forma que havia sido apontado por Meyer & Dunn (1998), se as bolhas tiverem um diâmetro menor que o diâmetro crítico, elas colapsarão.

Wei *et al.* (1999) comentaram ainda sobre o efeito da tensão superficial do fluido refrigerante sobre o atraso de vaporização, mostrando que, a partir da Equação. (2.4), esperase que um valor maior de σ leve a um maior atraso de vaporização em função de um maior raio crítico. Esse trabalho indica que a teoria de nucleação aplicada ao escoamento metaestável em substâncias puras talvez possa também ser utilizada para estudar o atraso na

vaporização de misturas. Contudo, ainda se sabe muito pouco a respeito do atraso de vaporização em misturas para se poder verificar a validade desta afirmação.

Fiorelli (2000) verificou experimentalmente a ocorrência de atraso de vaporização para o escoamento dos fluidos R-407C e R-410A em tubos capilares adiabáticos. A comparação dos resultados experimentais com os modelos de simulação desenvolvidos pelo autor apontou que esse atraso de vaporização é um dos fatores que explicavam as diferenças entre os valores de vazão mássica medidos e previstos.

A fim de verificar tal fato, Fiorelli (2000) levantou os valores da diferença entre a pressão de saturação teórica e a pressão na qual efetivamente começava a ocorrer a vaporização do fluido refrigerante a partir dos perfis de pressão e temperatura medidos para cada ensaio. A adição dessa diferença à pressão de entrada reduziu o erro médio e a dispersão dos valores numéricos em relação aos valores experimentais, corroborando a afirmação do autor a respeito da não consideração do atraso de vaporização nos modelos de simulação.

Garcia-Valladares *et al.* (2002) introduziram no modelo de Escanes *et al.* (1995) uma avaliação da região de escoamento metaestável, utilizando para isso as correlações de Chen *et al.* (1990) e de Chang & Ro (1996), tendo relatado uma boa concordância entre as simulações e os dados comparados, sem contudo mencionarem o erro obtido.

Garcia-Valladares (2004) revisou as simulações feitas em 2002 devido a mudanças observadas entre as versões das bases de dados REFPROP 5.0 e 7.0 nas propriedades termofísicas de misturas de fluido refrigerantes. O autor relatou que, na maior parte dos casos, houve uma melhora dos resultados após simulação com a base de dados atualizada.

Posteriormente, Garcia-Valladares (2007) utilizou a correlação de Chen *et al.* (1990) para a determinação do atraso de vaporização e simulou a vazão mássica dos fluidos R-22, R-407C e R-410A ao longo de tubos capilares enrolados. O validação com dados obtidos na

literatura indicou que o erro total do modelo de previsão da vazão mássica, ficou na faixa de $\pm 10\%$.

2.4.3. CONCLUSÃO

Mesmo com os esforços desenvolvidos até o momento, pode-se verificar que ainda não se obteve um critério para determinação exata do ponto de início de *flashing* no escoamento em tubos capilares, e a maioria dos trabalhos experimentais sobre o tema mostra uma grande dispersão nos valores de atraso de vaporização observados para as mesmas condições operacionais, indicando que existe um caráter aleatório na ocorrência do fenômeno.

A revisão bibliográfica mostrou também que a não previsão desse fenômeno é um dos aspectos que afastam os resultados dos modelos de simulação de tubos capilares dos valores experimentais, o que aponta a necessidade de aprofundar a pesquisa sobre esse tema.

A revisão aqui apresentada tem como foco o atraso de vaporização em tubos capilares. Como complementação, outros aspectos relacionados ao escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares podem ser encontrados no trabalho de Khan et al. (2009), que fizeram uma extensa revisão dos trabalhos publicados sobre tubos capilares nos últimos sessenta anos.

Capítulo 3

O ESCOAMENTO DE FLUIDOS REFRIGERANTES E A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBOS CAPILARES

O presente capítulo é dedicado a apresentar uma síntese dos resultados do trabalho, “*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).

Como já mencionado no Capítulo 1, esse trabalho é resultado do impulso dado aos trabalhos de pesquisa e desenvolvimento na área de refrigeração e climatização por conta do processo de eliminação dos CFC's e HCFC's. No Brasil, isso levou o grupo Multibrás a estabelecer, em 1991, um convênio com pesquisadores do PME-EPUSP e do Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT para analisar o efeito da substituição do CFC 12 pelo fluido refrigerante alternativo HFC 134a no desempenho dos tubos capilares utilizados em refrigeradores e freezers. Essa parceria, além dos resultados aqui apresentados, propiciou a elaboração de três teses de doutoramento e uma dissertação de mestrado, e deu origem ao Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão do GREAC-EPUSP.

3.1. OBJETIVO DA PESQUISA

O objetivo desse projeto de pesquisa foi o desenvolvimento de um modelo matemático para simulação do escoamento dos fluidos refrigerantes CFC 12 e HFC 134a em tubos capilares adiabáticos e em trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, com a posterior

implementação do modelo em um código computacional para dimensionamento desse componente e a integração a simuladores do sistema de refrigeração utilizados em estudos de otimização do projeto do sistema.

Uma unidade experimental para a avaliação do desempenho de tubos capilares foi implantada para validar e estabelecer as limitações do modelo matemático e do código computacional. A unidade foi concebida de forma a propiciar um controle rigoroso e independente das variáveis do problema, com a devida caracterização das incertezas experimentais envolvidas.

Uma vez implementado e validado experimentalmente, o modelo numérico foi utilizado para avaliar a influência de vários parâmetros no comportamento de tubos capilares adiabáticos e trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

3.2. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO PARA SIMULAÇÃO DE TUBOS CAPILARES

O objetivo de um modelo matemático para o escoamento de fluidos refrigerantes no interior de tubos capilares é a obtenção dos perfis de pressão, temperatura (trecho monofásico líquido) e entalpia (trecho bifásico) ao longo do tubo capilar, bem como do perfil de temperaturas ao longo da linha de sucção para tubos capilares não adiabáticos. Esses perfis permitem caracterizar o comportamento desse dispositivo de expansão do ponto de vista termodinâmico e hidrodinâmico.

Os principais aspectos a serem considerados no desenvolvimento do modelo são:

- o modelo de escoamento bifásico (homogêneo, fases separadas, etc.);
 - o fator de atrito para o escoamento de líquido;
 - a perda de carga no escoamento bifásico;
 - a transferência de calor entre a linha de sucção e o tubo capilar;
-
-

- o escoamento crítico na região bifásica;
- o atraso de vaporização.

Como já comentado anteriormente, embora o tubo capilar seja um elemento construtivamente simples, os fenômenos físicos que ocorrem no escoamento que se desenvolve em seu interior são relativamente complexos. Pode existir escoamento monofásico, bifásico, com ou sem transferência de calor, e a ocorrência de condições críticas de escoamento na seção de saída do componente. Além disso, existe também a possibilidade de haver atraso de vaporização e o consequente escoamento metaestável do fluido refrigerante. Assim, em função dos diversos aspectos citados, as principais hipóteses adotadas para o modelo matemático no trabalho desenvolvido para a Multibrás foram:

- regime permanente;
- escoamento bifásico homogêneo;
- equilíbrio termodinâmico estável entre as fases;
- escoamento horizontal;
- refrigerante puro (isento de óleo);
- inexistência de condução axial de calor através das paredes dos tubos;
- não ocorrência de atraso de vaporização.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção é constituído normalmente por um trecho inicial e outro final adiabáticos (na realidade, com pequena troca de calor com o ambiente), além de um trecho intermediário em que há troca de calor com a linha de sucção, conforme mostrado na Figura 3.1. As equações do modelo são apresentadas a seguir de forma genérica, tanto para o trecho adiabático como para o trecho do trocador de calor, fazendo-se a distinção apenas quando necessário.

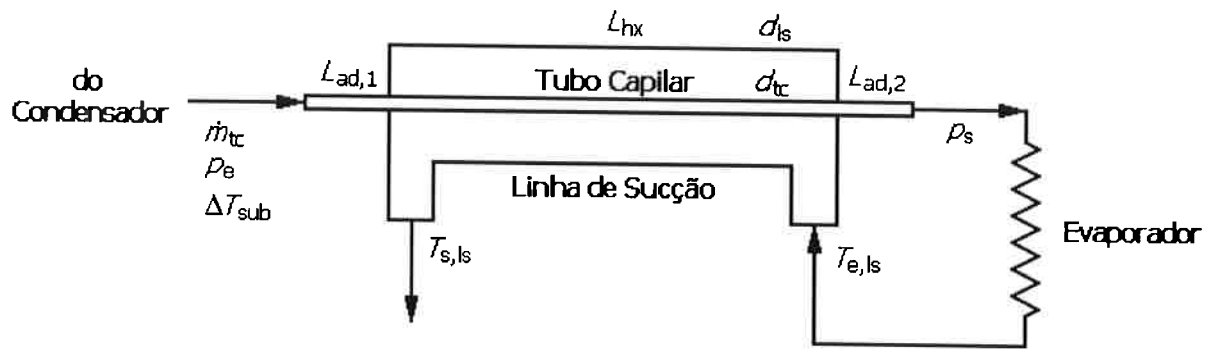


Figura 3.1. Parâmetros operacionais e geométricos que afetam o desempenho de trocadores de calor tubo capilar–linha de sucção.

3.2.1. EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO PARA O TRECHO COM ESCOAMENTO DE LÍQUIDO

As equações a seguir representam, pela ordem, a conservação de massa, a conservação de quantidade de movimento e a conservação de energia para o escoamento através do tubo capilar na forma diferencial:

$$G_{tc} = \frac{\dot{m}_{tc}}{A_{tc}} = \text{constante} \quad (3.1)$$

$$\frac{dp_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2d_{tc,i}} \quad (3.2)$$

$$\frac{dT_{tc}}{dz} = -\frac{h_{c,tc} \pi d_{tc,i} (T_{tc} - T_{p,tc})}{\dot{m}_{tc} c_{p,tc}} \quad (3.3)$$

A equação do balanço de energia para a parede do tubo capilar na região “adiabática”⁵ é dada por:

⁵ Observar que não existe troca de calor do tubo capilar com a linha de sucção nesse trecho, mas ela pode ocorrer entre o capilar e o ambiente.

$$T_{p,tc} = -\frac{h_{c,tc}\pi d_{tc,i}T_{tc} + UA'_{tc}T_{amb}}{h_{c,tc}\pi d_{tc,i} + UA'_{tc}} \quad (3.4)$$

Na região com trocador de calor, a equação de conservação de energia para o escoamento na linha de sucção e para as paredes dos tubos é:

$$\frac{dT_{ls}}{dz} = \frac{1}{\dot{m}_{ls}c_{p,ls}} \left[h_{c,ls,o}\pi d_{ls,i} (T_{ls} - T_{p,ls}) - h_{c,ls,i}\pi d_{tc,e} (T_{p,tc} - T_{ls}) \right] \quad (3.5)$$

$$T_{p,tc} = -\frac{h_{c,tc}d_{tc,i}T_{tc} + h_{c,ls,i}d_{tc,e}T_{ls}}{h_{c,tc}d_{tc,i} + h_{c,ls,i}d_{tc,e}} \quad (3.6)$$

$$T_{p,ls} = -\frac{h_{c,ls,o}\pi d_{ls,i}T_{ls} + UA'_{ls}T_{amb}}{h_{c,ls,o}\pi d_{ls,i} + UA'_{tc}} \quad (3.7)$$

Como o escoamento na linha de sucção ocorre através de uma passagem anular, os termos $h_{c,ls,i}$ e $h_{c,ls,o}$ referem-se, respectivamente, à troca de calor junto à parede externa do tubo capilar e à parede da linha de sucção.

3.2.2. EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO PARA O TRECHO COM ESCOAMENTO BIFÁSICO

As equações de conservação para o fluido no tubo capilar são equações análogas às apresentadas anteriormente para escoamento de líquido, com a inclusão dos termos associados à aceleração do fluido causada pela variação de volume específico nos balanços de energia e quantidade de movimento:

$$G_{tc} = \frac{\dot{m}_{tc}}{A_{tc}} = \text{constante} \quad (3.8)$$

$$\frac{dp_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc}G_{tc}^2v_{tc}}{2d_{tc,i}} - G_{tc}^2 \frac{dv_{tc}}{dz} \quad (3.9)$$

$$\frac{dh_{tc}}{dz} = -\frac{h_{c,tc}\pi d_{tc,i}(T_{tc} - T_{p,tc})}{\dot{m}_{tc}} - v_{tc}G_{tc}^2 \frac{dv_{tc}}{dz} \quad (3.10)$$

Já as equações dos balanços de energia para as paredes dos tubos e para o escoamento na linha de sucção são idênticas às apresentadas anteriormente para o trecho com escoamento de líquido no tubo capilar.

3.2.3. EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

As demais equações que compõem o modelo matemático são:

- as equações apresentadas por Downing (1974) para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes;
- para as propriedades de transporte são utilizadas equações interpolantes aos valores tabelados no *ASHRAE Handbook of Fundamentals* (1989);
- a equação de Serghides (1984, apud Kakaç et al., 1987)⁶ para cálculo do fator de atrito no escoamento turbulento monofásico; essa equação é explícita e apresenta um desvio máximo de 0,14% em relação à equação de Colebrook para $4.000 < Re < 1,0 \cdot 10^8$ e $2,0 \cdot 10^{-8} < \epsilon/d < 0,1$:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = A_5 - \frac{(A_5 - B_2)^2}{(A_5 - 2B_2 + C_1)} \quad (3.11)$$

onde:

⁶ Serghides, T.K. 1984. Estimate Friction Factor Accurately. *Chem. Eng.*, v.91, p.63-64.

$$A_5 = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} + \frac{12}{\text{Re}} \right) \quad (3.12)$$

$$B_2 = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} + \frac{2,51A_5}{\text{Re}} \right) \quad (3.13)$$

$$C_1 = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} + \frac{2,51B_2}{\text{Re}} \right) \quad (3.14)$$

- a equação de Serghides também é utilizada para a avaliação do fator de atrito no escoamento bifásico, com o número de Reynolds sendo calculado com uma viscosidade dinâmica bifásica média dada pela equação de Dukler et al. (1964):

$$\mu_m = \frac{xv_v\mu_v + (1-x)v_l\mu_l}{xv_v + (1-x)v_l} \quad (3.15)$$

- como a transferência de calor entre a linha de sucção e o tubo capilar é dominada pela resistência térmica do lado da linha de sucção, é utilizada a metodologia proposta por Kays & Leung (1963) para determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção dos lados interno e externo do espaço anular da linha de sucção:

$$\text{Nu}_i = \frac{\text{Nu}_{ii}}{1 + \frac{\dot{Q}_o''}{\dot{Q}_i''} \theta_i} \quad (3.16)$$

$$\text{Nu}_o = \frac{\text{Nu}_{oo}}{1 + \frac{\dot{Q}_i''}{\dot{Q}_o''} \theta_o} \quad (3.17)$$

onde Nu_i e Nu_o são os números de Nusselt no lado interno e no lado externo do espaço anular, os parâmetros Nu_{ii} e Nu_{oo} representam respectivamente o número de Nusselt para o lado interno e externo do escoamento anular com a outra superfície isolada, e os parâmetros θ_i e θ_o são parâmetros de correção para o caso de superfícies não isoladas com fluxos de calor \dot{Q}_i'' e \dot{Q}_o'' ; esses parâmetros foram tabelados por Kays & Leung em função da relação de diâmetros d_i/d_o e dos números de Prandtl e de Reynolds para o espaço anular, com este último dado por:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi(d_i + d_o)\mu} \quad (3.18)$$

- o coeficiente de transferência de calor para o tubo capilar é avaliado pela equação de Dittus–Boelter para o trecho de escoamento monofásico líquido, e uma versão adaptada dessa mesma equação é utilizada para o escoamento bifásico (cf. Pate, 1982):

$$Nu_{bif} = \frac{h_{c,bif}d_{tc}}{k_l} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^n \left(\frac{1-x}{1-\alpha} \right)^{0,8} \quad (3.19)$$

onde:

$$\alpha = \frac{xv_v}{xv_v + (1-x)v_l} \quad (3.20)$$

- para cálculo da velocidade crítica da mistura bifásica, é utilizado o modelo de equilíbrio homogêneo, em consonância com o modelo de escoamento bifásico adotado. Assim, partindo do balanço de quantidade de movimento para o escoamento no tubo capilar:

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{4\tau}{d} + \rho g \sin \theta + G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho} \right) \quad (3.21)$$

considera-se que:

$$\frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho} \right) = -\frac{1}{\rho^2} \frac{dp}{dz} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_s \quad (3.22)$$

substituindo em (3.21) e rearranjando, tem-se:

$$-\frac{dp}{dz} \left[1 - \frac{G^2}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_s \right] = \frac{4\tau}{d} + \rho g \sin \theta \quad (3.23)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\frac{4\tau}{d} + \rho g \sin \theta}{1 + G^2 \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s} \quad (3.24)$$

na condição de escoamento crítico $dp/dz \rightarrow \infty$, e assim, obtém-se a Equação (3.25), que permite determinar a condição de escoamento crítico para o escoamento:

$$1 + G^2 \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s = 0 \quad (3.25)$$

3.2.4. RESOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES DIFERENCIAIS E ALGORITMO DE CÁLCULO

O sistema de equações que constituem o problema é formado por equações diferenciais ordinárias de primeira ordem. Em função disso, foi inicialmente utilizado o método de Runge–Kutta de 4ª. ordem na integração dessas equações.

A fim de acelerar o processo de cálculo, foi considerado posteriormente o método de Adams–Brashforth, com a fórmula tradicional para passo constante de integração sendo alterada para permitir a utilização de passo variável, em função do grande aumento que é observado na taxa de variação espacial das variáveis dependentes do problema, à medida que

se avança pelo tubo capilar (variável z). De fato, as Equações (3.21) a (3.25) mostram que essa taxa de variação tende a infinito para condições de escoamento crítico na saída do capilar.

A metodologia de cálculo consiste em fixar a vazão e integrar as equações diferenciais desde a seção de entrada no tubo capilar até o ponto em que a pressão no escoamento se iguala à pressão do reservatório de jusante, ou quando condições críticas de escoamento são atingidas. A abscissa z em que uma dessas duas condições é atingida determina o comprimento do tubo capilar necessário à obtenção das condições fixadas. Esse é o tipo de cálculo usado para dimensionamento do tubo capilar.

Quando o comprimento do tubo capilar é conhecido e se deseja calcular a vazão (simulação de desempenho), deve-se verificar se a diferença entre o comprimento calculado para a vazão inicialmente fixada e o comprimento conhecido está dentro da faixa de erro admitida. Caso seja maior, a vazão fixada deve ser alterada, e novos cálculos de comprimento serão realizados até que a diferença seja menor que o erro admitido.

Uma das dificuldades do processo de cálculo decorre do fato de que as condições iniciais do tubo capilar e da linha de sucção ocorrem em extremos opostos, visto que o trocador de calor é em contracorrente, e por isso é necessário utilizar um método iterativo de busca da solução.

3.3. UNIDADE LABORATORIAL

Para validar e estabelecer as limitações do modelo matemático e do código computacional, foi implantada uma unidade experimental para a avaliação do desempenho de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. A concepção dessa unidade teve como norteador o controle rigoroso e independente das variáveis do problema e a devida caracterização das incertezas experimentais envolvidas.

A grande maioria das unidades experimentais para estudo de tubos capilares relatadas na literatura foi construída utilizando um ciclo convencional por compressão de vapor, o qual não permite um controle independente das pressões de entrada e saída do tubo capilar. Algumas modificações, como o uso de dois compressores em paralelo e válvulas de *by-pass*, foram introduzidas para contornar esse problema; porém, nem sempre o controle independente é possível em função da interdependência dessas pressões. Além disso, segundo Kuhel & Goldschmidt (1990), existe a dificuldade de obtenção do regime permanente para as condições de teste desejadas. Por outro lado, os aspectos positivos dessa configuração são a facilidade de montagem e operação e a pequena carga de refrigerante utilizada.

Uma alternativa a essa configuração é o uso de um processo por batelada do tipo *blow-down*, no qual a seção de teste com o tubo capilar a ser ensaiado é colocada entre dois reservatórios, um de alta e outro de baixa pressão. O refrigerante escoava através do tubo capilar durante um intervalo de tempo definido pela capacidade dos reservatórios e das condições de teste desejadas. Essa configuração tem a grande vantagem de permitir o controle independente das pressões de entrada e saída do tubo capilar, embora apresente a desvantagem da necessidade de uma grande carga de refrigerante para propiciar tempos de ensaios adequados. Além disso, essa configuração requer uma instalação mais complexa no caso de ensaios com tubos capilares não adiabáticos.

Em função dos aspectos expostos, para este trabalho, optou-se por uma unidade experimental em processo *blow-down*, conforme fluxograma simplificado e vistas gerais mostradas nas Figuras 3.2 e 3.3.

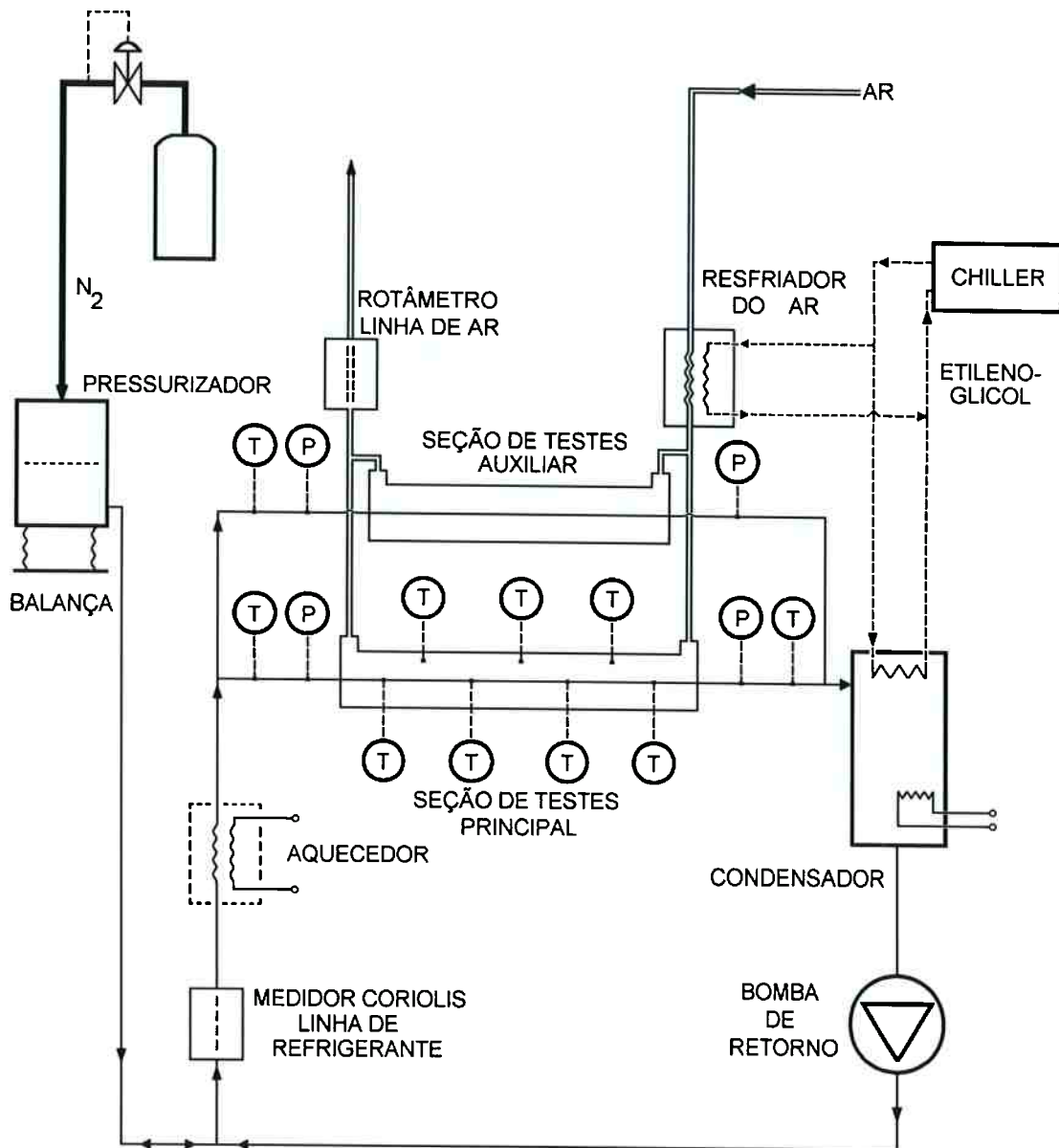


Figura 3.2. Fluxograma da unidade laboratorial.

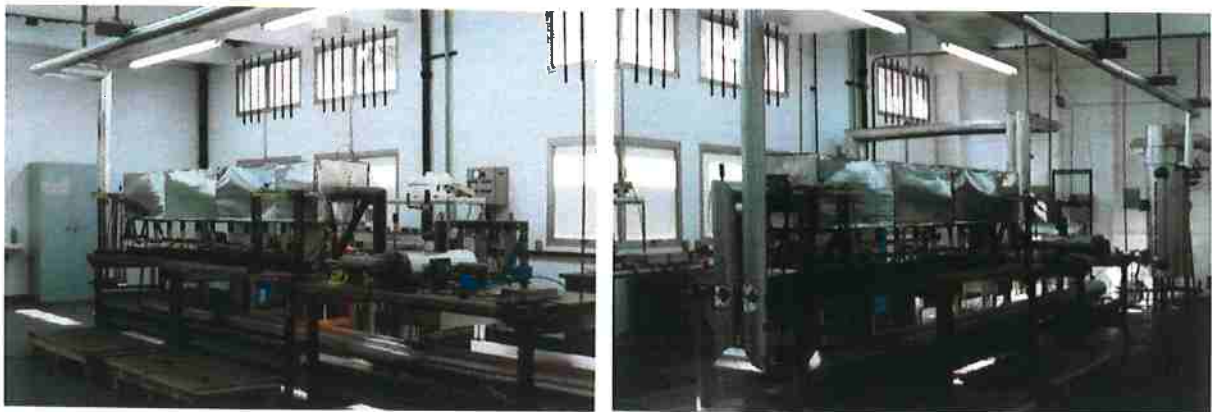


Figura 3.3. Vistas gerais da unidade laboratorial.

3.3.1. DESCRIÇÃO DA UNIDADE

Como se afirmou anteriormente, o refrigerante é acumulado em um reservatório dotado de uma bexiga pressurizada por nitrogênio na região à montante da seção de testes. A pressão no reservatório é controlada em uma faixa de $\pm 3,0$ kPa. Já a saída do capilar é conectada a um reservatório de baixa pressão, em que o refrigerante é condensado por uma solução de etilenoglicol a baixa temperatura.

Os reservatórios de alta e baixa pressão representam, respectivamente, o condensador e o evaporador do sistema de refrigeração. Uma bomba de diafragma instalada entre os reservatórios faz o retorno do refrigerante para o reservatório de montante a cada bateria de testes. O sistema todo é isento de óleo.

Conforme mostrado na Figura 3.2, a unidade laboratorial foi montada com duas seções de testes: uma principal, na qual o trocador de calor tubo capilar–linha de sucção (HX TC–LS) é completamente instrumentado, e outra auxiliar, na qual foram colocados instrumentos apenas na entrada e saída do trocador, para permitir uma rápida substituição do conjunto.

Um aspecto inovador do trabalho foi a realização de medições do perfil de temperatura do fluido na linha de sucção e da parede do tubo capilar para uma geometria de tubos concêntricos. Para permitir isso, a linha de sucção foi montada com um tubo de cobre bipartido (Figura 3.4), e, para garantir a vedação, a linha foi fechada por uma calha de cobre parafusada com juntas de neoprene e borracha adesiva (Figura 3.5).

Além disso, o vapor de fluido refrigerante foi substituído por ar seco na linha de sucção para eliminar eventuais perdas de fluido refrigerante e para permitir um controle independente dos parâmetros operacionais. Para que a similaridade do perfil de temperaturas e de taxa de transferência de calor com o caso real fosse mantida, o diâmetro da linha de sucção e a vazão de ar na linha de sucção tiveram que ser alterados em relação aos valores nominais utilizados nos refrigeradores e *freezers*. O ar seco é inicialmente desumidificado por resfriamento e

posteriormente o controle final da temperatura de entrada é feito por meio de uma resistência elétrica.

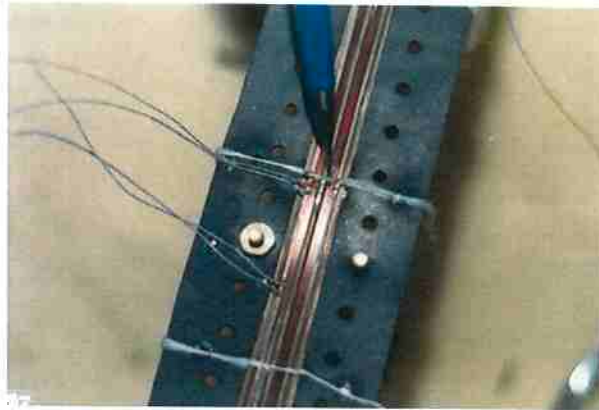
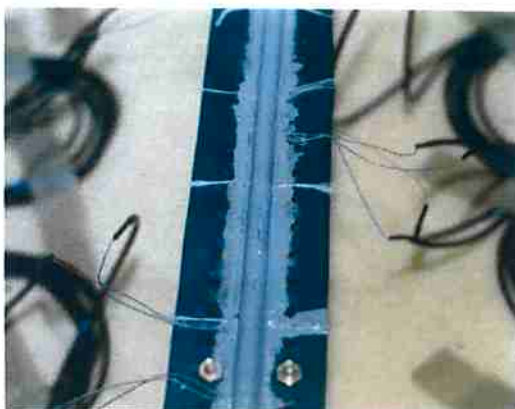
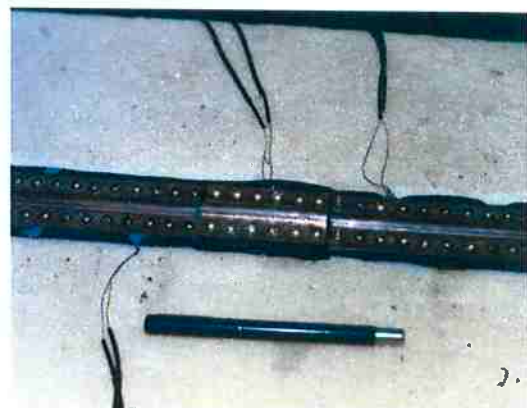


Figura 3.4. Linha de sucção bipartida, mostrando a fixação dos termopares.



(a)



(b)

Figura 3.5. Sistema de vedação da linha de sucção:

(a) junta e borracha adesiva; (b) calha fechada.

As pressões na entrada e na saída do tubo capilar foram medidas com transdutores de pressão, com incerteza de $\pm 2,0$ kPa. As medições de temperatura foram feitas com termopares do tipo T, com incerteza de $\pm 0,3^\circ\text{C}$. A vazão mássica de refrigerante foi medida com medidor do tipo Coriolis, com incerteza de $\pm 0,05$ kg/h. A medida de vazão de ar foi feita com rotâmetro, com incerteza de $\pm 5,0\%$.

O diâmetro médio do tubo capilar foi medido por meio do preenchimento do tubo com mercúrio e posterior pesagem da massa introduzida, e a incerteza obtida com a metodologia adotada é de $\pm 1,0\%$.

Foram realizados ensaios preliminares para avaliação da rugosidade relativa do tubo capilar e do coeficiente de transferência de calor na passagem anular (linha de sucção). Esses ensaios permitiram validar as equações adotadas no modelo matemático proposto.

3.4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Foram realizados ensaios para vários níveis de sub-resfriamento, com pressões de entrada correspondentes às temperaturas de condensação de 40, 45, 50 e 55°C e pressão de descarga correspondendo a uma temperatura de evaporação de -25°C. Para o ar na entrada da linha de sucção, foram utilizados dois níveis de temperatura: -20 e -15°C.

O procedimento experimental consistiu na fixação das pressões na entrada do tubo capilar e no reservatório de descarga, e na variação do grau de sub-resfriamento entre 12 e 3°C. A circulação de ar era interrompida quando da realização de testes com tubo capilar adiabático.

3.4.1. ENSAIOS PARA TUBO CAPILAR ADIABÁTICO COM HFC 134A

As Figuras 3.6 e 3.7 apresentam curvas da evolução da temperatura de entrada e da vazão de refrigerante no tubo capilar obtidas em um ensaio. A comparação desses gráficos evidencia que existe uma perfeita correspondência entre a variação de ΔT_{sub} e a vazão mássica através do tubo capilar.

No gráfico da Figura 3.7, verifica-se que existem alguns pontos em que ocorre uma variação brusca de vazão. Pode-se observar que inicialmente a vazão diminui acompanhando a diminuição do grau de sub-resfriamento e se aproxima de um valor correspondente a uma

virtual condição de regime permanente. Contudo, num dado instante, a vazão tem uma queda brusca de valor, e o processo se encaminha para um valor final de vazão inferior àquele para o qual se dirigia anteriormente. Esse fenômeno deve estar associado a uma diminuição da região de escoamento metaestável, com o ponto de início de *flashing* se deslocando para uma posição mais próxima à entrada do tubo capilar, o que provoca a diminuição de vazão observada.

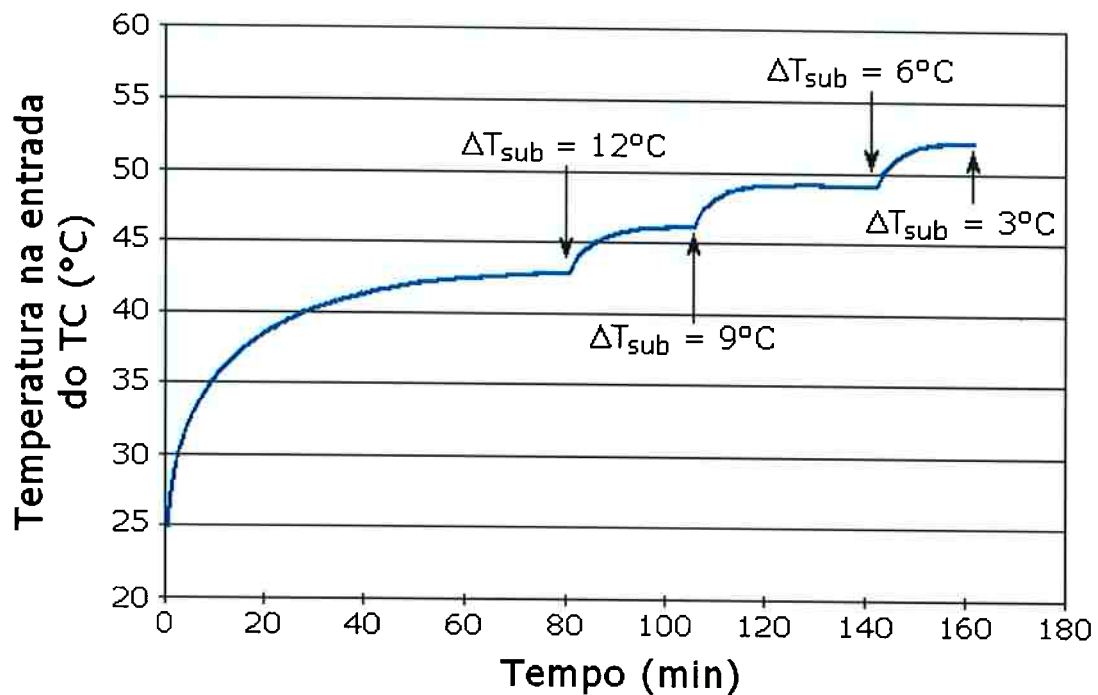


Figura 3.6. Temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar ao longo do ensaio.

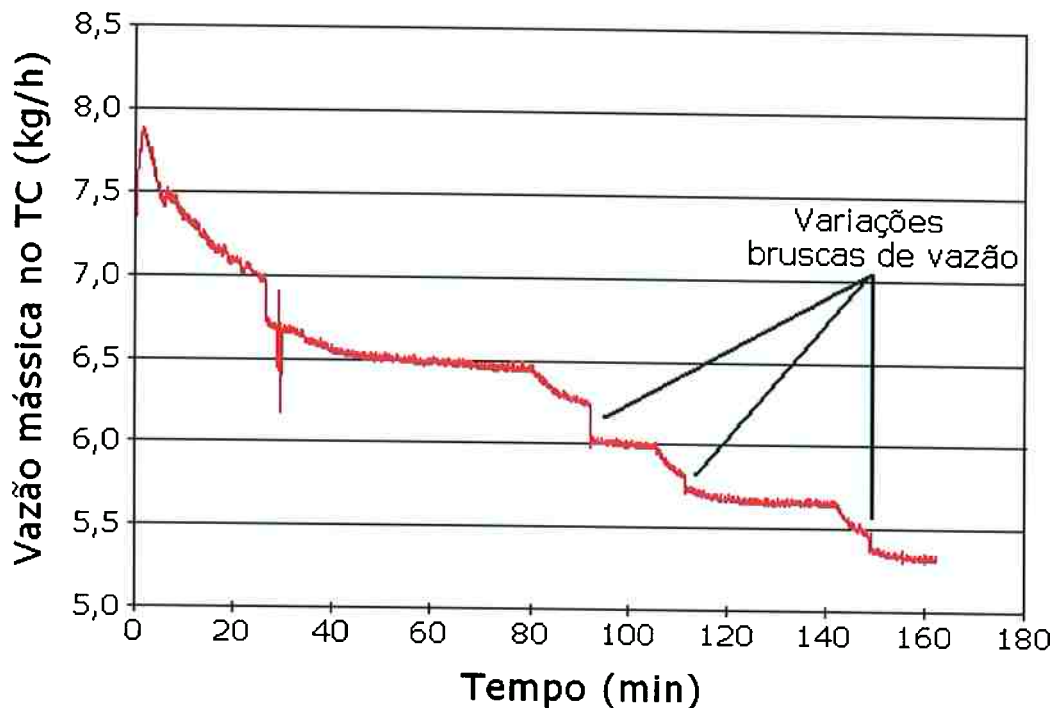


Figura 3.7. Vazão mássica de fluido refrigerante ao longo do ensaio.

A Figura 3.8 apresenta os perfis de temperaturas na parede do tubo capilar para um dado ensaio e diferentes graus de sub-resfriamento na entrada, juntamente com os perfis de temperatura de saturação na região de escoamento monofásico líquido determinados a partir da pressão medida na entrada do tubo capilar e da perda de carga calculada com a rugosidade e a vazão de refrigerante medida.

Pode-se verificar, nessa figura, a ocorrência do atraso de vaporização, constatado em quase todos os ensaios realizados com tubo capilar adiabático. Foram realizados 3 a 4 ensaios para cada condição operacional, e observou-se, de maneira geral que, os valores de superaquecimento do líquido decorrente do atraso de vaporização apresentam um comportamento aleatório para uma dada condição operacional, concordando com os resultados reportados na literatura.

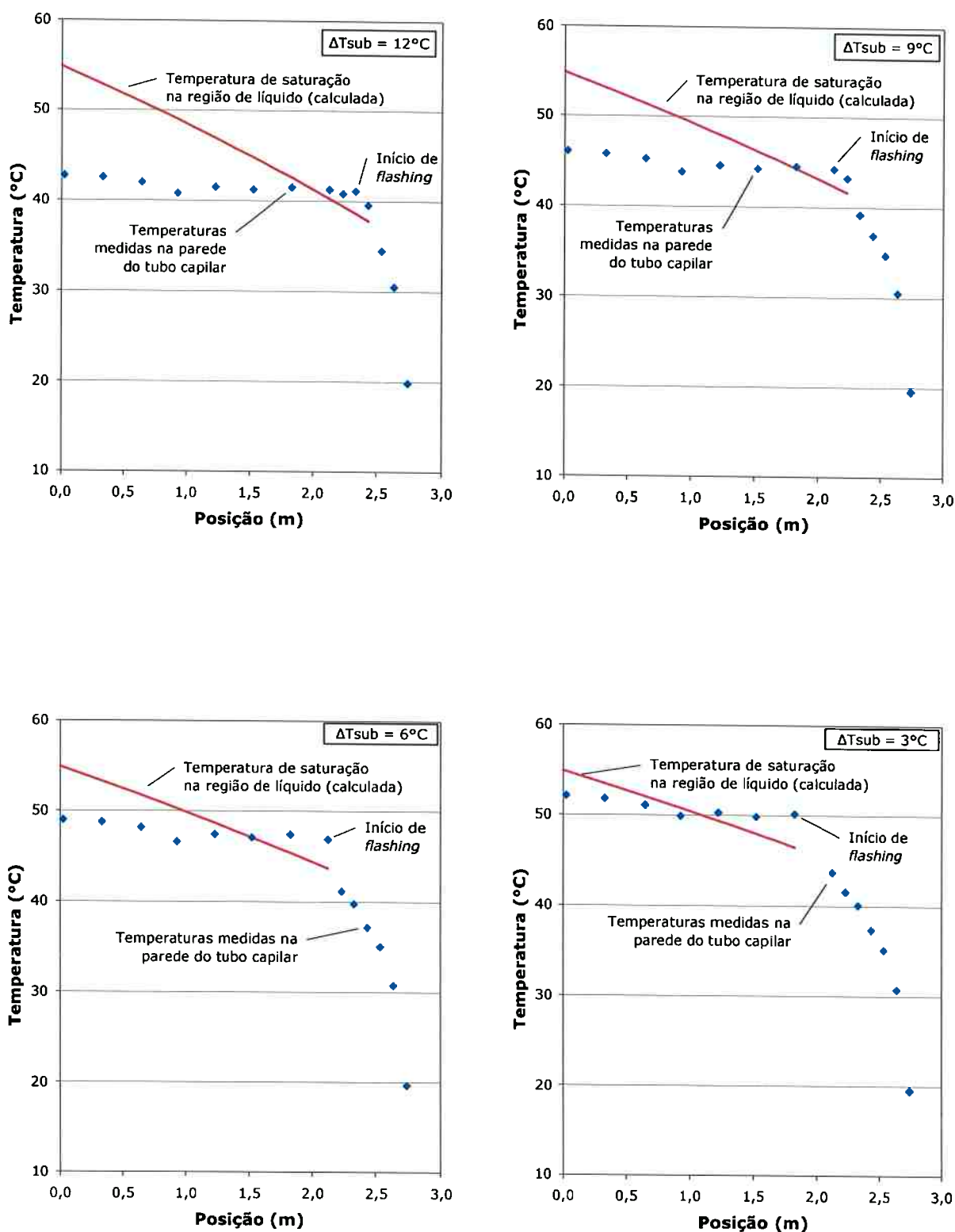


Figura 3.8. Perfis de temperatura indicando a ocorrência do atraso de vaporização.

As Figuras 3.9 e 3.10 mostram a comparação entre valores medidos e calculados de vazão. Sem considerar o atraso de vaporização, o desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais é, em média, de $-1,1\%$, e, em 90% dos casos, situa-se na faixa de $-8,1$ a $6,0\%$. O desvio médio aumenta para $6,5\%$ quando se considera nos cálculos o grau de superaquecimento medido do líquido. Porém, a dispersão diminui, caracterizando que o atraso de vaporização é um fator de incerteza do modelo.

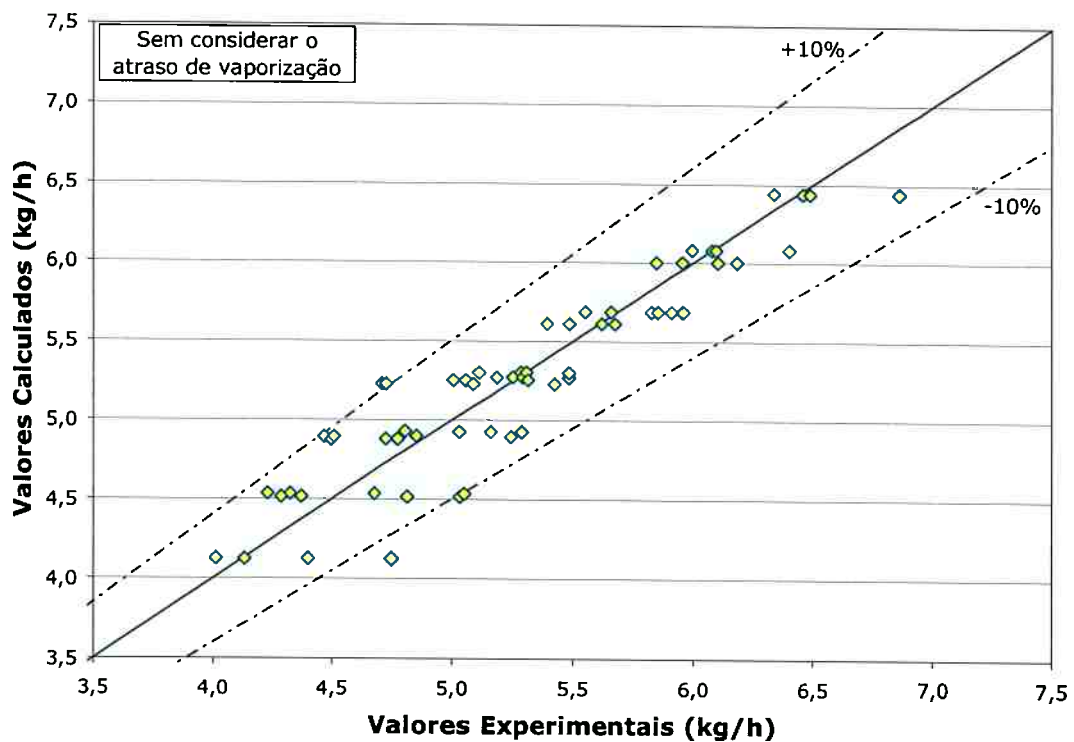


Figura 3.9. Comparação entre valores experimentais e calculados de vazão mássica para TC adiabático com HFC 134a, sem considerar o atraso de vaporização.

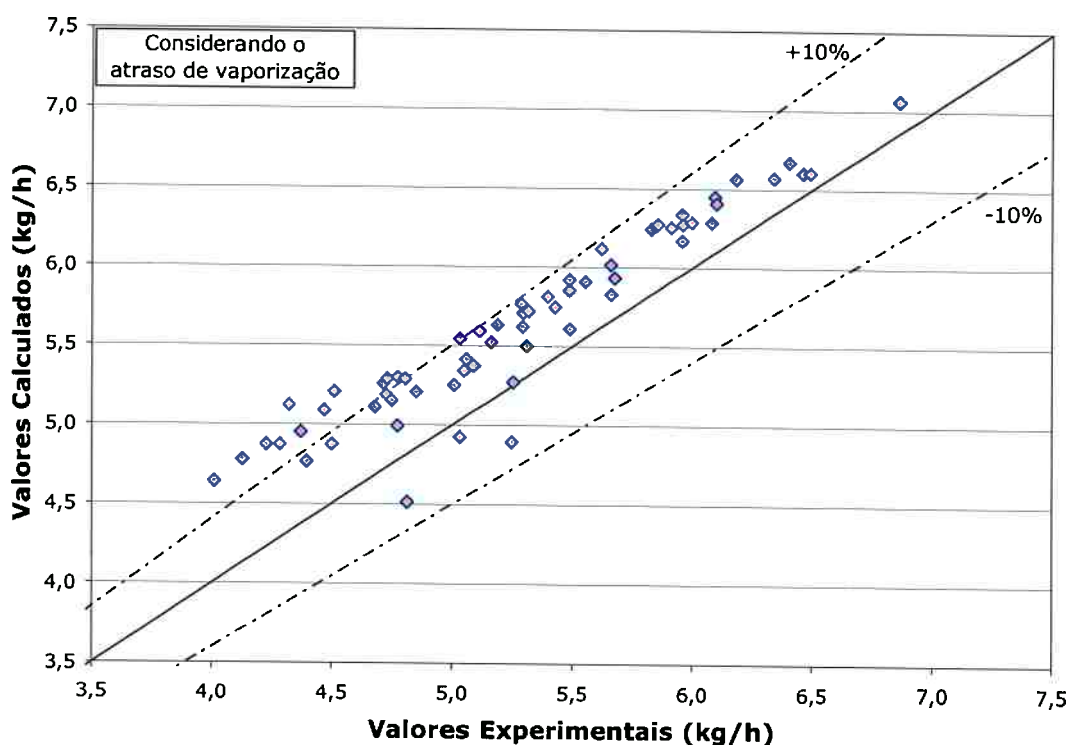


Figura 3.10. Comparação entre valores experimentais e calculados de vazão mássica para TC adiabático com HFC 134a, considerando o atraso de vaporização.

3.4.2. ENSAIOS PARA TUBO CAPILAR NÃO ADIABÁTICO COM CFC 12

Nesses ensaios, foi observada uma mudança de comportamento significativa do escoamento no tubo capilar em relação ao caso anterior, principalmente no que diz respeito à estabilidade de operação.

A Figura 3.11 apresenta a curva de vazão durante uma parte de um dado ensaio. Diferentemente do que ocorre no caso de tubo capilar adiabático, a vazão não diminui de forma contínua. Ela apresenta uma região de instabilidade antes de atingir um novo patamar de vazão, e existem situações em que essa instabilidade não cessa, mesmo após ser atingido o sub-resfriamento requerido. O motivo dessa instabilidade pode ser creditado a flutuações no atraso de vaporização provocadas pela transferência de calor entre o tubo capilar e a linha de

sucção e à relativa proximidade entre as inclinações das curvas de temperatura do refrigerante e de temperatura de saturação.

A Figura 3.12 apresenta os perfis de temperatura medidos ao longo do tubo capilar e da linha de sucção para o caso mostrado anteriormente. Na figura apresentada, pode-se verificar que a linha de $T_{sat,calc}$ cruza o perfil de temperaturas na parede do tubo capilar, o que evidencia a ocorrência do atraso de vaporização, pois essa linha deveria apenas tangenciar o perfil de temperaturas no tubo capilar quando não ocorre o fenômeno.

Já a Figura 3.13 apresenta uma comparação entre os perfis de temperatura experimentais e aqueles calculados pelo simulador para um caso em que não ocorre atraso de vaporização. O desvio do valor calculado de vazão é pequeno em relação ao valor medido, o que reforça a associação entre o atraso de vaporização e as diferenças entre valores experimentais e calculados.

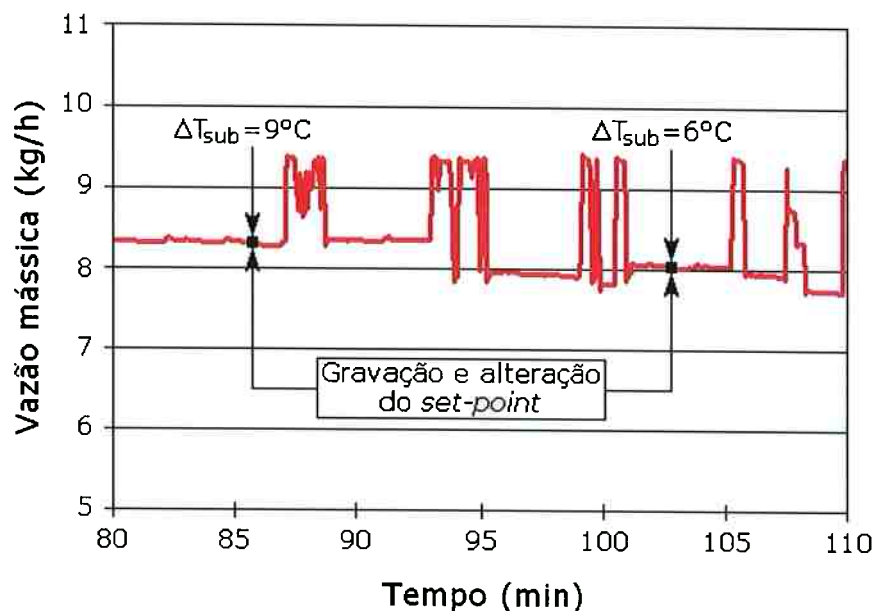


Figura 3.11. Vazão mássica de fluido refrigerante ao longo do ensaio para HX TC-LS com CFC 12.

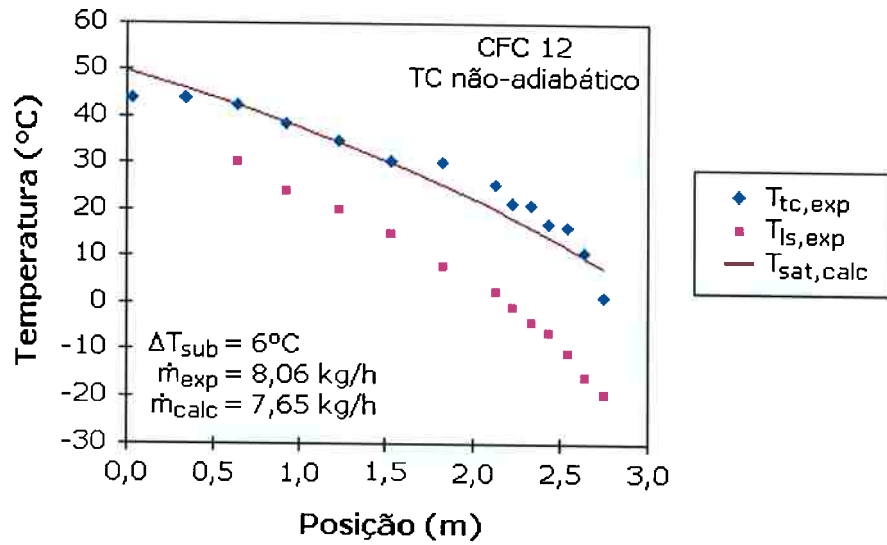


Figura 3.12. Perfis de temperatura medidos em teste realizado com HX TC-LS com CFC 12.

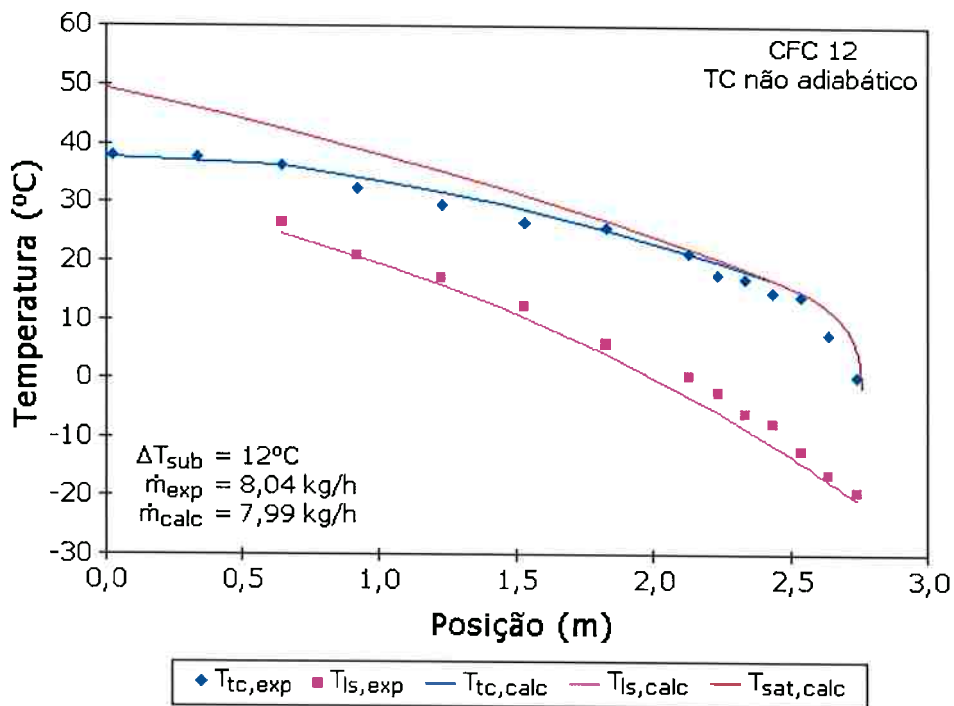


Figura 3.13. Comparação entre perfis de temperatura medidos e calculados.

Por fim, a Figura 3.14 mostra a comparação entre os valores de vazão mássica medidos e calculados para um conjunto de cerca de 100 ensaios com CFC 12. O desvio médio é de $-5,1\%$, com 90% dos casos apresentando desvios inferiores a 10% , o que indica uma boa concordância entre resultados numéricos e experimentais.

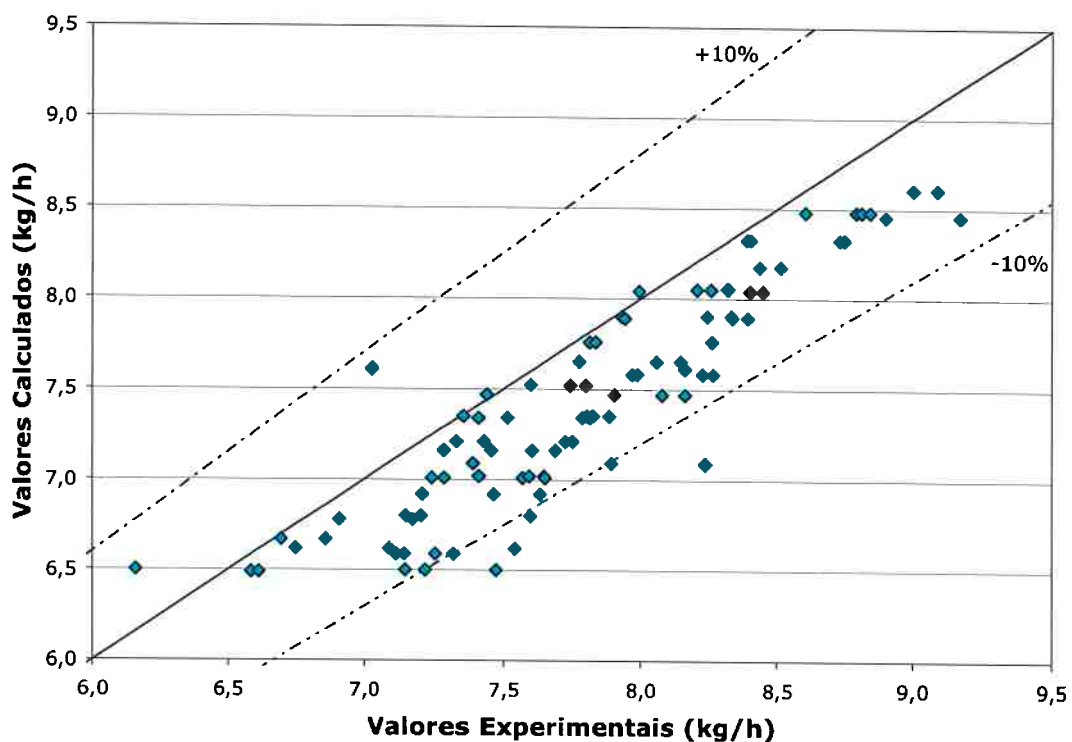


Figura 3.14. Comparação entre valores de vazão mássica medidos e calculados para HX TC–LS com CFC 12.

3.4.3. ENSAIOS COM HFC 134A

Os resultados obtidos para o escoamento do HFC 134a em trocadores de calor tubo capilar–linha de sucção se assemelham bastante aos observados para o CFC 12. A principal diferença é que a instabilidade, na maioria das vezes, é mais intensa nesse caso, como ilustrado na Figura 3.15.

A Figura 3.16 apresenta os perfis de temperatura medidos ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. Como no caso para o CFC 12, pode-se verificar que a linha de $T_{sat,calc}$ cruza o perfil de temperaturas na parede do tubo capilar, o que evidencia a ocorrência do atraso de vaporização. Por conta da instabilidade mais intensa observada nos ensaios para tubo capilar não adiabático com HFC 134a, o desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais, nesse caso, foi de $-8,0\%$ em média, com desvios inferiores a 13% para 80% dos casos (Figura 3.17).

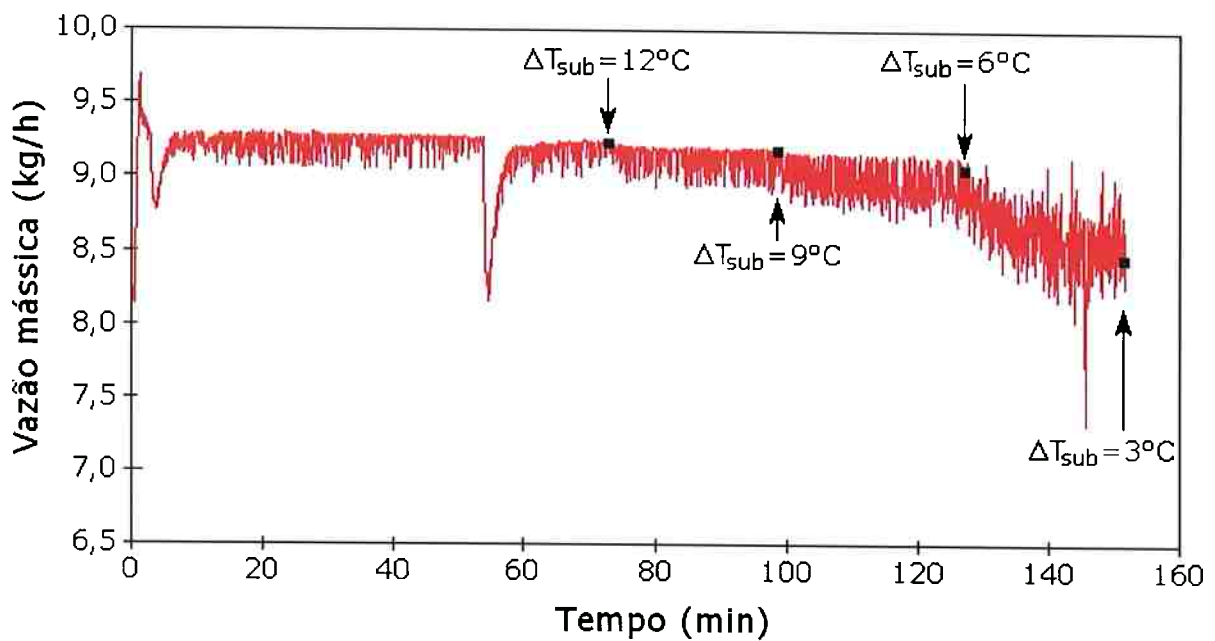


Figura 3.15. Vazão mássica de fluido refrigerante ao longo do ensaio para HX TC-LS com HFC 134a.

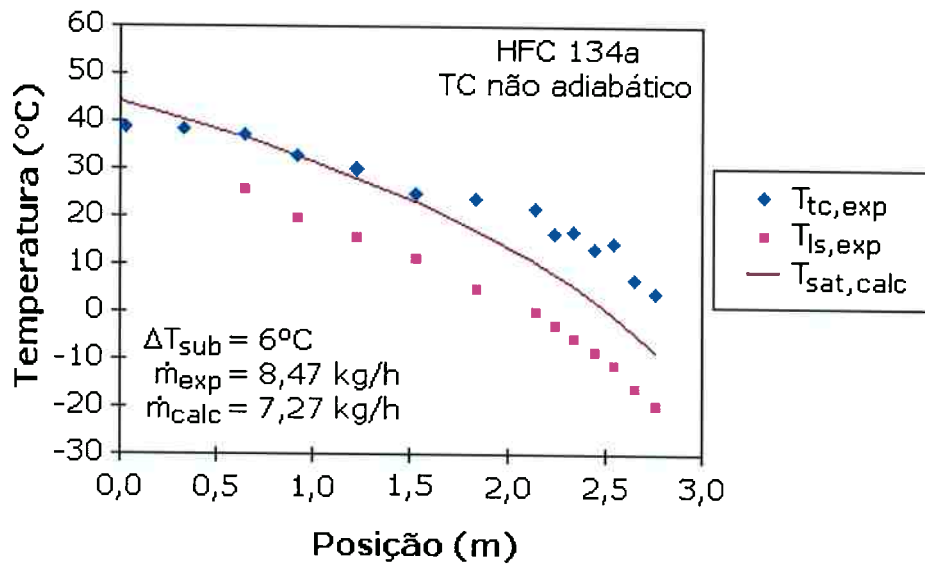


Figura 3.16. Perfis de temperatura medidos em teste realizado para HX TC-LS com HFC 134a.

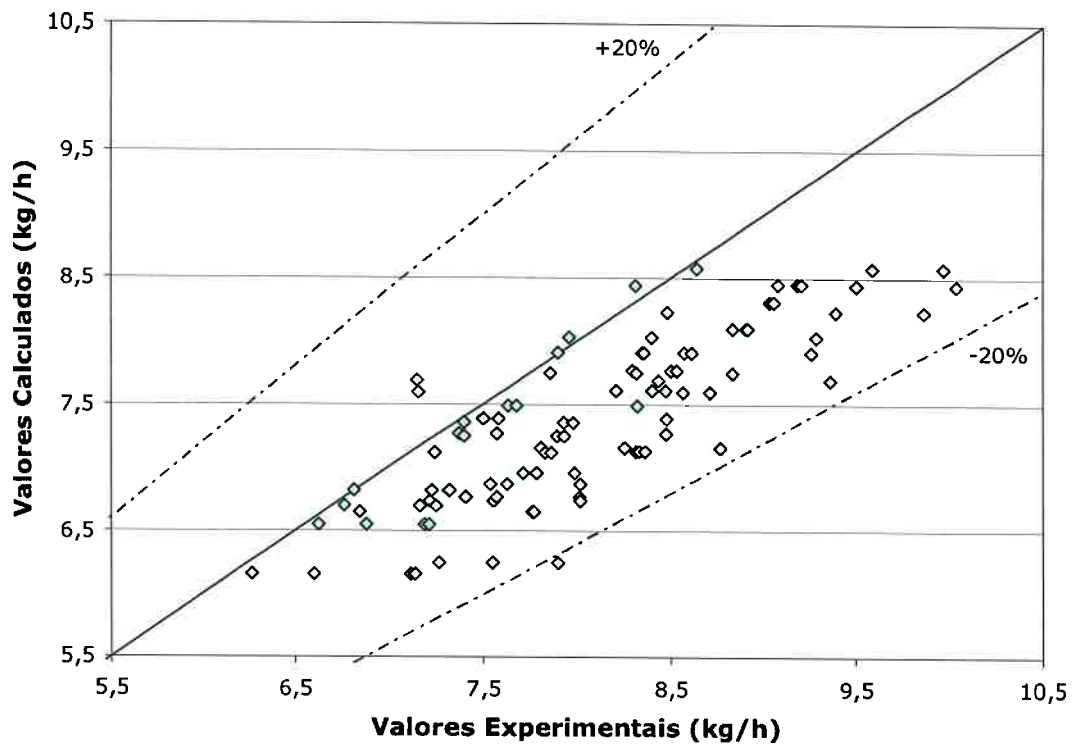


Figura 3.17. Comparação entre valores medidos e valores calculados para HX TC-LS com HFC 134a.

3.4.4. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Usando o programa de simulação desenvolvido, foi possível analisar a influência das diversas variáveis e parâmetros no desempenho de um HX TC–LS. Essa análise indicou que, para um comprimento total do tubo capilar fixado, as variáveis para as quais a vazão mássica é mais sensível são o diâmetro, a presença e comprimento do HX TC–LS, além da presença de mistura bifásica na entrada do trocador de calor.

Em relação ao diâmetro, o aumento médio de vazão é de cerca de 2,0% para cada 1,0% de aumento de d_{tc} . Quanto ao trocador de calor, sua presença pode aumentar a vazão em até 40%, dependendo do seu comprimento. Finalmente, a presença de mistura bifásica líquido–vapor na entrada do tubo capilar reduz a vazão em cerca de 3,0% para cada 1,0% de incremento do título.

Outras variáveis, como a temperatura de condensação, o grau de sub-resfriamento, a rugosidade relativa e o encurvamento do tubo capilar, têm, em geral, influência moderada. O encurvamento (embobinamento) do tubo capilar pode ter uma influência acentuada por conta de eventuais estrangulamentos durante o processo de enrolamento do tubo.

A mudança de fluido de trabalho de CFC 12 para HFC 134a provoca, em geral, uma pequena alteração de vazão em trocadores de calor tubo capilar–linha de sucção. A Figura 3.18 apresenta os perfis de temperatura obtidos numericamente para os dois fluidos, fixando-se o diâmetro, a vazão mássica e as demais variáveis de processo. Nas condições da figura, verifica-se que o comprimento requerido com o HFC 134a é cerca de 10% maior que aquele com CFC 12. Isso se deve ao fato de que o início de vaporização para o CFC 12 ocorre mais próximo à entrada do tubo capilar, por causa da queda mais acentuada da temperatura de saturação e do elevado sub-resfriamento adotado. Para valores menores de ΔT_{sub} , os pontos de início de vaporização ocorrem em posições mais próximas e, uma vez que os volumes

específicos e as viscosidades são semelhantes para os dois fluidos, a variação de comprimento é menos acentuada.

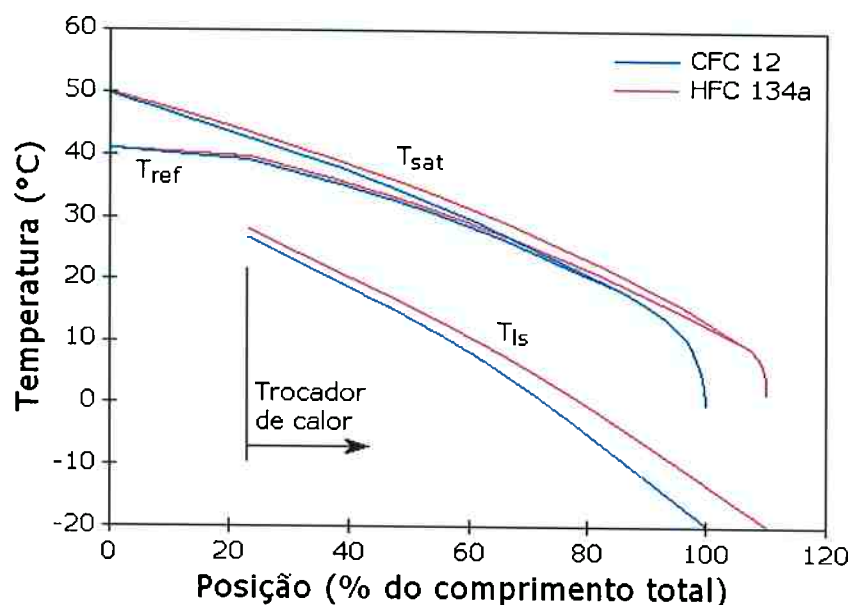


Figura 3.18. Influência do fluido refrigerante sobre os perfis calculados de temperatura para HX TC–LS.

3.5. CONCLUSÃO

O presente capítulo apresentou os principais aspectos do desenvolvimento de um modelo matemático para simulação do escoamento dos fluidos refrigerantes CFC 12 e HFC 134a em tubos capilares adiabáticos e em trocadores de calor tubo capilar–linha de sucção, e a posterior implementação desse modelo em um código computacional para dimensionamento e simulação desse componente do sistema de refrigeração.

Para validar e estabelecer as limitações do modelo matemático e do código computacional, foi implantada uma unidade experimental para a avaliação do desempenho de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, com o controle rigoroso e independente das

variáveis do problema, e com a devida caracterização das incertezas experimentais envolvidas.

Os resultados numéricos de vazão mássica obtidos com o programa de simulação matemática desenvolvido apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais obtidos na bancada de ensaios, tanto para tubos capilares adiabáticos quanto não adiabáticos.

Foi constatada a ocorrência frequente do atraso de vaporização no escoamento em tubos capilares adiabáticos, não ocasionando, contudo, instabilidade operacional. No caso de tubos capilares não adiabáticos, a ocorrência do atraso de vaporização geralmente provoca uma instabilidade de operação, mais intensa para o HFC 134a.

A análise de sensibilidade mostrou que as variáveis para as quais a vazão mássica é mais sensível são o diâmetro, a presença e comprimento do HX TC-LS, bem como a presença de mistura bifásica na entrada do trocador de calor. A temperatura de condensação, o grau de sub-resfriamento do refrigerante e a rugosidade relativa têm, em geral, influência moderada. A mudança de fluido refrigerante de CFC 12 para HFC 134a provoca usualmente pequenas alterações de desempenho.

Capítulo 4

O ESCOAMENTO DE MISTURAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES EM TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS

Dando continuidade ao trabalho do Convênio Multibrás/PME-EPUSP, uma nova pesquisa foi desenvolvida com o intuito de estudar o escoamento de fluidos refrigerantes alternativos ao HCFC 22 em tubos capilares adiabáticos, visando à substituição desse fluido refrigerante em sistemas de refrigeração e ar condicionado de pequeno porte. Esse novo trabalho teve a duração de 36 meses e foi financiado por um auxílio-pesquisa aprovado pela FAPESP

O presente capítulo é dedicado a apresentar uma síntese dos resultados desse trabalho, baseada na tese de doutoramento do autor, intitulada “*Análise do Escoamento de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao HCFC 22 em Tubos Capilares Adiabáticos*” (Fiorelli, 2000).

4.1. OBJETIVO DA PESQUISA

Até a época da realização do trabalho, as pesquisas desenvolvidas com o intuito de substituir o HCFC 22 em sistemas de refrigeração e ar condicionado de pequeno porte não encontraram uma substância pura da família dos fluorcarbonos que pudesse ser utilizada sem a necessidade de grandes modificações no projeto dos sistemas. A solução técnica que se mostrou mais adequada para essa família de equipamentos foi a utilização de misturas zeotrópicas ou quase azeotrópicas de fluidos refrigerantes.

Assim, o objetivo do trabalho foi a análise do escoamento em tubos capilares adiabáticos do R-407C e do R-410A. O primeiro refrigerante é uma mistura zeotrópica composta de 23% de HFC 32, 25% de HFC 125 e 52% de HFC 134a em base mássica, enquanto que o segundo é uma mistura quase azeotrópica de HFC 32 e HFC 125 (50%/50%). Em paralelo a essa análise, estudou-se o efeito de dois diferentes modelos de escoamento bifásico (homogêneo e de fases separadas) na modelagem matemática de tubos capilares.

A fim de se atingir o objetivo proposto, foram realizados levantamentos experimentais e desenvolvidos dois modelos matemáticos para dimensionamento e simulação de tubos capilares com escoamento de misturas, que foram implementados em rotinas computacionais validadas com os dados experimentais obtidos.

Em apêndice a este trabalho, podem ser encontradas algumas considerações sobre o comportamento e o uso de misturas de refrigerantes em sistemas de refrigeração.

4.2. ADEQUAÇÃO DA UNIDADE LABORATORIAL

A bancada para ensaio de tubos capilares existente na EPUSP (Silvares *et al.*, 1996) teve que ser adequada para o presente trabalho, uma vez que a sua concepção e o dimensionamento da maioria dos equipamentos foi feito para as faixas usuais de operação de sistemas de refrigeração utilizados em refrigeradores e *freezers*. Ao se trabalhar com HCFC 22 e seus alternativos nas faixas de operação de sistemas de ar condicionado, as vazões envolvidas são de 10 a 20 vezes maiores que as de um refrigerador, e as pressões de trabalho também são maiores, particularmente no caso do R-410A. Além disso, no caso de sistemas de ar condicionado, são utilizados apenas tubos capilares adiabáticos.

As Figuras 4.1. e 4.2 apresentam uma vista geral e o fluxograma da unidade laboratorial após o processo de adequação, e os próximos itens discutem as modificações realizadas e a montagem das seções de testes.

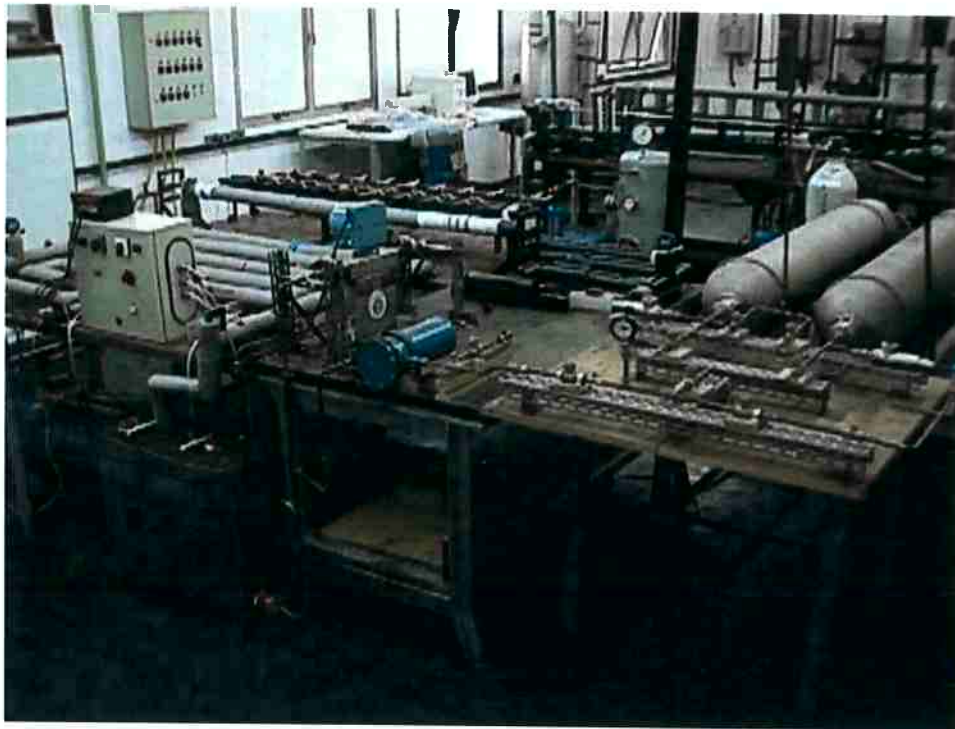


Figura 4.1. Vista geral da unidade laboratorial.

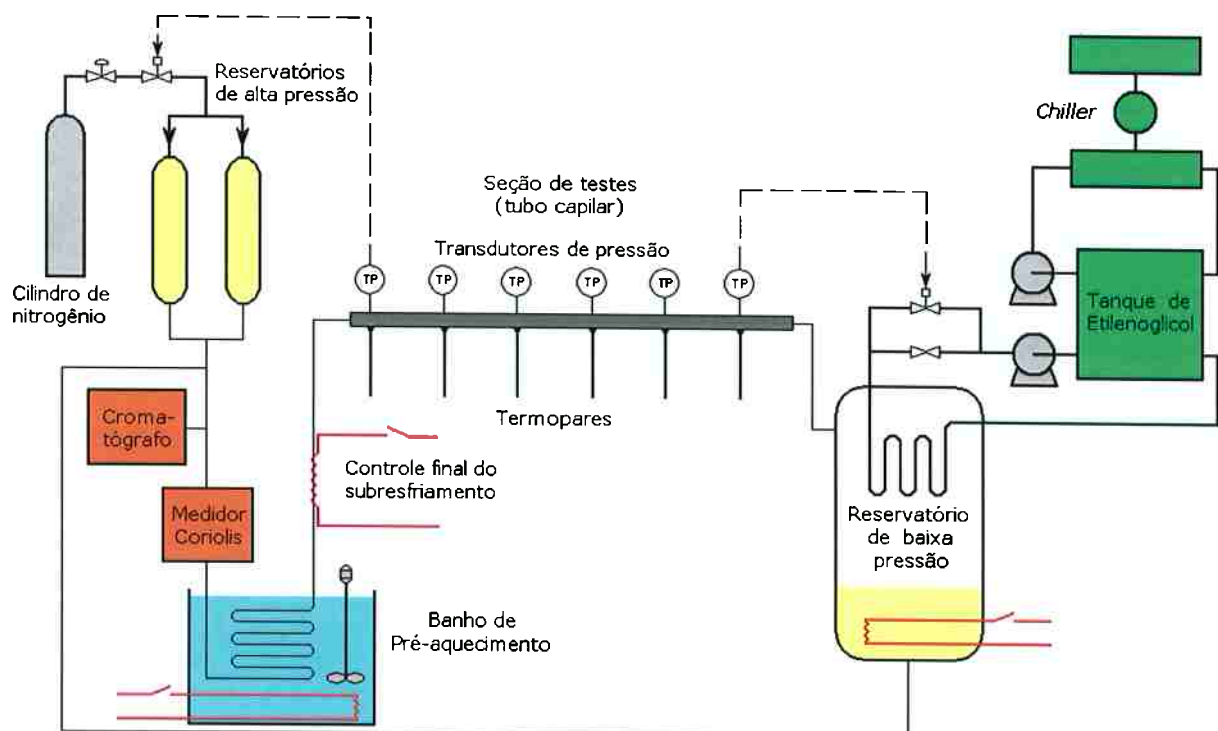


Figura 4.2. Fluxograma da unidade laboratorial.

4.2.1. RESERVATÓRIO DE ALTA PRESSÃO

A montagem original da unidade laboratorial já previa a possibilidade do presente estudo, e, por essa razão, o reservatório de baixa pressão (Figura 4.3) foi dimensionado com uma capacidade suficiente para possibilitar um tempo de ensaio adequado (2 a 3 horas) também para esse trabalho. Por ser um equipamento disponível no mercado para diversas capacidades, o mesmo não ocorreu para o pressurizador, também mostrado na Figura 4.3.

Para o estudo de tubos capilares com HCFC 22 em sistemas de refrigeração e ar condicionado de pequeno porte, a capacidade necessária era de cerca de 3 vezes o volume da montagem original (50 litros). Assim, foi necessária a compra de dois novos pressurizadores com volume nominal de 100 litros, mostrados na Figura 4.4, também disponíveis como componente de linha no mercado. Esses pressurizadores estão montados em paralelo, sendo pressurizados por meio de uma bexiga de neoprene alimentada por cilindro de nitrogênio.



Figura 4.3. Reservatório de baixa pressão (á direita)
e pressurizador de 50 litros da montagem original.



Figura 4.4. Novos reservatórios de alta pressão (capacidade individual 100 litros).

4.2.2. SISTEMAS DE CONTROLE

Em função das novas vazões e pressões de trabalho envolvidas e da realização de testes com mistura bifásica líquido–vapor na entrada do tubo capilar, foi preciso redimensionar as resistências de aquecimento utilizadas para controle do grau de sub-resfriamento. Além disso, foi modificada a forma de se fazer esse controle para minimizar problemas de instabilidade em condições de baixo sub-resfriamento. Assim, o controle passou a ser feito em duas etapas, mostradas na Figura 4.5:

- um preaquecimento em uma serpentina imersa em um banho de água quente, mantido aquecido por uma resistência elétrica de 5,0 kW e atuada por um controlador de temperatura.
- o ajuste fino do sub-resfriamento por meio de 60 metros de resistência de fita com baixa dissipação de potência ($\dot{Q}' = 5 \text{ W/m}$), enrolada ao redor de um banco de tubos.



Figura 4.5. Sistema de controle do grau de sub-resfriamento.

Outra modificação implementada foi a introdução de um sistema de controle da pressão no reservatório de baixa pressão. Na unidade original, esse controle era secundário, uma vez que os ensaios foram todos realizados para condições de escoamento crítico, e apenas se garantia que a pressão fosse menor que um determinado valor, o que era obtido pelo resfriamento constante do refrigerante no interior do condensador.

O controle acurado dessa pressão tornou-se necessário para os novos ensaios, pois poderiam ocorrer condições de escoamento não bloqueado. Esse controle foi feito por meio do controle da vazão de etilenoglicol. Assim, foi colocada uma válvula solenoide na linha de etilenoglicol, atuada por um controlador que utiliza a leitura de um transdutor de pressão posicionado logo a jusante do tubo capilar como sinal de controle.

4.2.3. INSTRUMENTAÇÃO

As principais mudanças relacionadas à instrumentação foram:

- a substituição do medidor de vazão do tipo Coriolis existente por outro, com faixa de operação de 0–200 kg/h e incerteza global da ordem de $\pm 0,2$ kg/h;

- a compra de 10 novos transdutores de pressão do tipo *strain-gage*, com faixas de operação de -1 a 40 bar (pressão relativa) e incerteza global de $\pm 4,0$ kPa, e de duas fontes de corrente estabilizadas para levantamento simultâneo dos perfis de pressão e temperatura no tubo capilar;
- a modernização e ampliação do sistema de aquisição de dados, com substituição do microcomputador, placas de aquisição e programa de aquisição;
- a aquisição de um cromatógrafo de fase gasosa (incerteza de $\pm 1,0\%$ em concentração) para monitoração/controle da composição das misturas não azeotrópicas a serem utilizadas⁷;
- a aquisição de um wattímetro (incerteza de medição de $\pm 1,0\%$ da leitura) para medição da potência elétrica fornecida à resistência de fita e consequente determinação (por balanço de energia) do título na entrada do tubo capilar.

4.2.4. OUTRAS MODIFICAÇÕES

Por fim, foram feitas as seguintes modificações nas linhas de refrigerante:

- a troca de válvulas e conexões rosqueadas por válvulas e conexões soldadas de classe de pressões maior, a fim de reduzir ao mínimo possível a possibilidade de vazamentos;
- a troca das válvulas de segurança existentes na linha de alta pressão.

⁷ Esse controle é necessário em função da concepção da unidade (*blow-down*) e do fracionamento da mistura que acaba ocorrendo no reservatório de baixa pressão

4.2.5. A SEÇÃO DE TESTES

A seção de testes foi montada com tubos capilares de três diâmetros nominais: 1,067 mm, 1,372 mm e 1,626 mm. Os tubos foram mantidos retilíneos por meio de dois suportes para tracionamento da seção de testes.

Para levantamento do perfil de pressões ao longo do tubo capilar, foram construídas peças especiais para permitir a conexão do tubo capilar aos transdutores de pressão. Essas peças foram confeccionadas com um “T” 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 para garantir a vedação. Na derivação do “T”, foi soldado um tubo de 1/4” com uma porca na extremidade para conectar o transdutor de pressão. A Figura 4.6 ilustra essa montagem.



Figura 4.6. Exemplo da montagem das tomadas de pressão da seção de testes.

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. Por isso, o processo de furação do tubo capilar foi feito manualmente e em duas etapas:

- uma furação utilizando-se uma broca de 0,6 mm de diâmetro;
- uma limpeza da aresta com uma lima de uso odontológico atuando como rasquete.

A seção de testes foi 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. O valor estimado do coeficiente global de transferência de calor UA' é 0,30 W/m.°C.

4.3. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS

Foram realizados levantamentos experimentais preliminares 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 sub-resfriamento ou o título na entrada do tubo capilar;
- verificação da ocorrência de blocagem na saída do tubo capilar.

A Tabela 4.1 apresenta os valores dos diâmetros e rugosidades obtidos para os tubos utilizados nesse trabalho.

Tabela 4.1. Diâmetros e rugosidades dos tubos capilares.

Tubo capilar	Diâmetro nominal (mm)	Diâmetro medido (mm)	Rugosidade relativa (-)
TC-01	1,067	1,101 ± 0,004	2,354.10 ⁻⁴
TC-02	1,372	1,394 ± 0,003	3,604.10 ⁻⁴
TC-03	1,626	1,641 ± 0,003	2,193.10 ⁻⁴

A seguir, foram realizadas duas série de ensaios experimentais para o R-410A e para o R-407C. Esse 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.

Para o R-410A, foram realizados 28 ensaios, nos quais se obteve um total de 84 pontos experimentais, apresentados nas Tabelas 4.2 e 4.3, 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, perfazendo um total de 113 pontos experimentais apresentados nas Tabelas 4.4 a 4.7, para as seguintes combinações de condições geométricas e operacionais:

1. 12 ensaios (36 pontos) para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com entrada sub-resfriada;
 2. 12 ensaios (36 pontos) para $d_{tc} = 1,101$ mm e $L_{tc} = 1,5$ m com entrada saturada;
 3. 08 ensaios (23 pontos) para $L_{tc} = 1,5$ m e $T_{cd} = 37^{\circ}\text{C}$, sendo:
 - 3.1. 04 ensaios para $d_{tc} = 1,394$ mm;
 - 3.2. 04 ensaios para $d_{tc} = 1,641$ mm;
 4. 06 ensaios (12 pontos) para $d_{tc} = 1,394$ mm e $T_{cd} = 37^{\circ}\text{C}$, sendo:
 - 4.1. 03 ensaios para $L_{tc} = 1,25$ m;
 - 4.2. 03 ensaios para $L_{tc} = 1,00$ m.
-
-

Tabela 4.2. Resultados experimentais para o R-410A
(ensaios com entrada sub-resfriada).

Condição Teórica		Ensaio	P_{atm} kPa	T_{amb} °C	F_{R-32} [-]	F_{R-125} [-]	$P_{e,rel}$ kPa	$P_{s,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	\dot{m}_{exp} kg/h
T_{cd}	ΔT_{sub}									
34	5,5	2006a	93,17	23,0	0,4908	0,5092	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	0,4925	0,5075	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	0,4910	0,5090	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	0,4882	0,5118	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	0,4918	0,5082	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	0,4908	0,5092	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	0,4908	0,5092	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	0,4876	0,5124	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	0,4948	0,5052	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	0,4902	0,5098	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	0,4930	0,5070	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	0,4851	0,5149	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	0,4894	0,5106	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	0,4879	0,5121	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	0,4879	0,5121	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	0,4870	0,5130	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 4.3. Resultados experimentais para o R-410A
(ensaios com entrada saturada).

Condição Teórica		Ensaio	P_{atm} kPa	T_{amb} °C	F_{R-32} [-]	F_{R-125} [-]	$P_{e,rel}$ kPa	$P_{s,rel}$ kPa	x_e real	\dot{m}_{exp} kg/h
T_{cd}	x_e									
34	0,000	2508	93,53	24,5	0,4826	0,5174	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	0,4805	0,5195	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	0,4782	0,5218	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	0,4750	0,5250	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	0,4803	0,5197	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	0,4814	0,5186	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	0,4830	0,5170	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	0,4820	0,5180	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	0,4826	0,5174	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	0,4848	0,5152	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	0,4827	0,5173	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	0,4828	0,5172	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

Tabela 4.4. Resultados experimentais para o R-407C
(ensaios com entrada sub-resfriada).

Cond. Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	F_{R-32} [-]	F_{R-125} [-]	F_{R-134a} [-]	$p_{e,rel}$ kPa	$p_{s,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	\dot{m}_{exp} kg/h
T_{cd}	ΔT_{sub}										
34	5,5	1809	93,86	23,1	0,2147	0,2369	0,5484	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	0,2174	0,2388	0,5438	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	0,2162	0,2383	0,5455	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	0,2170	0,2394	0,5436	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	0,2136	0,2364	0,5500	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	0,2129	0,2369	0,5502	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	0,2170	0,2394	0,5436	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	0,2136	0,2364	0,5500	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	0,2129	0,2369	0,5502	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	0,2174	0,2388	0,5438	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	0,2162	0,2383	0,5455	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	0,2121	0,2365	0,5514	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 4.5. Resultados experimentais para o R-407C
(ensaios com entrada saturada).

Cond. Teórica		Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	F_{R-32} [-]	F_{R-125} [-]	F_{R-134a} [-]	$p_{e,rel}$ kPa	$p_{s,rel}$ kPa	x_e real	\dot{m}_{exp} kg/h
T_{cd}	x_e										
34	0,000	0610a	93,33	25,0	0,2160	0,2408	0,5432	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	0,2160	0,2408	0,5432	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	0,2243	0,2478	0,5279	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	0,2130	0,2402	0,5468	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	0,2130	0,2402	0,5468	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	0,2130	0,2402	0,5468	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	0,2137	0,2396	0,5467	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	0,2137	0,2396	0,5467	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	0,2137	0,2396	0,5467	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	0,2186	0,2430	0,5384	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	0,2186	0,2430	0,5384	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	0,2186	0,2430	0,5384	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

Obs.: os valores destacados na tabela correspondem a ensaios em que a regulagem resultou em condições de entrada sub-resfriada com ΔT_{sub} próximo de 0°C

Tabela 4.6. Resultados experimentais para o R-407C
(ensaios para $L_{tc} = 1,50$ m e $T_{cd} = 37^\circ\text{C}$).

d_{tc}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} °C	F_{R-32} [-]	F_{R-125} [-]	F_{R-134a} [-]	$p_{e,rel}$ kPa	$p_{s,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, °C	\dot{m}_{exp} kg/h
1,101	5,5	1809a	93,86	23,2	0,2170	0,2394	0,5436	1499,26	463,11	5,1	19,638
	3,5			1507,51				462,17	3,3	18,792	
	1,5			1507,16				463,24	1,5	17,828	
	5,5	2109a	93,66	25,9	0,2136	0,2364	0,5500	1515,39	464,03	5,9	19,630
	3,5			1508,63				463,70	4,0	19,019	
	1,5			1509,66				465,51	2,0	17,882	
	5,5	2209a	93,86	24,5	0,2129	0,2369	0,5502	1506,27	462,52	5,7	20,211
	3,5			1506,31				465,43	3,6	19,103	
	1,5			1507,82				459,60	1,5	17,862	
1,394	5,5	1810	93,79	28,6	0,2144	0,2430	0,5426	1507,97	464,75	6,0	37,546
	3,5			1508,75				464,40	4,5	36,087	
	1,5			1508,11				464,27	2,4	33,755	
	5,5	1810a	93,86	28,5	0,2144	0,2430	0,5426	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	0,2143	0,2450	0,5407	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	0,2166	0,2449	0,5385	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	0,2205	0,2465	0,5330	1510,90	463,90	5,8
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	0,2173	0,2444	0,5383	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	0,2080	0,2417	0,5503	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	0,2071	0,2391	0,5538	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 4.7. Resultados experimentais para o R-407C
(ensaios para $d_{ic} = 1,394$ mm e $T_{cd} = 37^{\circ}\text{C}$).

L_{ic}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	p_{atm} kPa	T_{amb} $^{\circ}\text{C}$	F_{R-32} [-]	F_{R-125} [-]	F_{R-134a} [-]	$p_{e,rel}$ kPa	$p_{s,rel}$ kPa	ΔT_{sub} real, $^{\circ}\text{C}$	\dot{m}_{exp} kg/h
1,50	5,5	1810	93,79	28,6	0,2144	0,2430	0,5426	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	0,2144	0,2430	0,5426	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	0,2143	0,2450	0,5407	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	0,2166	0,2449	0,5385	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	0,2073	0,2441	0,5486	1509,93	464,08	5,9
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	0,2107	0,2445	0,5448	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	0,2097	0,2440	0,5463	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	0,2188	0,2507	0,5305	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	0,2174	0,2515	0,5311	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	0,2133	0,2419	0,5450	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

4.4. MODELAGEM MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO DE MISTURAS EM TUBOS CAPILARES

Um dos objetivos desse trabalho foi analisar o efeito do modelo de escoamento bifásico adotado. Nesse trabalho, foram comparados o modelo homogêneo, utilizado no trabalho anterior de Silves *et al.* (1996), e o modelo de fases separadas. As hipóteses adotadas no desenvolvimento dos dois simuladores são:

- escoamento horizontal unidimensional em regime permanente;
- sem contaminação de óleo;
- coeficiente UA' externo constante;
- sem atraso de vaporização;
- para as misturas, assumem-se como temperaturas de condensação e evaporação as temperaturas de bolha nas respectivas pressões de condensação e evaporação.

4.4.1. MODELO DO TUBO CAPILAR COM ESCOAMENTO HOMOGÊNEO

Este modelo assume escoamento bifásico em equilíbrio homogêneo, o que, segundo Whalley (1996), é razoável para $G > 2000 \text{ kg/s.m}^2$. As equações fundamentais são os balanços de massa, quantidade de movimento e energia, Equações (4.15) a (4.17):

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \text{constante} \quad (4.15)$$

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{fvG^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{dv}{dz} \quad (4.16)$$

$$\dot{m} \frac{dh}{dz} = -h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_p) - \dot{m} v G^2 \frac{dv}{dz} \quad (4.17)$$

A condição de escoamento crítico é verificada pela comparação entre o fluxo mássico do escoamento e o fluxo mássico crítico, dado pela Equação (4.18):

$$G_c^2 = - \frac{1}{\left[\frac{d(M_F)}{dp} \right]_s} \quad (4.18)$$

onde M_F é dado pela Equação (4.19). O produto $G^2.M_F$ representa o fluxo de quantidade de movimento do escoamento.

$$M_F = \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \quad (4.19)$$

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

$$\alpha = \frac{xv_v}{xv_v + (1-x)v_l} \quad (4.20)$$

Substituindo a Equação (4.20) em (4.19), resulta que

$$M_F = xv_v + (1-x)v_l = v_{bif} \quad (4.21)$$

As propriedades termodinâmicas são calculadas pelas equações e sub-rotinas do REFPROP versão 5.0 (Huber *et al.*, 1996). Os fatores de atrito são avaliados por meio da correlação de Serghides (1984, *apud* Kakaç *et al.*, 1987), Equações (3.11) a (3.15). O coeficiente de película interno h_c é dado pela equação de Dittus–Boelter para a região de líquido, e no trecho bifásico utiliza-se a Equação (3.19).

As perdas de carga na contração de entrada e expansão de saída do tubo capilar para condições bifásicas são calculadas pelas Equações (4.22) e (4.23) respectivamente (cf. Collier & Thome, 1996), com a relação de áreas $\sigma = A_{cd}/A_{tc}$ ou A_{tc}/A_{ev} , conforme o caso, e o coeficiente de contração $C_c = f(\sigma)$. Já para a condição de entrada sub-resfriada, a perda de carga na entrada é dada pela Equação (4.24) (cf. Idelcik, 1960).

$$p_{cd} - p_e = \frac{G^2 v_l}{2} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma^2} \right) \right] \left(1 + x \frac{v_{lv}}{v_l} \right) \quad (4.22)$$

$$p_s - p_{ev} = G^2 v_l \sigma (1 - \sigma) \left(1 + x \frac{v_{lv}}{v_l} \right) \quad (4.23)$$

$$p_{cd} - p_e = 1,5 \frac{G^2 v}{2} \quad (4.24)$$

A temperatura de parede do tubo capilar é calculada por:

$$T_p = \frac{h_c \pi d_{tc} T_{tc} + UA' T_{amb}}{h_c \pi d_{tc} + UA'} \quad (4.25)$$

A partir das equações de balanço, obtêm-se os perfis de p e h ao longo do tubo capilar, e, desses dois perfis e da composição global da mistura, é calculado o perfil de T . A seguir, com p e T , determina-se a composição das fases líquida e vapor ao longo do tubo capilar e as propriedades do líquido e vapor saturados. Finalmente, pode-se calcular o título da mistura bifásica ao longo do tubo capilar. As Equações (4.26) to (4.31) descrevem esse procedimento.

$$T_{tc,i} = f(p_i, h_i, y_1, \dots, y_n) \quad (4.26)$$

$$y_{1,l,i}, \dots, y_{n,l,i} = f(p_i, T_i, y_1, \dots, y_n) \quad (4.27)$$

$$y_{1,v,i}, \dots, y_{n,v,i} = f(p_i, T_i, y_1, \dots, y_n) \quad (4.28)$$

$$h_{l,i} = f(p_i, x = 0, y_{1,l}, \dots, y_{n,l}) \quad (4.29)$$

$$h_{v,i} = f(p_i, x = 1, y_{1,v}, \dots, y_{n,v}) \quad (4.30)$$

$$x_i = \frac{h_i - h_{l,i}}{h_{v,i} - h_{l,i}} \quad (4.31)$$

4.4.2. MODELO DO TUBO CAPILAR COM ESCOAMENTO DE FASES SEPARADAS

O modelo de escoamento de fases separadas considera que as fases estejam artificialmente segregadas em duas correntes, uma de líquido e outra de vapor, com velocidades médias das correntes não necessariamente iguais⁸. De forma análoga ao modelo homogêneo, as equações fundamentais são o balanço de massa, Equação (4.15), e os balanços de quantidade de movimento e energia, dados pelas Equações (4.32) e (4.33) para a região bifásica:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_{l0} v_l G^2 \phi_{l0}^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \quad (4.32)$$

$$\dot{m} \frac{dh}{dz} = -h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_p) - \dot{m} \frac{G^2}{2} \frac{d}{dz} \left[\frac{x^3 v_v^2}{\alpha^2} + \frac{(1-x)^3 v_l^2}{(1-\alpha)^2} \right] \quad (4.33)$$

O multiplicador bifásico ϕ_{l0}^2 é calculado pela correlação de Li *et al.* (1991), Equação (4.34). Nessa equação, o número de Reynolds bifásico Re_{bif} é calculado utilizando uma

⁸ No caso em que essas velocidades são iguais, as equações do modelo de fases separadas se reduzem às do modelo homogêneo.

viscosidade bifásica dada pela Equação (4.35), e o fator de atrito monofásico f_{lo} avaliado pela correlação de Serghides (1984, *apud* Kakaç *et al.*, 1987).

$$\phi_{lo}^2 = \frac{\left[\ln \left[\left(\frac{7}{Re_{lo}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d_{tc}} \right] \right]}{\left[\ln \left[\left(\frac{7}{Re_{bif}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d_{tc}} \right] \right]} \left[1 + x \left(\frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (4.34)$$

$$\mu_{bif} = \frac{\mu_l \mu_v}{\mu_v + x^{1,4} (\mu_l - \mu_v)} \quad (4.35)$$

A verificação da condição crítica é análoga à do modelo homogêneo, Equações (4.18) e (4.19), com a fração de vazio sendo calculada por:

$$\alpha = \frac{x v_v}{1 + S(1-x)v_l} \quad (4.36)$$

onde S é a taxa de escorregamento, avaliada pela correlação de Premoli *et al.* (1971), Equação (4.37). Embora a correlação de Premoli ter sido originalmente desenvolvida para escoamento vertical, Friedel (1982) mostrou que ela também pode ser utilizada para escoamento horizontal.

$$S = 1 + 1,578 Re_{lo}^{-0,19} \left(\frac{v_v}{v_l} \right)^{0,22} \sqrt{\frac{A_1}{1 + A_1 F_1} - A_1 F_1} \quad (4.37)$$

onde

$$A_1 = \frac{\beta}{1 - \beta} \quad (4.38)$$

$$\beta = \frac{xv_v}{xv_v + (1-x)v_l} \quad (4.39)$$

$$F_1 = 0,0273 We_{lo} Re_{lo}^{-0,51} \left(\frac{v_v}{v_l} \right)^{-0,08} \quad (4.40)$$

No cálculo do número de Weber We_{lo} presente na Equação (4.40), utilizam-se as relações propostas por Heide (1997) para avaliação da tensão superficial σ das substâncias puras e mistura.

A temperatura de parede T_p é calculada da mesma maneira que para o modelo homogêneo, Equação (4.26). As perdas de carga na entrada e na saída para escoamento bifásico são semelhantes às do modelo homogêneo, exceto pelo termo de volume específico no final das Equações (4.22) e (4.23). Assim, essas equações ficam:

$$p_{cd} - p_e = \frac{G^2}{2} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma_{cd}^2} \right) \right] \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right] \quad (4.41)$$

$$p_s - p_{ev} = G^2 v_l \sigma (1-\sigma) \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right] \quad (4.42)$$

Por fim, para o cálculo dos perfis de pressão, temperatura, composições e propriedades, as Equações (4.26) to (4.31) são utilizadas de forma semelhante ao modelo homogêneo.

4.5. VALIDAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS

Os dados experimentais obtidos no presente trabalho foram utilizados para a validação experimental dos programas de simulação desenvolvidos. Os próximos itens mostram que tanto o modelo homogêneo quanto o modelo de fases separadas representam, de forma adequada, os resultados experimentais. 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.

4.5.1. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA O R-410A

As Tabelas 4.8 e 4.9 e as Figuras 4.7 a 4.10 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 sub-resfriada. As Figuras 4.11 a 4.14, por sua vez, apresentam a comparação dos perfis de pressão e temperatura medidos e calculados pelos programas de simulação.

Verifica-se, a partir da Tabela 4.8 e das Figuras 4.7 e 4.8, que, para condições de entrada sub-resfriada, 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, Tabela 4.9 e Figuras 4.9 e 4.10, 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 sub-resfriamento na entrada diminui e 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 sub-resfriada, como o trecho de escoamento bifásico é menor, e 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 sub-resfriados, é possível que a introdução de um modelo para o atraso de vaporização traga esse desvio para muito próximo de zero. 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 sub-resfriamento de $5,5^{\circ}\text{C}$ 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 esse tipo de ensaio.

Deve-se ressaltar que, nessa análise, entende-se por “modelos” não só o tipo de escoamento adotado, mas a sua associação 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 Figuras 4.11 a 4.14, verifica-se que, em termos dos perfis de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar, tem-se o mesmo comportamento: para os ensaios com sub-resfriamento, os desvios entre os perfis experimentais e calculados são menores que para os ensaios com condição bifásica na entrada. Como já observado, quando ocorre o atraso de vaporização, os perfis calculados, por não levarem esse efeito em conta, apresentam diferenças em relação aos perfis experimentais nessa região.

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

Tabela 4.8. Validação dos modelos para o R-410A (ensaios com entrada sub-resfriada).

Condição Teórica		Ensaio	\dot{m}_{exp} kg/h	Fases Separadas		Homogêneo	
T_{cd}	ΔT_{sub}			\dot{m}_{calc}	Desvio	\dot{m}_{calc}	Desvio
34	5,5	2006a	23,680	22,706	-4,11%	22,790	-3,76%
	3,5		22,867	21,722	-5,01%	21,891	-4,27%
	1,5		21,346	20,023	-6,20%	20,353	-4,65%
	5,5	2106	23,627	22,453	-4,97%	22,560	-4,52%
	3,5		22,401	21,208	-5,32%	21,424	-4,36%
	1,5		21,420	19,947	-6,88%	20,287	-5,29%
	5,5	2606	23,630	22,992	-2,70%	23,055	-2,43%
	3,5		22,370	21,534	-3,74%	21,720	-2,91%
	1,5		21,406	20,508	-4,20%	20,790	-2,88%
	5,5	1008	23,194	22,763	-1,86%	22,843	-1,51%
	3,5		22,249	21,669	-2,61%	21,870	-1,70%
	1,5		20,741	20,375	-1,76%	20,670	-0,34%
37	5,5	1606	25,029	24,172	-3,42%	24,176	-3,41%
	3,5		23,901	22,975	-3,87%	23,048	-3,57%
	1,5		22,930	21,676	-5,47%	21,863	-4,65%
	5,5	2006	24,983	24,094	-3,56%	24,078	-3,62%
	3,5		23,922	22,843	-4,51%	22,927	-4,16%
	1,5		22,868	21,586	-5,61%	21,782	-4,75%
	5,5	2606a	24,908	24,104	-3,23%	24,085	-3,31%
	3,5		24,035	23,095	-3,91%	23,157	-3,65%
	1,5		22,986	21,784	-5,23%	21,962	-4,45%
	5,5	1008a	24,972	24,250	-2,89%	24,223	-3,00%
	3,5		23,942	22,938	-4,19%	23,015	-3,87%
	1,5		23,148	22,002	-4,95%	22,161	-4,26%
40	5,5	1906	25,871	25,165	-2,73%	25,076	-3,07%
	3,5		25,049	24,023	-4,10%	24,024	-4,09%
	1,5		23,856	22,648	-5,07%	22,767	-4,57%
	5,5	1906a	26,333	25,379	-3,62%	25,273	-4,02%
	3,5		25,103	24,104	-3,98%	24,099	-4,00%
	1,5		24,170	22,795	-5,69%	22,900	-5,26%
	5,5	2306	25,947	25,230	-2,76%	25,138	-3,12%
	3,5		24,968	24,077	-3,57%	24,075	-3,58%
	1,5		24,070	22,766	-5,42%	22,877	-4,96%
	5,5	1108	26,072	25,359	-2,74%	25,257	-3,13%
	3,5		24,967	23,962	-4,02%	23,969	-4,00%
	1,5		24,051	22,726	-5,51%	22,839	-5,04%
43	5,5	1207	26,769	26,271	-1,86%	26,109	-2,46%
	3,5		25,896	24,991	-3,49%	24,927	-3,74%
	1,5		24,632	23,411	-4,96%	23,480	-4,67%
	5,5	1307	26,850	26,249	-2,24%	26,090	-2,83%
	3,5		25,661	24,807	-3,33%	24,760	-3,51%
	1,5		24,604	23,479	-4,57%	23,543	-4,31%
	5,5	1307a	27,223	26,337	-3,25%	26,171	-3,86%
	3,5		26,018	25,018	-3,84%	24,953	-4,09%
	1,5		24,903	23,740	-4,67%	23,781	-4,51%
	5,5	1108a	27,416	26,580	-3,05%	26,329	-3,97%
	3,5		25,908	24,903	-3,88%	24,850	-4,08%
	1,5		24,766	23,531	-4,99%	23,591	-4,75%
Desvio Médio				-4,00%		-3,95%	
Desvio Quadrático Médio				3,57%		3,47%	

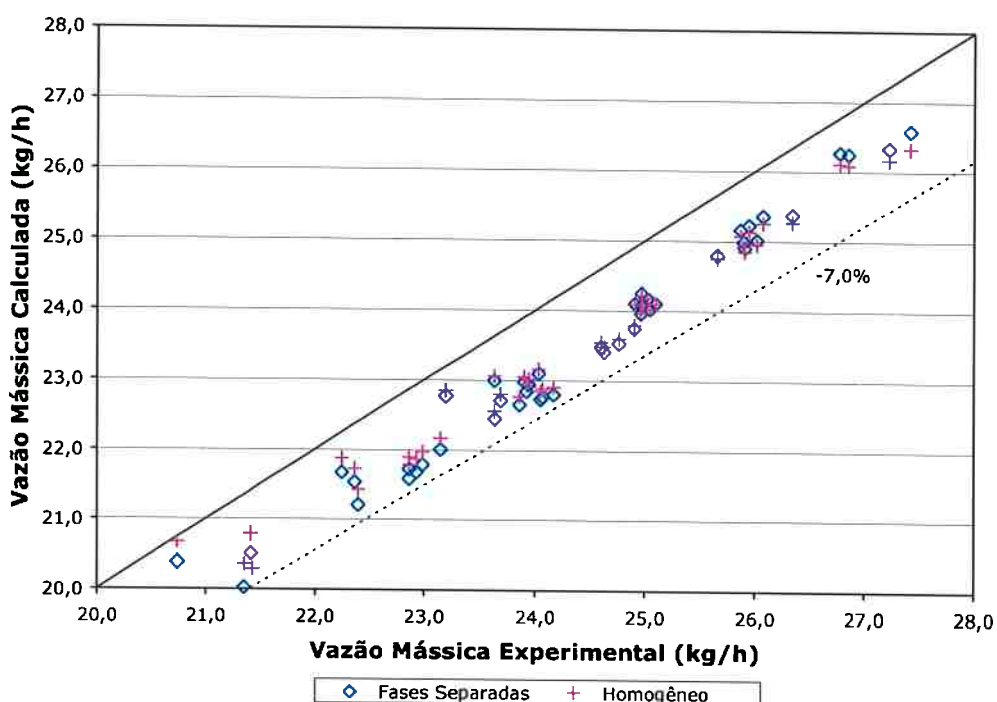


Figura 4.7. Validação dos modelos para o R-410A (ensaios com entrada sub-resfriada).

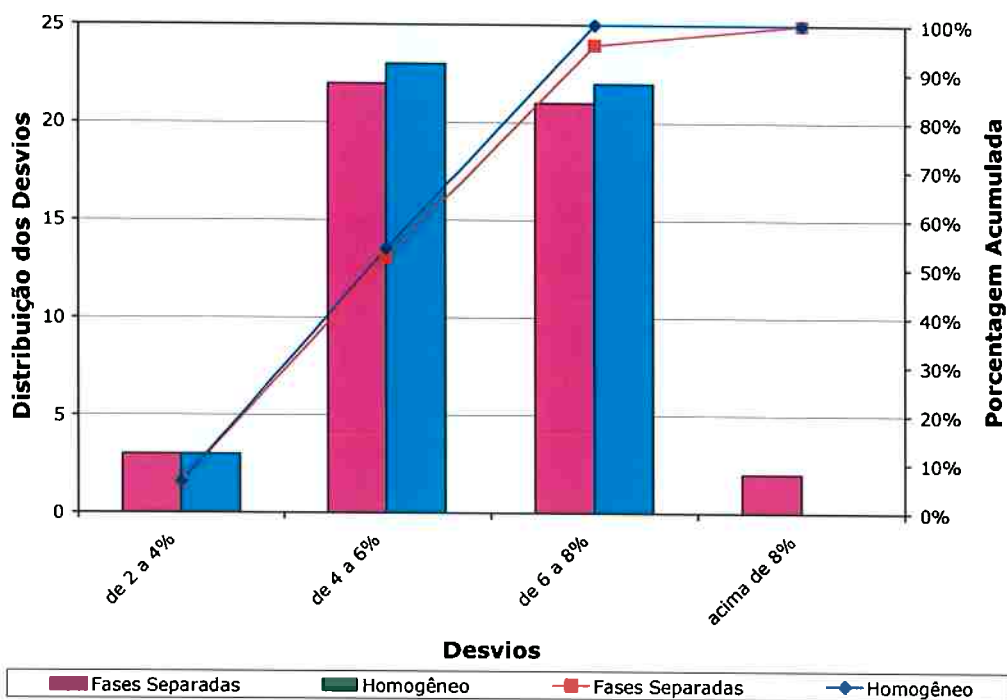


Figura 4.8. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-410A (ensaios com entrada sub-resfriada).

Tabela 4.9. Validação dos modelos para o R-410A (ensaios com entrada saturada).

Condição Teórica		Ensaio	\dot{m}_{exp} (kg/h)	Fases Separadas		Homogêneo	
T_{cd}	x_e			\dot{m}_{calc}	Desvio	\dot{m}_{calc}	Desvio
34	0,000	2508	20,019	19,006	-5,06%	19,435	-2,92%
	0,020		19,515	18,080	-7,36%	18,586	-4,76%
	0,040		19,114	17,345	-9,25%	17,897	-6,37%
	0,000	2508a	20,214	19,071	-5,65%	19,492	-3,57%
	0,020		19,525	18,103	-7,29%	18,606	-4,71%
	0,040		19,167	17,299	-9,75%	17,852	-6,86%
	0,000	2508b	20,616	19,130	-7,21%	19,545	-5,19%
	0,020		19,893	18,486	-7,07%	18,957	-4,70%
	0,040		19,164	17,348	-9,48%	17,898	-6,61%
37	0,000	3008	21,368	20,188	-5,52%	20,508	-4,02%
	0,020		20,780	19,120	-7,99%	19,515	-6,09%
	0,040		20,486	18,466	-9,86%	18,894	-7,77%
	0,000	3008a	21,406	20,285	-5,24%	20,583	-3,84%
	0,020		20,771	19,171	-7,70%	19,570	-5,78%
	0,040		20,254	18,162	-10,33%	18,606	-8,14%
	0,000	3108	21,428	20,296	-5,28%	20,610	-3,82%
	0,020		20,784	19,301	-7,13%	19,690	-5,26%
	0,040		20,194	18,216	-9,79%	18,660	-7,60%
40	0,000	3108a	22,812	21,510	-5,71%	21,727	-4,76%
	0,020		22,283	20,682	-7,18%	20,956	-5,95%
	0,040		21,785	19,627	-9,90%	19,957	-8,39%
	0,000	3108b	22,894	21,503	-6,08%	21,718	-5,14%
	0,020		22,414	20,580	-8,18%	20,863	-6,92%
	0,040		21,731	19,503	-10,25%	19,841	-8,70%
	0,000	0109	22,696	21,564	-4,99%	21,776	-4,05%
	0,020		22,474	20,975	-6,67%	21,233	-5,52%
	0,040		21,786	19,784	-9,19%	20,112	-7,68%
43	0,000	0109a	23,936	22,585	-5,64%	22,721	-5,08%
	0,020		23,210	21,658	-6,69%	21,859	-5,82%
	0,040		22,849	20,785	-9,03%	21,032	-7,95%
	0,000	0209	23,690	22,605	-4,58%	22,740	-4,01%
	0,020		23,212	21,743	-6,33%	21,939	-5,48%
	0,040		22,531	20,690	-8,17%	20,940	-7,06%
	0,000	0209a	23,936	22,714	-5,10%	22,840	-4,58%
	0,020		23,231	21,632	-6,88%	21,834	-6,01%
	0,040		22,499	20,542	-8,70%	20,798	-7,56%
Desvio Médio				-7,40%		-5,80%	
Desvio Quadrático Médio				7,60%		5,99%	

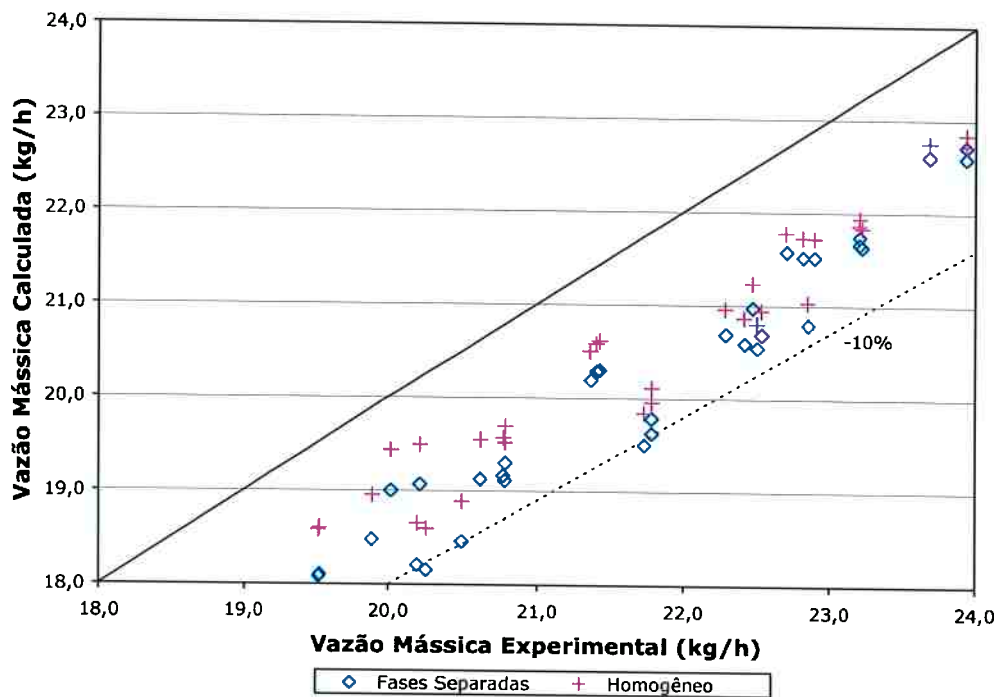


Figura 4.9. Validação dos modelos para o R-410A (ensaios com entrada saturada).

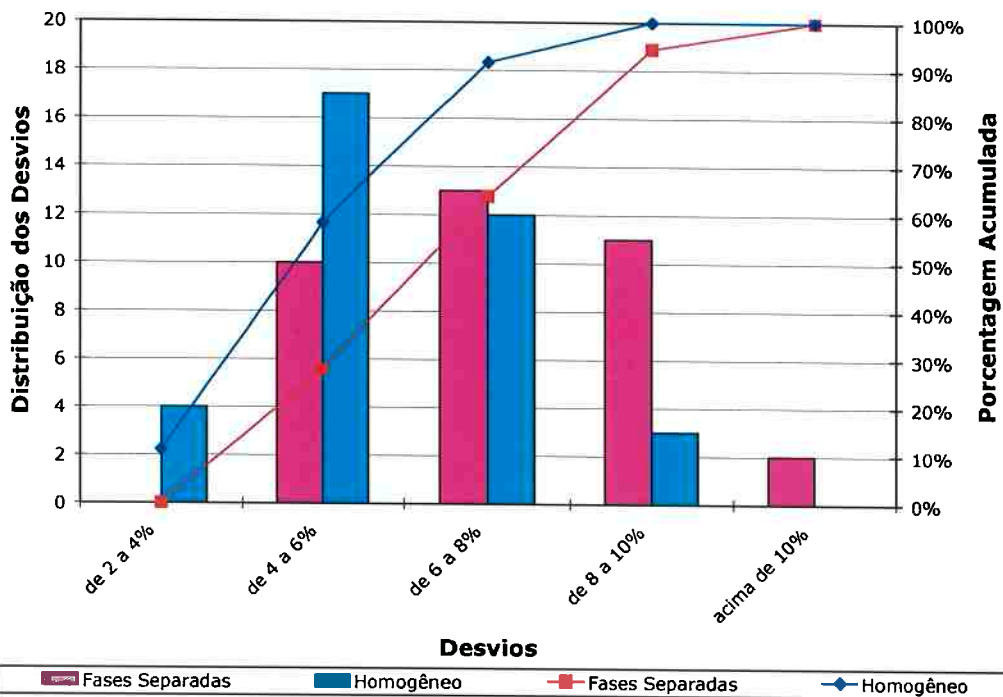


Figura 4.10. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-410A (ensaios com entrada saturada).

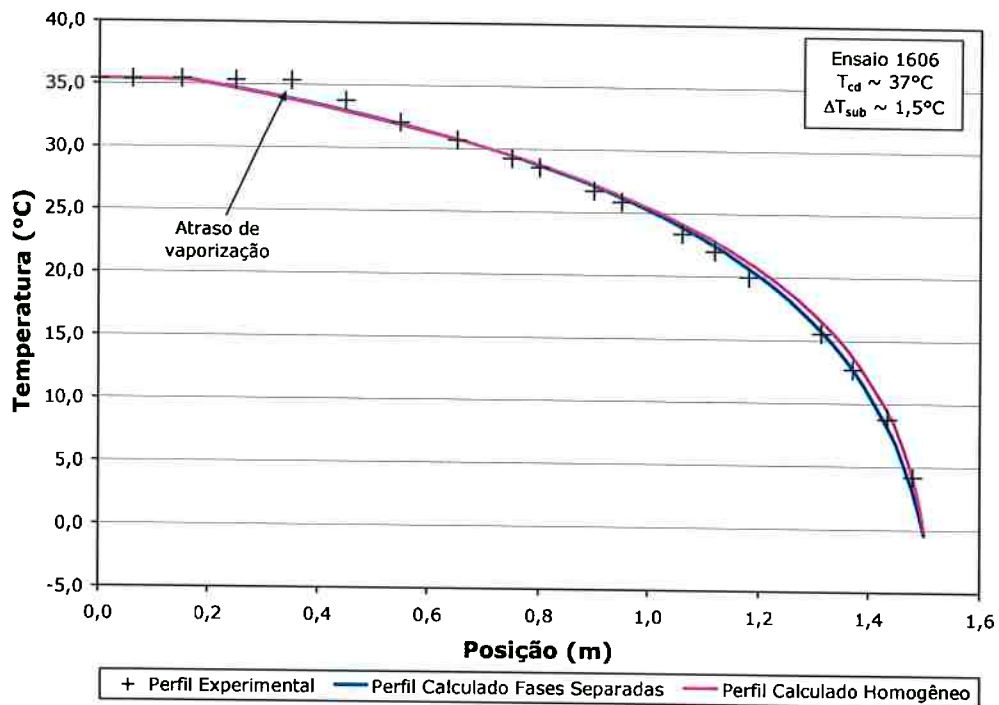


Figura 4.11. Comparação entre os perfis de temperaturas experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada e ocorrência de atraso de vaporização)

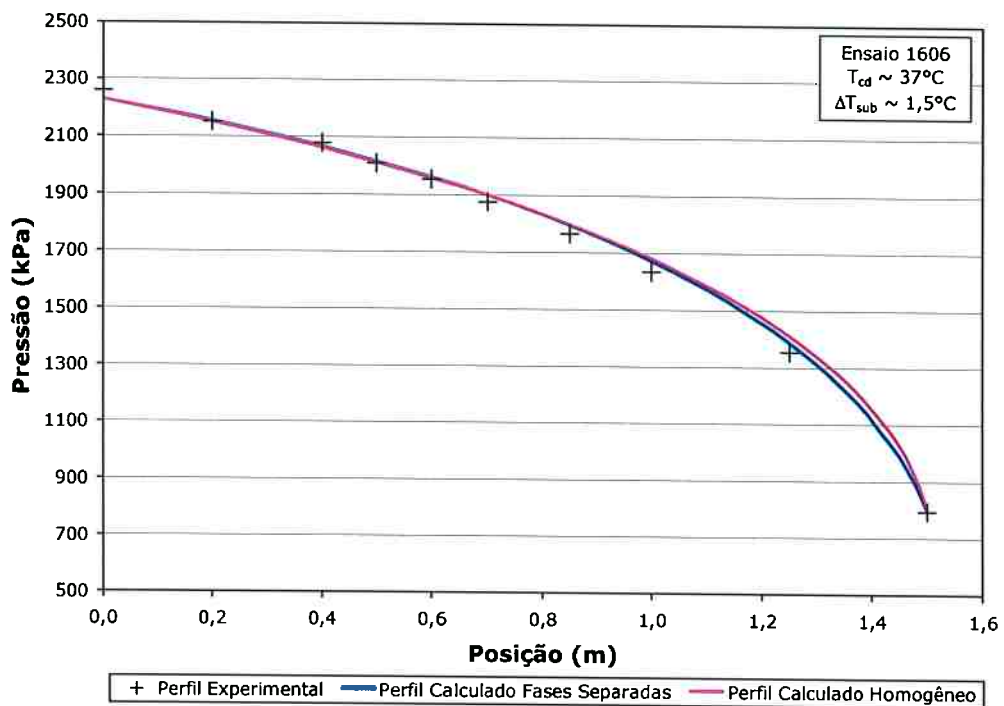


Figura 4.12. Comparação entre os perfis de pressão experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada)

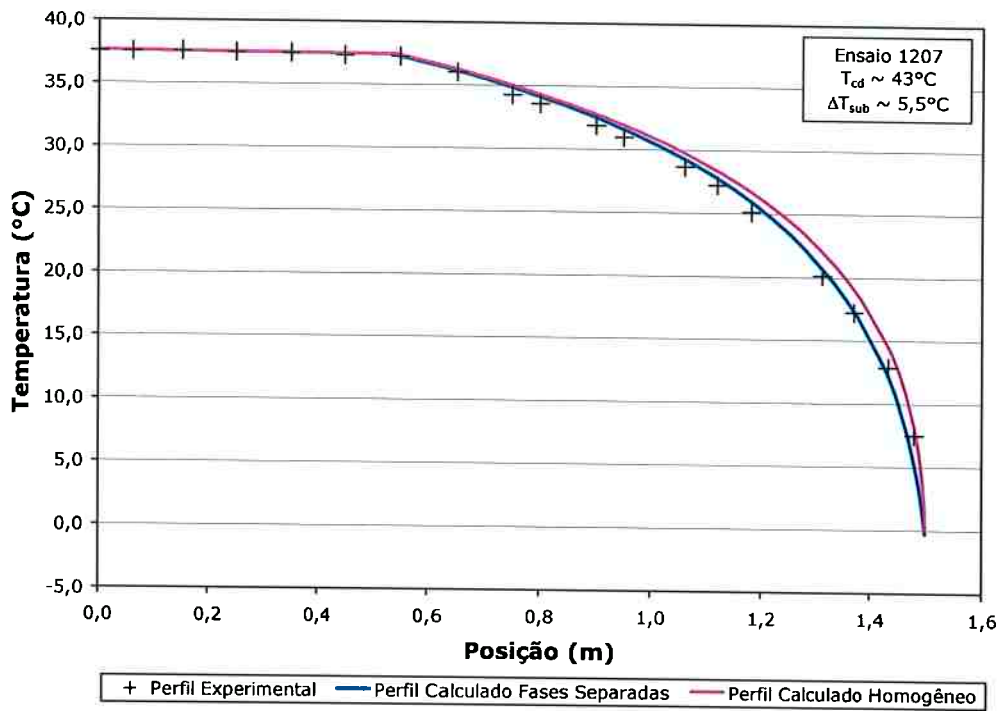


Figura 4.13. Comparação entre os perfis de temperaturas experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada sub-resfriada e sem de atraso de vaporização).

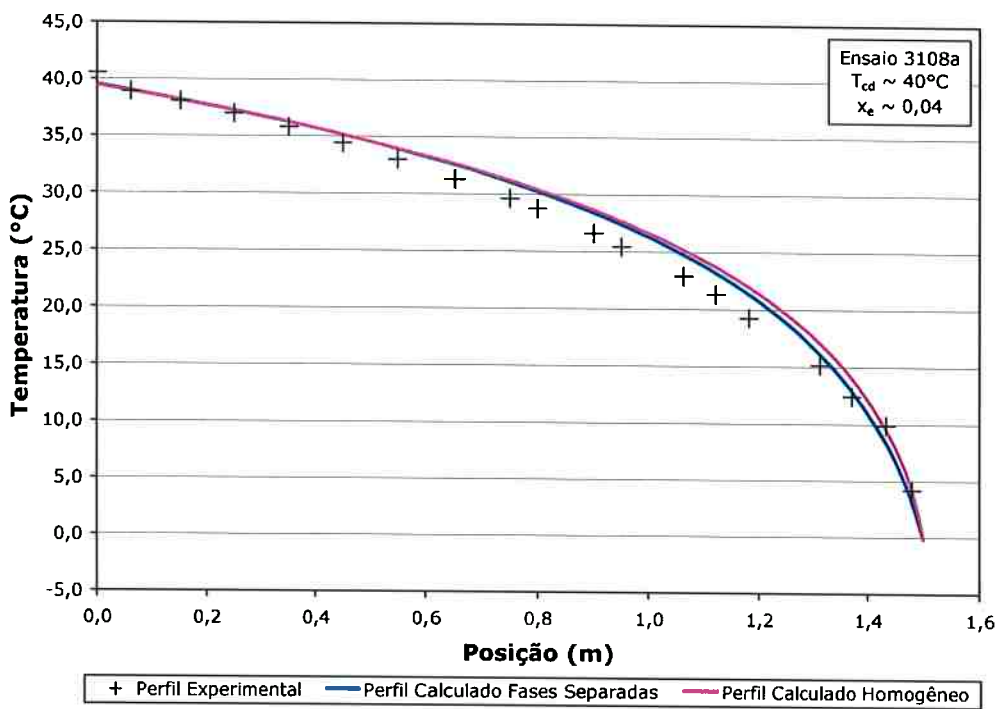


Figura 4.14. Comparação entre os perfis de temperaturas experimental e calculados para o R-410A (ensaio com entrada saturada).

4.5.2. INCLUSÃO DO EFEITO DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO

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 os valores do atraso de vaporização Δp_{sat} a partir dos perfis de pressão e temperatura medidos para cada ensaio, como indicado na Figura 4.15. Os valores obtidos para os diversos ensaios encontram-se na Tabela 4.10.

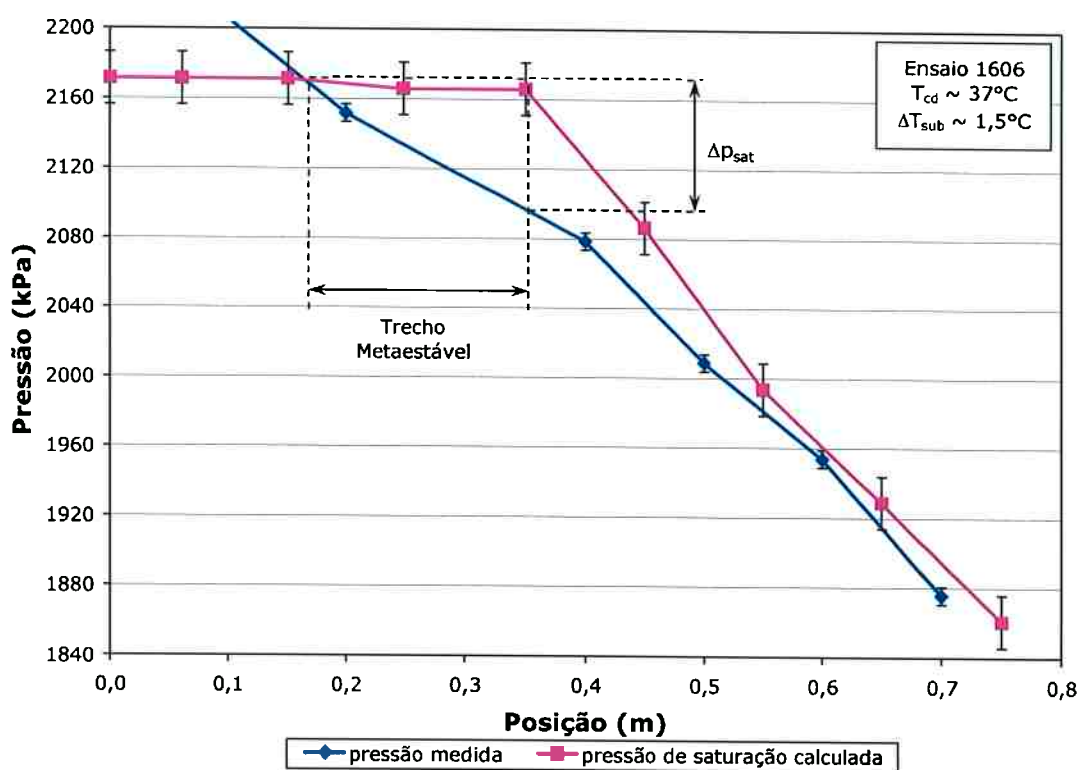


Figura 4.15. Avaliação do atraso de vaporização Δp_{sat} a partir dos perfis de pressão.

Tabela 4.10. Validação dos modelos para o R-410A considerando o atraso de vaporização.

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

As correlações para previsão do atraso de vaporização existentes na literatura não se mostraram adequadas para previsão dos valores experimentais obtidos. Assim, a análise do efeito desse fenômeno foi feita utilizando um artifício semelhante ao adotado por Kuhel & Goldschmidt (1990), Li *et al.* (1991) e Paiva (1997): somar o valor de Δp_{sat} obtido experimentalmente para cada ensaio à p_e na entrada de dados do programa de simulação e recalculer a vazão mássica. Os resultados desses cálculos também se encontram na Tabela 4.10.

Como esperado, os modelos numéricos passaram a prever mais adequadamente os valores experimentais de vazão mássica no caso do R-410A quando se considerou o atraso de vaporização. Houve 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 Figura 4.16.

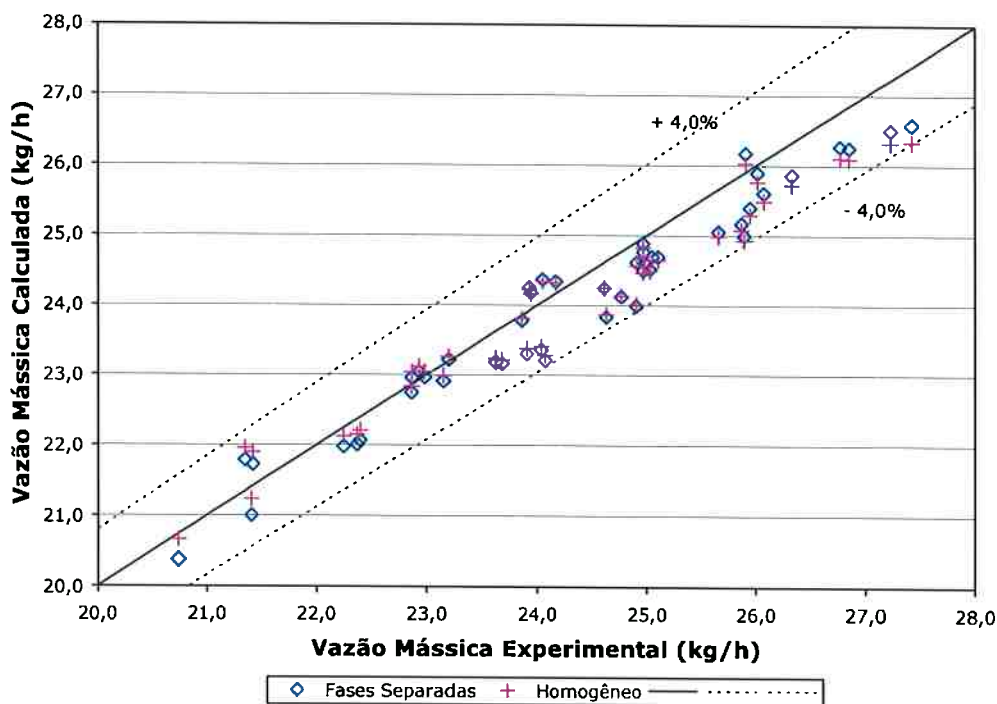


Figura 4.16. Validação dos modelos para o R-410A considerando o atraso de vaporização

4.5.3. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA O R-407C

As Tabelas 4.11 a 4.14 e as Figuras 4.17 a 4.20 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 sub-resfriada e saturada (Tabelas 4.11 e 4.12), para os diferentes diâmetros (Tabela 4.13) e para os diversos comprimentos testados (Tabela 4.14). As Figuras 4.21 a 4.23, por sua vez, apresentam uma comparação dos perfis de pressão e temperatura medidos e calculados pelo programa de simulação.

A Tabela 4.11 e as Figuras 4.17 e 4.18 mostram que os dois modelos apresentam um comportamento semelhante ao do R-410A para condições de entrada sub-resfriada: 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 sub-resfriamento.

Para condições de entrada saturada, Tabela 4.12 e Figuras 4.19 e 4.20, o modelo de fases separadas apresenta um desvio médio de $-2,8\%$, enquanto o modelo homogêneo apresenta um desvio médio de $+0,1\%$. Neste caso nota-se uma diferença em relação à tendência observada para o R-410A, pois não há uma tendência tão clara de subestimar a vazão mássica.

Analisando as curvas das Figuras 4.21 a 4.23, verifica-se que existe uma boa concordância entre os valores medidos e calculados, com exceção, como era esperado, do trecho em que ocorre o atraso de vaporização.

Com relação ao diâmetro, Tabela 4.13, verifica-se que os desvios para os diâmetros de 1,394 e 1,641 mm foram maiores que aqueles para $d_{ic} = 1,101$ mm. Isso é mais nítido no caso do modelo homogêneo, o que se explica pelo fato do programa de simulação começar a indicar condição de blocagem 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. Nesse aspecto, o modelo de fases separadas prevê melhor a ocorrência do fenômeno que o modelo homogêneo.

A Tabela 4.14, que apresenta 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 segundo indica a ocorrência do fenômeno para quase todos os ensaios.

Tabela 4.11. Validação dos modelos para o R-407C (ensaios com entrada sub-resfriada).

Condição Teórica		Ensaio	\dot{m}_{exp} kg/h	Fases Separadas		Homogêneo	
T_{cd}	ΔT_{sub}			\dot{m}_{calc}	Desvio	\dot{m}_{calc}	Desvio
34	5,5	1809	19,274	18,626	-3,36%	18,744	-2,75%
	3,5		18,352	17,662	-3,76%	17,867	-2,64%
	1,5		16,743	16,178	-3,37%	16,534	-1,25%
	5,5	2109	19,227	18,647	-3,02%	18,760	-2,43%
	3,5		18,024	17,617	-2,26%	17,826	-1,10%
	1,5		16,851	16,457	-2,34%	16,783	-0,40%
	5,5	2209	19,412	18,532	-4,53%	18,656	-3,89%
	3,5		18,302	17,297	-5,49%	17,539	-4,17%
	1,5		17,414	16,236	-6,77%	16,586	-4,76%
37	5,5	1809a	19,638	19,039	-3,05%	19,142	-2,53%
	3,5		18,792	18,106	-3,65%	18,299	-2,62%
	1,5		17,828	17,013	-4,57%	17,318	-2,86%
	5,5	2109a	19,630	19,652	0,11%	19,699	0,35%
	3,5		19,019	18,482	-2,82%	18,635	-2,02%
	1,5		17,882	17,332	-3,08%	17,601	-1,57%
	5,5	2209a	20,211	19,399	-4,02%	19,466	-3,69%
	3,5		19,103	18,247	-4,48%	18,425	-3,55%
	1,5		17,862	17,040	-4,60%	17,338	-2,94%
40	5,5	1909	21,760	20,644	-5,13%	20,616	-5,26%
	3,5		20,215	19,359	-4,23%	19,457	-3,75%
	1,5		19,022	18,046	-5,13%	18,285	-3,87%
	5,5	2109b	21,447	20,825	-2,90%	20,783	-3,10%
	3,5		20,500	19,693	-3,94%	19,755	-3,63%
	1,5		19,262	18,489	-4,01%	18,669	-3,08%
	5,5	2209b	21,422	20,581	-3,93%	20,562	-4,02%
	3,5		20,357	19,400	-4,70%	19,491	-4,25%
	1,5		19,281	18,137	-5,93%	18,359	-4,78%
43	5,5	1909a	21,955	20,969	-4,49%	20,932	-4,66%
	3,5		21,094	20,116	-4,64%	20,159	-4,43%
	1,5		19,946	18,981	-4,84%	19,141	-4,04%
	5,5	2109c	22,344	21,599	-3,34%	21,503	-3,76%
	3,5		21,225	20,271	-4,49%	20,293	-4,39%
	1,5		20,073	19,202	-4,34%	19,333	-3,69%
	5,5	2209c	22,199	21,339	-3,88%	21,264	-4,21%
	3,5		21,352	20,200	-5,39%	20,229	-5,26%
	1,5		19,931	18,803	-5,66%	18,997	-4,69%
Desvio Médio				-4,06%		-3,32%	
Desvio Quadrático Médio				4,24%		3,57%	

Obs.: os valores destacados indicam que o modelo de simulação avaliou a ocorrência da condição de blocagem na saída do tubo capilar.

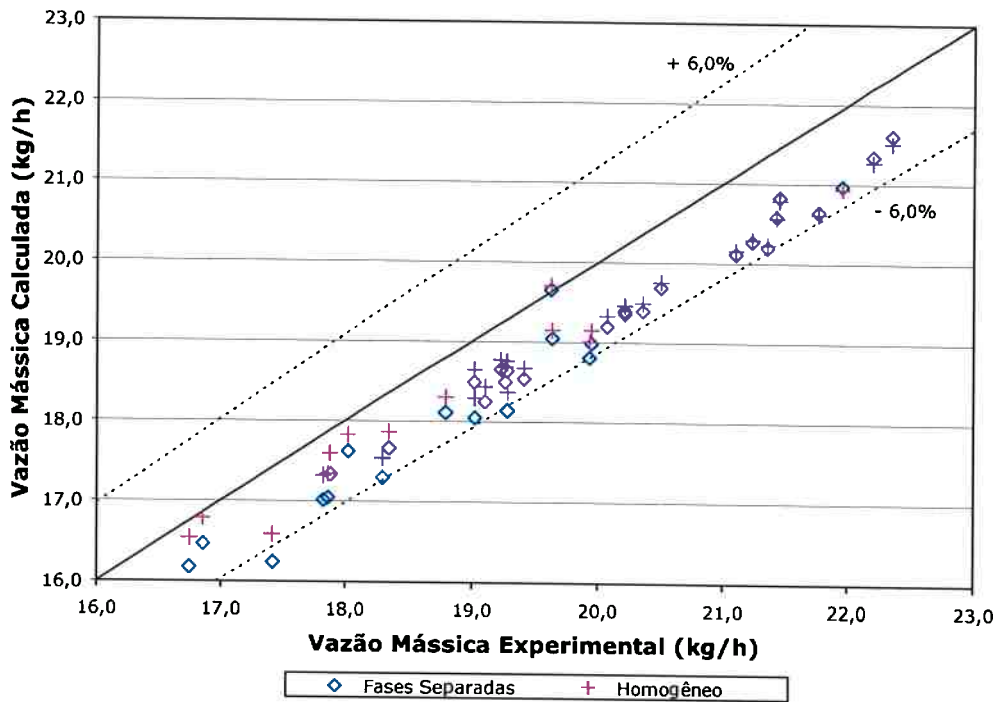


Figura 4.17. Validação dos modelos para o R-407C (ensaios com entrada sub-resfriada).

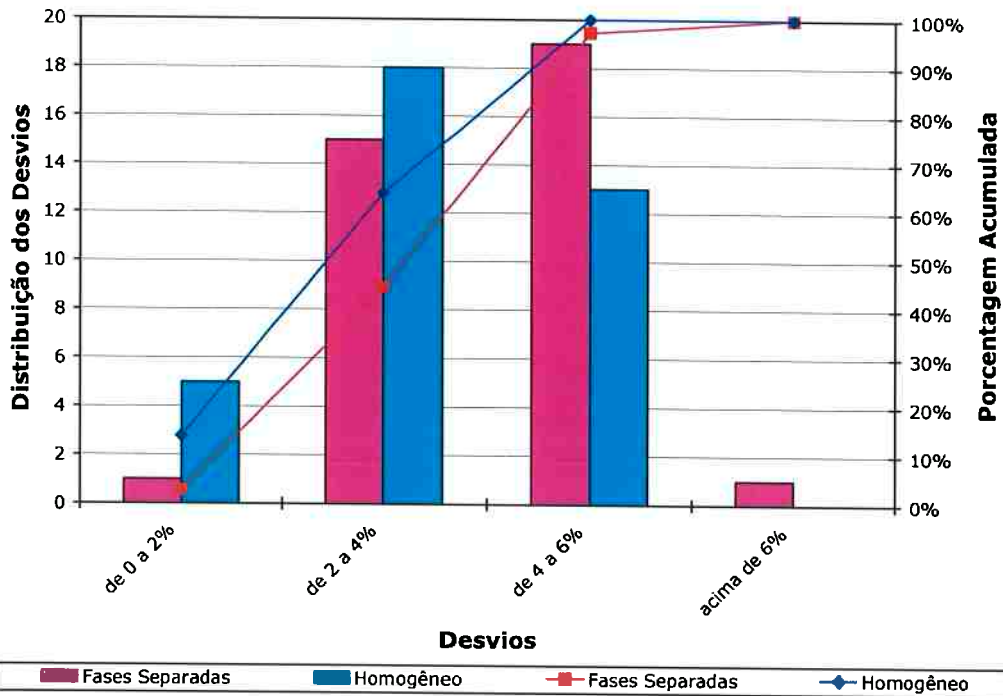


Figura 4.18. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-407C (ensaios com entrada sub-resfriada).

Tabela 4.12. Validação dos modelos para o R-407C (ensaios com entrada saturada).

Condição Teórica		Ensaio	\dot{m}_{exp} kg/h	Fases Separadas		Homogêneo	
T_{cd}	x_e			\dot{m}_{calc}	Desvio	\dot{m}_{calc}	Desvio
34	0,000	0610a	15,318	15,169	-0,98%	15,658	2,22%
	0,020		13,795	13,864	0,50%	14,384	4,27%
	0,040		13,032	13,145	0,87%	13,672	4,91%
	0,000	0610b	15,621	15,385	-1,51%	15,854	1,49%
	0,020		13,938	14,062	0,89%	14,576	4,58%
	0,040		13,221	13,226	0,04%	13,753	4,02%
	0,000	1010	14,903	14,617	-1,92%	15,199	1,99%
	0,020		13,725	13,646	-0,57%	14,199	3,46%
	0,040		12,850	12,732	-0,92%	13,255	3,15%
37	0,000	0710	15,903	16,105	1,27%	16,508	3,80%
	0,020		15,000	14,940	-0,40%	15,468	3,12%
	0,040		14,204	13,972	-1,63%	14,594	2,75%
	0,000	0710a	16,186	15,953	-1,44%	16,387	1,24%
	0,020		15,180	14,982	-1,31%	15,503	2,12%
	0,040		14,550	14,230	-2,20%	14,817	1,83%
	0,000	0710b	16,181	15,953	-1,41%	16,384	1,25%
	0,020		15,051	14,914	-0,91%	15,442	2,60%
	0,040		14,544	14,194	-2,41%	14,781	1,63%
40	0,000	0710c	17,741	17,349	-2,21%	17,658	-0,47%
	0,020		16,637	16,135	-3,02%	16,577	-0,36%
	0,040		15,830	15,080	-4,74%	15,587	-1,53%
	0,000	0710d	17,951	17,342	-3,39%	17,644	-1,71%
	0,020		16,850	16,209	-3,80%	16,649	-1,19%
	0,040		15,866	15,117	-4,72%	15,623	-1,53%
	0,000	0710e	17,859	17,513	-1,94%	17,801	-0,33%
	0,020		16,525	15,993	-3,22%	16,448	-0,47%
	0,040		16,088	15,487	-3,74%	15,974	-0,71%
43	0,000	0910	18,844	17,938	-4,81%	18,223	-3,29%
	0,020		17,856	16,808	-5,87%	17,199	-3,68%
	0,040		17,099	15,724	-8,04%	16,179	-5,38%
	0,000	0910a	18,630	17,929	-3,77%	18,213	-2,24%
	0,020		17,826	16,638	-6,66%	17,039	-4,42%
	0,040		17,194	15,759	-8,35%	16,179	-5,90%
	0,000	0910b	18,811	17,922	-4,72%	18,213	-3,18%
	0,020		17,707	16,610	-6,20%	17,039	-3,77%
	0,040		17,278	15,981	-7,51%	16,211	-6,18%
Desvio Médio						-2,80%	
Desvio Quadrático Médio						3,77%	
						0,11%	
						3,12%	

Tabela 4.13. Validação experimental para o R-407C (ensaios para diferentes diâmetros).

d_{ic}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	\dot{m}_{exp} kg/h	Fases Separadas			Homogêneo		
				\dot{m}_{calc}	Desvio	D. Médio	\dot{m}_{calc}	Desvio	D. Médio
1,101	5,5	1809a	19,638	19,039	-3,05%	-3,35%	19,142	-2,53%	-2,38%
	3,5		18,792	18,106	-3,65%		18,299	-2,62%	
	1,5		17,828	17,013	-4,57%		17,318	-2,86%	
	5,5	2109a	19,630	19,652	0,11%		19,699	0,35%	
	3,5		19,019	18,482	-2,82%		18,635	-2,02%	
	1,5		17,882	17,332	-3,08%		17,601	-1,57%	
	5,5	2209a	20,211	19,399	-4,02%		19,466	-3,69%	
	3,5		19,103	18,247	-4,48%		18,425	-3,55%	
	1,5		17,862	17,040	-4,60%		17,338	-2,94%	
1,394	5,5	1810	37,546	35,387	-5,75%	-6,07%	34,945	-6,93%	-6,38%
	3,5		36,087	33,844	-6,22%		33,536	-7,07%	
	1,5		33,755	31,706	-6,07%		31,608	-6,36%	
	5,5	1810a	37,210	35,227	-5,33%		34,798	-6,48%	
	3,5		35,693	33,676	-5,65%		33,383	-6,47%	
	5,5		37,419	35,377	-5,46%		34,935	-6,64%	
	3,5	1910	35,494	33,292	-6,20%		33,039	-6,92%	
	1,5		33,197	31,265	-5,82%		31,213	-5,98%	
	5,5		37,596	35,290	-6,13%		34,856	-7,29%	
	3,5	1910a	35,788	33,476	-6,46%		33,203	-7,22%	
	1,5		33,715	31,128	-7,67%		31,091	-7,78%	
	5,5		56,109	53,833	-4,06%		52,688	-6,10%	
1,641	3,5	1610	53,106	50,474	-4,96%	49,633	-6,54%	-4,93%	-6,56%
	1,5		50,213	46,445	-7,50%	46,039	-8,31%		
	5,5		56,433	53,610	-5,00%	52,479	-7,01%		
	3,5	1610a	54,419	51,351	-5,64%	50,427	-7,34%		
	1,5		51,008	47,134	-7,59%	46,646	-8,55%		
	5,5		56,394	54,293	-3,72%	53,102	-5,84%		
	3,5	1710	53,335	51,295	-3,83%	50,367	-5,56%		
	1,5		50,513	48,064	-4,85%	47,463	-6,04%		
	5,5		55,376	53,666	-3,09%	52,523	-5,15%		
	3,5	1710a	54,539	52,444	-3,84%	51,406	-5,74%		
	1,5		51,787	49,137	-5,12%	48,418	-6,51%		

Obs.: os valores destacados indicam que o modelo de simulação avaliou a ocorrência da condição de blocagem na saída do tubo capilar.

Tabela 4.14. Validação experimental para o R-407C (ensaios para diferentes comprimentos).

L_{ic}	ΔT_{sub} teórico	Ensaio	\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	37,546	35,387	-5,75%	-6,07%	34,945	-6,93%	-6,38%
	3,5		36,087	33,844	-6,22%		33,536	-7,07%	
	1,5		33,755	31,706	-6,07%		31,608	-6,36%	
	5,5	1810a	37,210	35,227	-5,33%		34,798	-6,48%	
	3,5		35,693	33,676	-5,65%		33,383	-6,47%	
	5,5	1910	37,419	35,377	-5,46%		34,935	-6,64%	
	3,5		35,494	33,292	-6,20%		33,039	-6,92%	
	1,5		33,197	31,265	-5,82%		31,213	-5,98%	
	5,5	1910a	37,596	35,290	-6,13%		34,856	-7,29%	
	3,5		35,788	33,476	-6,46%		33,203	-7,22%	
	1,5		33,715	31,128	-7,67%		31,091	-7,78%	
	1,25	5,5	1311a	40,482	38,349		-5,27%	-7,61%	
3,5		39,294		36,882	-6,14%	36,232	-7,79%		
1,5		37,385		34,766	-7,01%	34,315	-8,21%		
5,5		1411	40,450	37,264	-7,88%	36,587	-9,55%		
3,5			39,309	36,029	-8,34%	35,458	-9,80%		
1,5			37,492	34,016	-9,27%	33,650	-10,25%		
5,5		1411a	41,077	38,118	-7,20%	37,369	-9,03%		
3,5			39,628	36,021	-9,10%	35,616	-10,12%		
1,5			37,469	34,369	-8,27%	33,968	-9,34%		
1,00		5,5	1711	44,637	41,856	-6,23%	-7,46%		40,662
	3,5	41,768		39,003	-6,62%	38,048		-8,91%	
	1,5	39,285		36,523	-7,03%	35,818		-8,83%	
	5,5	1811	44,633	41,558	-6,89%	40,387		-9,51%	
	3,5		41,986	38,058	-9,36%	37,738		-10,12%	
	1,5		39,511	35,555	-10,01%	34,958		-11,52%	
	5,5	1811a	44,592	41,677	-6,54%	40,497		-9,18%	
	3,5		42,501	39,941	-6,02%	38,900		-8,47%	
	1,5		39,762	36,416	-8,42%	35,720		-10,17%	

Obs.: os valores destacados indicam que o modelo de simulação avaliou a ocorrência da condição de bloqueio na saída do tubo capilar.

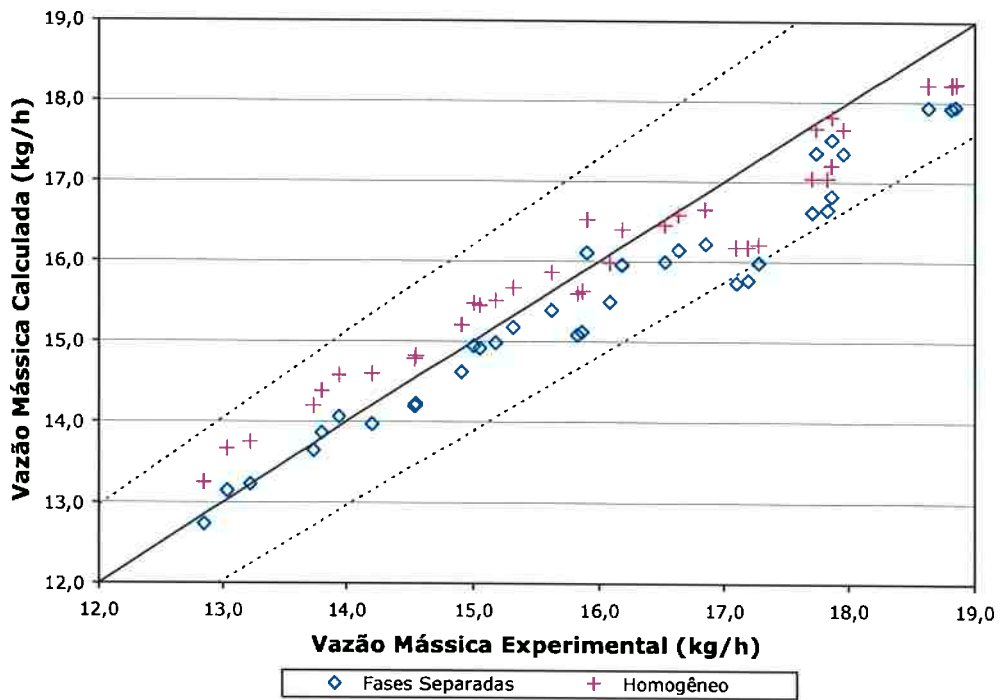


Figura 4.19. Validação dos modelos para o R-407C (ensaios com entrada saturada).

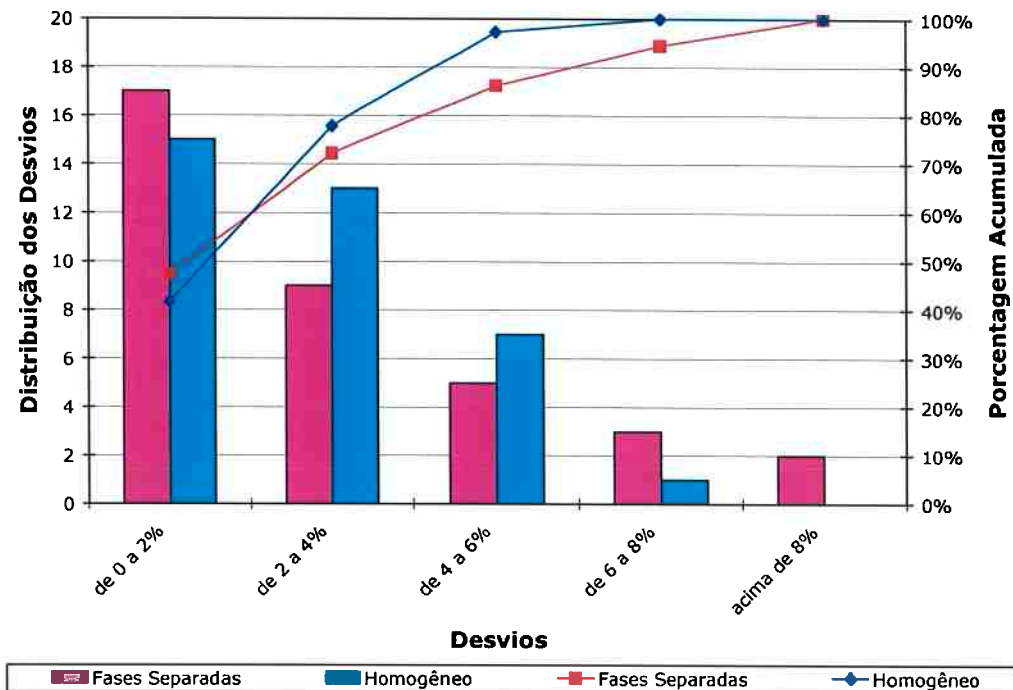


Figura 4.20. Distribuição dos desvios entre os valores experimentais e numéricos de vazão mássica para o R-407C (ensaios com entrada saturada).

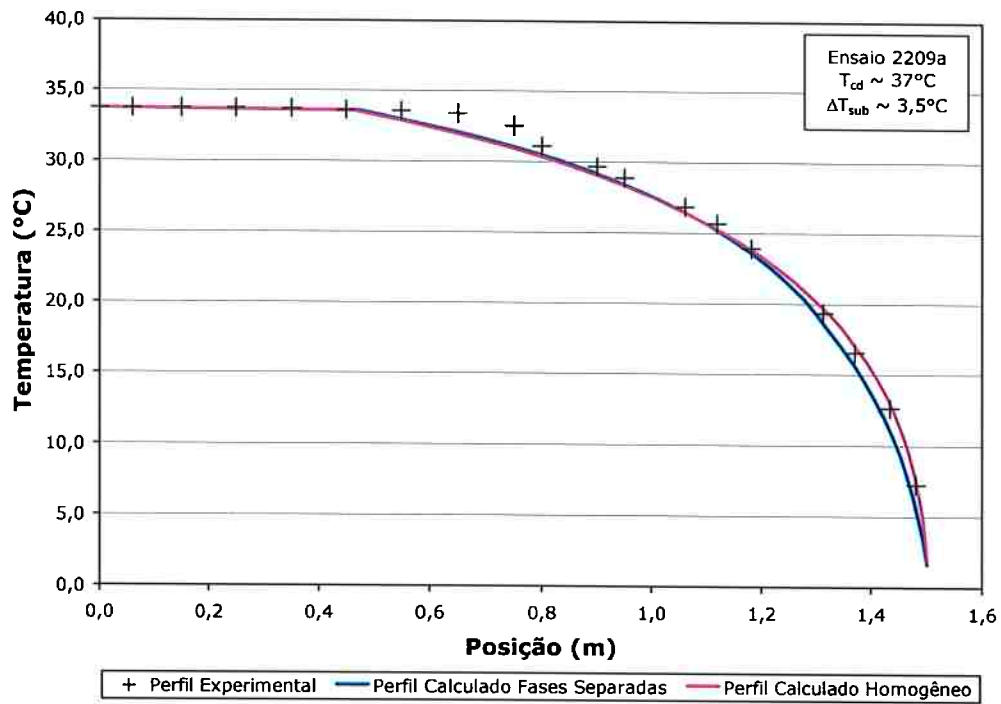


Figura 4.21. Comparação entre os perfis de temperatura experimental e calculados para o R-407C (ensaio com entrada sub-resfriada).

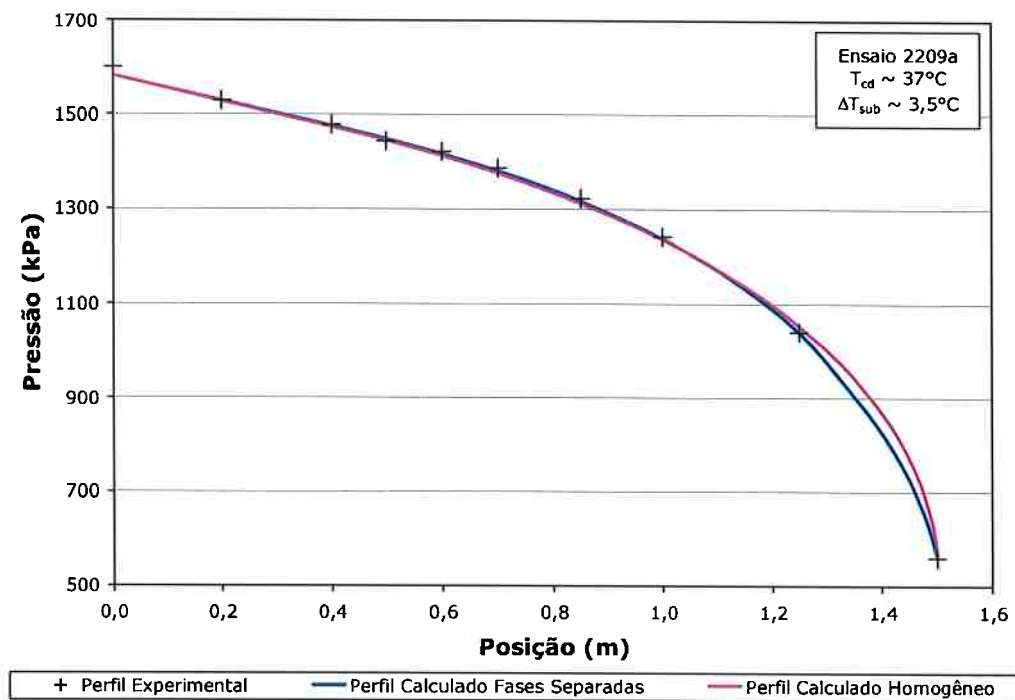


Figura 4.22. Comparação entre os perfis de pressão experimental e calculados para o R-407C (ensaio com entrada sub-resfriada).

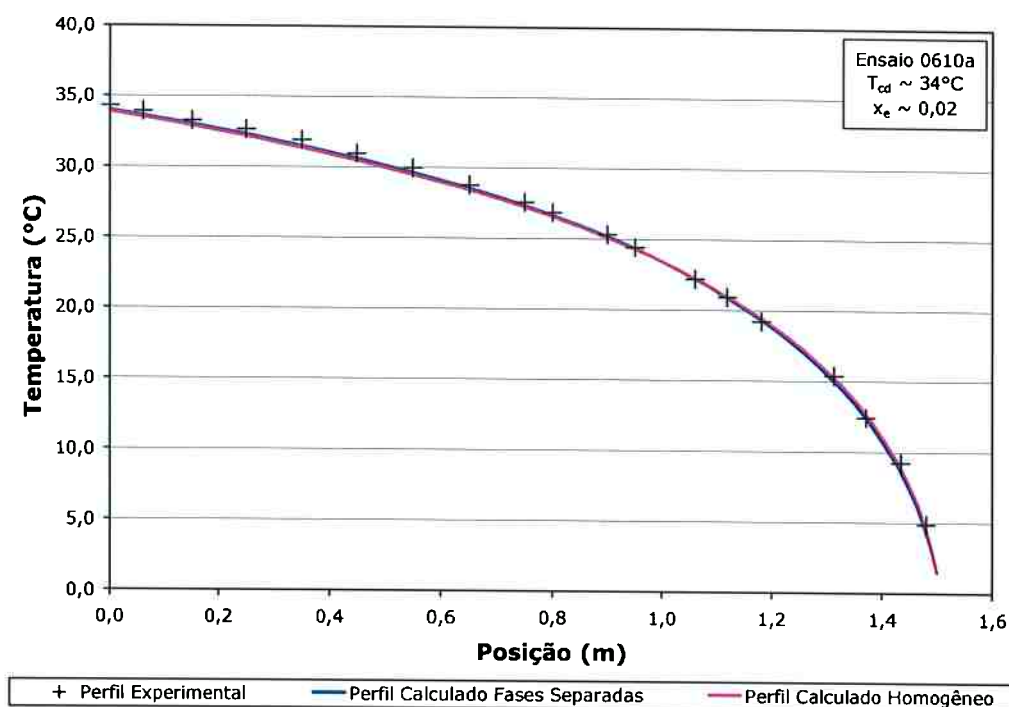


Figura 4.23. Comparação entre os perfis de temperatura experimental e calculados para o R-407C (ensaio com entrada saturada).

4.5.4. INCLUSÃO DO EFEITO DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO

De forma análoga ao R-410A, procedeu-se à análise do efeito do atraso de vaporização por meio do artifício de somar o valor de Δp_{sat} obtido experimentalmente para cada ensaio à pressão de entrada. Os resultados obtidos se encontram na Tabela 4.15 e na Figura 4.24.

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 $+1,5\%$, com os dados melhor distribuídos ao longo da faixa de dispersão, como pode ser visto na Figura 4.24. Se os quatro pontos com desvios maiores forem desconsiderados, os desvios médios obtidos serão menores do que $1,0\%$.

Tabela 4.15. Validação dos modelos para o R-407C considerando o atraso de vaporização.

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

Obs.: os valores destacados indicam que o modelo de simulação avaliou a ocorrência da condição de bloqueio na saída do tubo capilar.

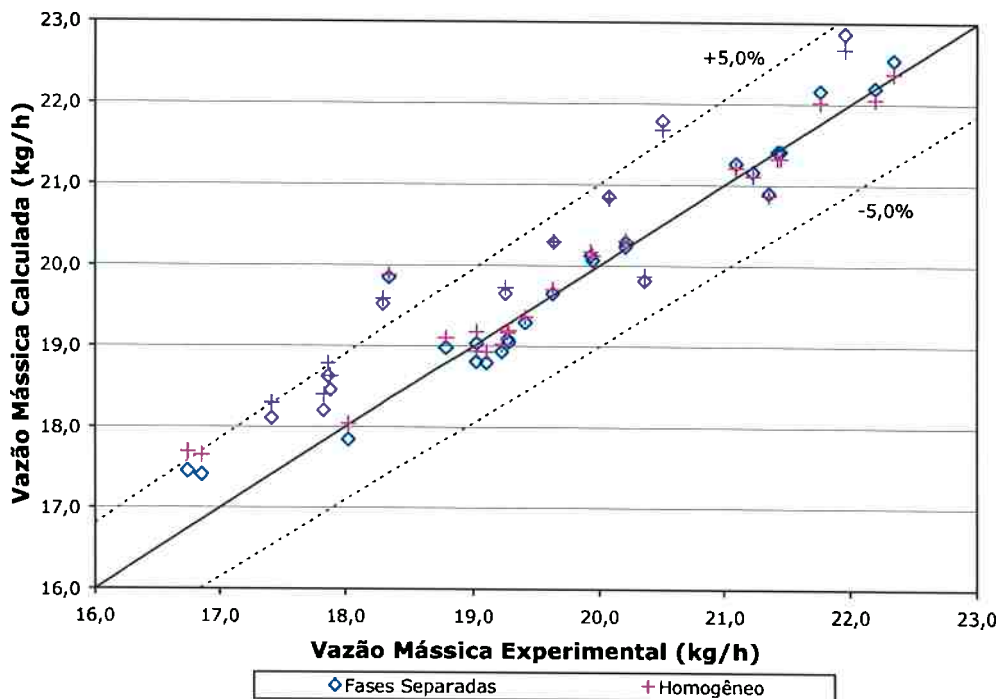


Figura 4.24. Validação dos modelos para o R-407C considerando o atraso de vaporização.

4.6. CONCLUSÃO

O presente capítulo apresentou uma análise do escoamento de misturas de fluidos refrigerantes em tubos capilares. Para tanto, foram realizados levantamentos experimentais e desenvolvidos modelos matemáticos para dimensionamento e simulação de tubos capilares com escoamento de misturas. Esses modelos foram implementados em rotinas computacionais que foram validadas com os dados experimentais obtidos.

A principal contribuição desse trabalho foi a união de um extensivo levantamento experimental com a análise da utilização dos modelos de fases separadas e homogêneo para simulação matemática do escoamento de misturas através de tubos capilares, possibilitando a discussão das potencialidades e limitações de cada um desses modelos.

Para o R-410A, a validação experimental indicou que os programas de simulação apresentaram a tendência de subestimar a vazão mássica tanto para condições de entrada sub-resfriada quanto saturada. À medida que diminuiu o sub-resfriamento e aumentou 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 da validação obtidos para o R-407C com condições de entrada sub-resfriada foram semelhantes àqueles do R-410A. O R-407C, contudo, não apresentou uma tendência nítida de crescimento dos desvios com a diminuição do sub-resfriamento. Para condições de entrada saturada, por sua vez, o comportamento do R-407C foi diferente daquele do R-410A, com desvios médios menores. Mais uma vez, não se notou 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 sub-resfriada. Os valores experimentais de atraso de vaporização não são conclusivos quanto ao estabelecimento de uma tendência para o fenômeno, sendo necessária a realização de trabalhos específicos sobre esse aspecto.

Dessa forma, a avaliação 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 superior ao outro.

Capítulo 5

LEVANTAMENTO EXPERIMENTAL DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO EM TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS

Os resultados dos trabalhos anteriores sobre tubos capilares, apresentados nos Capítulos 3 e 4, indicaram a necessidade, entre outros aspectos, da realização de estudos mais aprofundados sobre a ocorrência do atraso de vaporização em tubos capilares. Assim, os próximos capítulos apresentam os resultados de uma análise da ocorrência desse fenômeno no escoamento de R-410A em tubos capilares adiabáticos desenvolvida no Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão do GREAC-EPUSP.

Para tanto, foi realizada uma nova série de levantamentos experimentais semelhantes aos descritos no capítulo anterior, aumentando-se o número de sensores de temperatura e readequando seu posicionamento na região do tubo capilar em que o atraso de vaporização tende a ocorrer, de forma a permitir uma determinação acurada do ponto onde se inicia a mudança de fase para várias condições operacionais e geométricas (Simões, 2008)⁹.

5.1. ADEQUAÇÃO DA UNIDADE LABORATORIAL

Para a realização de experimentos sobre a ocorrência do atraso de vaporização nos tubos capilares adiabáticos, foram introduzidas algumas modificações na unidade laboratorial existente no Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão. A Figura 5.1 apresenta o

⁹ Esse trabalho foi financiado pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, por meio de um Auxílio-Pesquisa, e resultou na dissertação de mestrado do aluno Carlos Augusto Simões Silva, orientado do presente autor.

fluxograma simplificado da unidade laboratorial com as modificações introduzidas nesse trabalho, descritas nos itens a seguir.

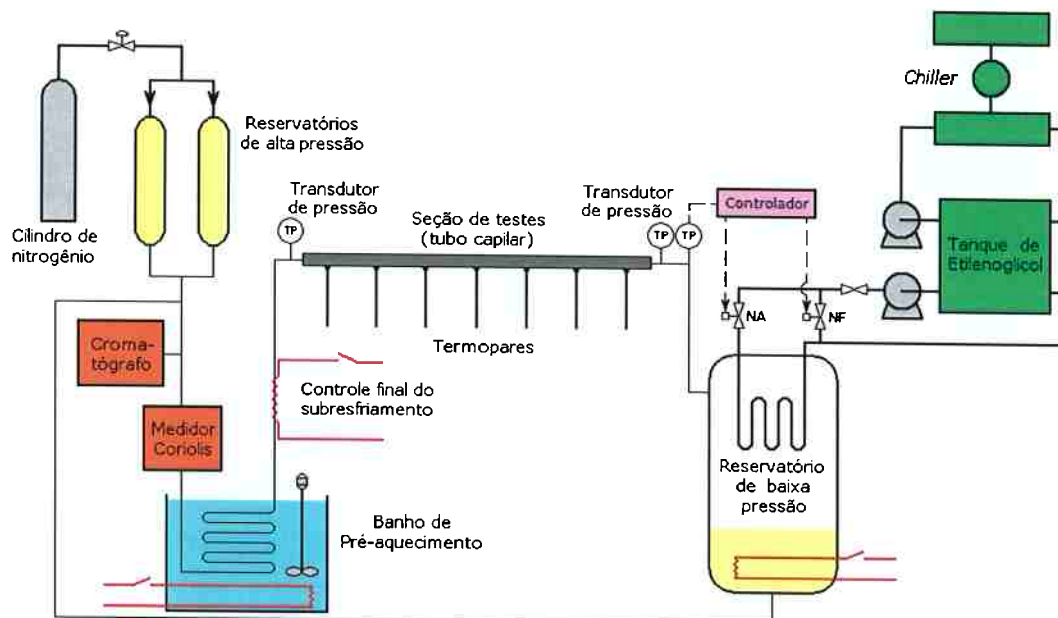


Figura 5.1. Fluxograma da unidade laboratorial.

5.1.1. MEDIÇÕES E INCERTEZAS

Em função dos trabalhos recuperados na revisão bibliográfica, em particular o trabalho de Bittle *et al.* (2001), na montagem das seções de teste, optou-se pela não colocação de transdutores de pressão ao longo do tubo capilar, principalmente na região onde o atraso de vaporização tende a ocorrer, para que os pontos de medição de pressão não tivessem influência sobre o fenômeno.

Assim, para a medição das pressões na entrada e na saída dos tubos capilares e para o controle da pressão do reservatório de baixa pressão, foram utilizados três transdutores de pressão relativa do tipo *strain-gage* com faixa de operação de -1 a 40 bar e sinal de saída de $4-20$ mA. Esses transdutores são alimentados por uma fonte de corrente contínua estabilizada. Os sensores foram calibrados *in loco* utilizando como referência um transdutor de pressão

padrão calibrado pelo Laboratório de Metrologia do Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo (IPT). A incerteza global obtida no processo de calibração dos transdutores foi de $\pm 4,0$ kPa.

As temperaturas ao longo do tubo capilar foram medidas por 28 termopares tipo T (cobre–constantan) fixados à parede do tubo capilar nas posições indicadas na Tabela 5.1. A fim de garantir a adequada fixação e contato térmico, os termopares foram soldados com estanho à parede do tubo capilar. Os termopares foram calibrados em um banho termostático, utilizando como referência um jogo de termômetros de vidro também aferidos pelo Laboratório de Metrologia do IPT. A incerteza global obtida no processo de calibração dos termopares foi de $\pm 0,2$ °C.

Tabela 5.1. Posicionamento dos termopares ao longo da seção de testes.

Termopar	Posição a partir da entrada [m]	Termopar	Posição a partir da entrada [m]
TT-01	0,01	TT-15	0,65
TT-02	0,10	TT-16	0,68
TT-03	0,20	TT-17	0,72
TT-04	0,25	TT-18	0,76
TT-05	0,30	TT-19	0,80
TT-06	0,34	TT-20	0,84
TT-07	0,38	TT-21	0,88
TT-08	0,42	TT-22	0,93
TT-09	0,46	TT-23	0,98
TT-10	0,50	TT-24	1,05
TT-11	0,53	TT-25	1,12
TT-12	0,56	TT-26	1,22
TT-13	0,59	TT-27	1,32
TT-14	0,62	TT-28	1,47

Para medição e controle da temperatura de entrada na seção de testes, utilizou-se um termômetro de resistência do tipo Pt-100, calibrado de forma semelhante aos termopares e com uma incerteza global de medição da mesma ordem de grandeza ($\pm 0,2$ °C)

Para a medição da vazão mássica de refrigerante nos ensaios, foi utilizado um medidor do tipo Coriolis da marca MicroMotion™, com faixa de operação máxima de 0–1090 kg/h. Nesse trabalho, o sensor teve sua escala de trabalho limitada, por meio de regulagem do equipamento, em 0–200 kg/h, sem perda de sua acurácia. O medidor foi calibrado pelo método de pesagem e a incerteza global de medição é de $\pm 0,2$ kg/h (0,1% F.E.).

Por fim, a composição da mistura de fluidos refrigerantes foi monitorada por um cromatógrafo de via gasosa da marca Varian™, modelo GC 3800. A incerteza do equipamento é de $\pm 1\%$ de concentração em base mássica.

5.1.2. CONTROLE DA PRESSÃO NA ENTRADA E NA SAÍDA DO TUBO CAPILAR

Com o objetivo de reduzir flutuações no controle da pressão no reservatório de alta pressão, foi feita a substituição do controle existente na entrada dos acumuladores por uma válvula manual de duas vias e de duplo estágio.

Outra modificação foi a substituição do sistema de controle da pressão de saída da seção de testes, que apresentava problemas de golpe de aríete causado pelo funcionamento de uma única válvula solenoide colocada na linha de etilenoglicol.

Algumas alternativas foram estudadas e chegou-se à configuração mostrada na Figura 5.2, em que foram utilizadas duas válvulas solenoides, sendo uma delas normalmente fechada (NF) e outra normalmente aberta (NA). Um dos transdutores de pressão colocados a jusante da seção de testes envia o sinal em mA para um controlador, que lê o valor de *setpoint* ajustado e controla a abertura ou fechamento das solenoides.

Nessa nova concepção, inicialmente o fluido circula pela serpentina no interior do reservatório de baixa pressão. Quando é atingida a pressão desejada, a linha de alimentação da serpentina é fechada, e o etilenoglicol retorna por uma linha de *by-pass* para o tanque de armazenamento, evitando assim a pressurização excessiva da linha de descarga da bomba.



Figura 5.2. Montagem das válvulas solenoides para o controle da pressão de baixa.

5.2. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS

5.2.1. CARACTERIZAÇÃO DO DIÂMETRO E DA RUGOSIDADE DOS TUBOS

Para a determinação do diâmetro interno dos tubos capilares, foi utilizado o método de pesagem com mercúrio, de forma semelhante aos trabalhos anteriores. Foram feitas, no mínimo, três medições por tubo, e os valores médios dos diâmetros encontrados com as respectivas incertezas de medição são apresentados na Tabela 5.2, juntamente com as rugosidades relativas dos tubos, determinadas por meio de um perfilômetro do Laboratório de Fenômenos de Superfície do PME-EPUSP.

Tabela 5.2. Diâmetros e rugosidades dos tubos capilares.

Tubo capilar	Diâmetro nominal (mm)	Diâmetro medido (mm)	Rugosidade relativa (-)
TC-01	1,067	1,089 ± 0,003	7,58.10 ⁻⁵
TC-02	1,372	1,381 ± 0,002	5,25.10 ⁻⁵
TC-03	1,626	1,643 ± 0,002	3,65.10 ⁻⁵

5.2.2. MATRIZ DE ENSAIOS

A matriz de ensaio utilizada está apresentada na Tabela 5.3. Ela é formada por três temperaturas de condensação, sendo que, para cada uma delas, foram ajustados três diferentes graus de sub-resfriamento. A condição de saída foi regulada de forma a garantir que todos os ensaios ocorressem com condições de blocagem na saída do tubo capilar.

Tabela 5.3. Matriz de ensaios.

Tubo	T_{cond}	ΔT_{sub}
TC-01	45	10
		7
		4
	50	10
		7
		4
	55	10
		7
		4
TC-02	45	10
		7
		4
TC-03	45	10
		7
		4

5.2.3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A cada ensaio realizado, foram obtidos os dados de interesse para uma dada pressão de entrada (correspondente a uma dada temperatura de condensação) e diferentes graus de sub-resfriamento, de acordo com o procedimento descrito em Silva (2008). Foram realizados 27 ensaios, perfazendo um total de 44 pontos experimentais para o R-410A. Os resultados obtidos para os vários parâmetros operacionais de entrada/saída encontram-se na Tabela 5.4.

A regulagem da pressão de entrada absoluta teve como meta os valores de 2.717,53 kPa (referente a uma temperatura de condensação de 45°C), 3.054,80 kPa ($T_{cd} = 50^\circ\text{C}$) e 3.430,47 kPa ($T_{cd} = 55^\circ\text{C}$). Como a regulagem da pressão de entrada era feita de forma manual, os valores experimentais efetivamente obtidos apresentaram variações em relação aos valores desejados. A maior variação foi de 0,8% (22,6 kPa), e ficou abaixo de 0,5% para 82% dos casos.

De forma semelhante, a regulagem da temperatura de entrada teve como meta as temperaturas: de 35°C, 38°C e 41°C para a temperatura de condensação de 45°C; de 40°C, 43°C e 46°C para $T_{cd} = 50^\circ\text{C}$; e finalmente de 45°C, 48°C e 51°C para $T_{cd} = 55^\circ\text{C}$. A maior variação em relação aos valores preestabelecidos foi de 4,5% (1,7°C), com uma variação inferior a 3% para 80% dos casos.

As Figuras. 5.3 a 5.5 apresentam alguns perfis de temperatura obtidos para as várias condições de temperatura de condensação e sub-resfriamento utilizadas no presente trabalho. Como esperado, verifica-se que o ponto de início de mudança de fase desloca-se para a esquerda à medida que o sub-resfriamento diminui.

Tabela 5.4. Resultados Experimentais.

Tubo	Cond. Teórica		Ensaio	F_{R-32} [-]	F_{R-125} [-]	P_{atm} kPa	T_{amb} °C	$P_{e,rel}$ kPa	$P_{s,rel}$ kPa	T_e °C	$\Delta T_{sub,real}$ °C	\dot{m}_{exp} kg/h	
	T_{cd}	ΔT_{sub}											
TC-01	45	10	051211	0,4285	0,5715	93,33	25,8	2639,50	415,71	34,5	10,9	32,339	
			051209	0,4276	0,5724	93,19	26,6	2631,89	427,68	35,6	9,7	31,863	
			051209b	0,4279	0,5721	93,19	26,7	2601,76	388,64	35,1	9,7	31,429	
		7	051212	0,4289	0,5711	93,33	24,4	2634,45	451,50	37,7	7,6	30,641	
			051209b	0,4279	0,5721	93,19	26,7	2606,72	369,34	38,8	6,1	29,233	
			051212	0,4289	0,5711	93,33	24,5	2635,41	418,94	39,5	5,8	29,580	
		4	051211	0,4285	0,5715	93,33	26,0	2621,64	372,08	40,5	4,6	29,056	
			051209b	0,4279	0,5721	93,19	26,7	2607,24	362,13	40,8	4,1	28,343	
			051211	0,4285	0,5715	93,33	25,9	2638,27	393,22	42,3	3,0	27,688	
		50	10	051211b	0,4311	0,5689	93,33	25,9	2618,52	390,02	42,1	2,9	27,936
				051216	0,4308	0,5693	93,06	25,0	2975,24	472,94	40,6	9,8	33,296
				051215c	0,4480	0,5520	93,06	25,4	2969,01	501,22	40,8	9,4	33,173
	7		051215b	0,4356	0,5644	93,33	24,9	2969,87	318,21	41,1	9,2	32,982	
			051216	0,4308	0,5693	93,06	25,2	2969,58	450,20	43,5	6,8	31,755	
			051215b	0,4356	0,5644	93,33	25,0	2972,93	314,71	43,8	6,5	31,431	
	4		051215c	0,4480	0,5520	93,06	25,5	2972,63	470,67	44,4	5,8	31,184	
			051216	0,4308	0,5693	93,06	25,3	2946,77	437,05	47,1	2,9	29,537	
			051215b	0,4356	0,5644	93,33	25,1	2963,80	306,50	47,5	2,7	29,366	
	55		10	051215c	0,4480	0,5520	93,06	25,5	2967,91	440,96	47,5	2,7	29,241
				051212b	0,4310	0,5690	93,33	24,5	3338,08	444,68	45,5	9,9	35,659
				051214	0,4269	0,5731	93,19	24,0	3338,73	426,21	45,9	9,5	35,177
		7	051213	0,4308	0,5692	93,33	24,1	3313,99	419,04	46,0	9,1	34,819	
			051213b	0,4306	0,5694	93,33	24,4	3349,85	401,53	47,2	8,4	34,490	
			051213c	0,4274	0,5726	93,33	24,5	3329,73	452,27	47,4	7,9	33,876	
4		051214	0,4269	0,5731	93,19	24,2	3333,39	411,14	48,5	6,9	33,210		
		051214	0,4269	0,5731	93,19	24,3	3340,96	395,17	51,7	3,8	31,218		
		051213c	0,4274	0,5726	93,33	24,7	3331,07	408,30	52,3	3,0	31,229		
TC-02		45	10	051213b	0,4306	0,5694	93,33	24,4	3326,63	369,27	52,4	2,8	31,255
				051128	0,4410	0,5590	93,19	25,8	2631,31	272,66	35,2	9,9	54,740
				051129	0,4312	0,5688	93,19	26,2	2634,09	307,99	35,6	9,7	55,825
	7		051119	0,4422	0,5578	92,93	27,8	2627,36	511,60	35,9	9,2	54,587	
			051129c	0,4334	0,5666	93,19	27,0	2628,38	458,51	38,0	7,2	53,125	
			051120b	0,4434	0,5566	93,46	27,1	2634,79	380,58	38,6	6,6	52,950	
	4	051120	0,4527	0,5473	93,46	26,9	2634,13	429,87	41,2	4,0	49,850		
		051129d	0,4334	0,5666	93,19	27,1	2628,58	412,68	42,3	2,9	48,610		
		051102	0,4595	0,5405	93,86	21,3	2632,73	343,40	35,2	9,8	81,240		
	TC-03	45	10	051016	0,4685	0,5315	93,33	25,4	2627,99	881,08	35,2	9,7	81,032
				051021	0,4732	0,5268	93,06	25,1	2622,42	446,87	35,6	9,2	78,328
				051025	0,4515	0,5485	93,33	25,6	2641,41	393,90	36,0	9,2	80,158
051108				0,4519	0,5481	93,06	23,1	2628,26	418,39	36,7	8,3	78,725	
7			051102	0,4595	0,5405	93,86	21,4	2630,33	343,62	37,7	7,3	76,788	
			051025b	0,4617	0,5383	93,33	25,7	2621,32	398,61	38,0	6,8	74,636	
			051112d	0,4477	0,5523	93,33	23,9	2639,37	310,81	39,7	5,6	75,972	
			051025b	0,4617	0,5383	93,33	25,7	2627,74	386,87	39,4	5,5	73,915	
4			051114	0,4441	0,5559	93,19	25,9	2625,96	404,73	40,6	4,4	73,554	
			051107	0,4545	0,5455	93,59	25,3	2624,88	427,76	41,1	3,9	71,220	

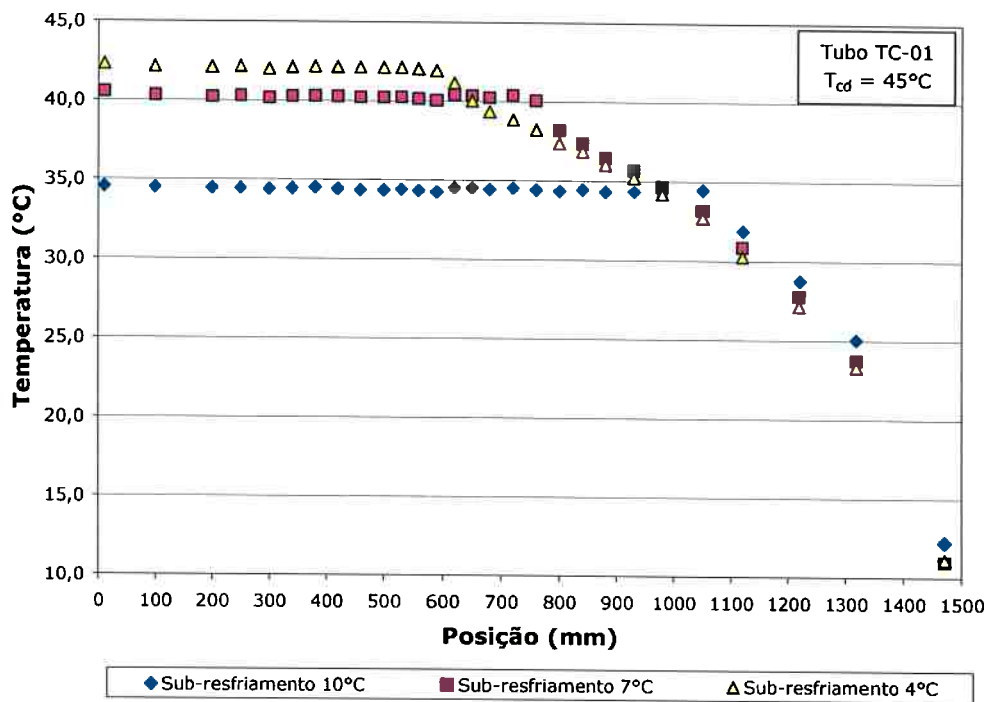


Figura 5.3. Perfis de temperatura obtidos em ensaio para o tubo TC-01.

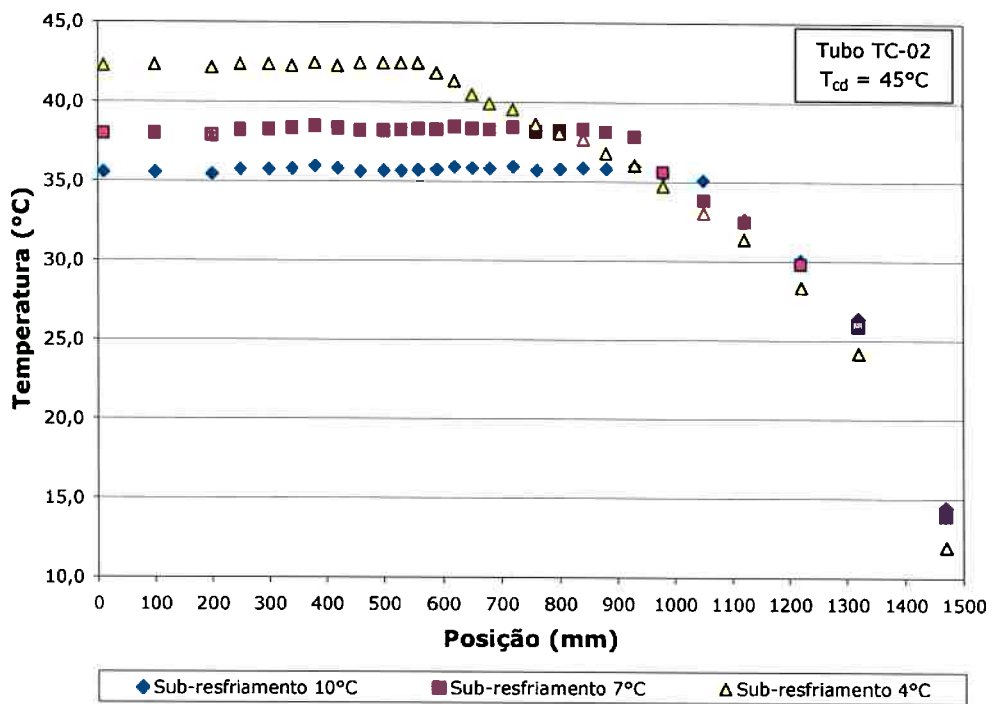


Figura 5.4. Perfis de temperatura obtidos em ensaio para o tubo TC-02.

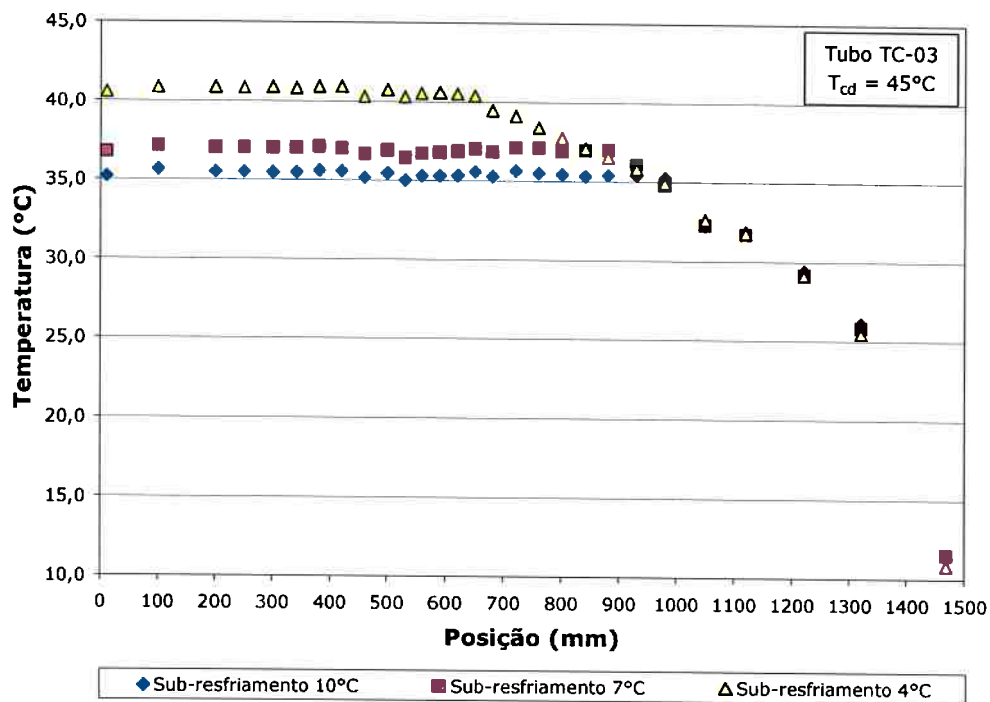


Figura 5.5. Perfis de temperatura obtidos em um ensaio típico para o tubo TC-03.

5.3. DETERMINAÇÃO DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO E DO COMPRIMENTO DO TRECHO METAESTÁVEL

Como mencionado no item 5.1.1, nesse trabalho optou-se pela não medição do perfil de pressão ao longo do tubo capilar. Isso foi feito para se evitar a eventual influência das furações para a tomada de pressão no ponto de início da vaporização do fluido refrigerante. Assim, foram utilizados os perfis de temperatura, as curvas de fator de atrito levantadas experimentalmente para cada um dos tubos e os valores experimentais da pressão de entrada e de vazão mássica para determinação do atraso de vaporização e do comprimento do trecho metaestável.

A partir do perfil de temperaturas para um dado ensaio, foram calculadas as pressões de saturação correspondentes em cada um dos pontos de medição, obtendo-se, dessa forma, o perfil de p_{sat} para o escoamento. A seguir, foi calculada a perda de carga localizada na entrada pela Equação (5.1), e a perda de carga para o escoamento monofásico líquido no trecho

compreendido entre dois termopares subsequentes pela Equação (5.2), obtendo-se, assim, um perfil de pressões para o escoamento, válido até o ponto de início da vaporização. A Figura 5.6 apresenta os dois perfis (p e p_{sat}) obtidos para um determinado ensaio. Os cálculos necessários à obtenção desses perfis foram efetuados utilizando-se os softwares EES versão 8.185 (F-Chart, 2009) e REFPROP versão 5.0 (Huber *et al.*, 1996).

$$p_{cond} - p_{ent} = 1,5 \frac{G^2 v}{2} \quad (5.1)$$

$$\Delta p = f \frac{L_{tc}}{d_{tc}} \frac{\rho V_{tc}^2}{2} = \frac{8}{\pi^2} f \frac{L_{tc}}{d_{tc}^5} \frac{\dot{m}_{tc}^2}{\rho} \quad (5.2)$$

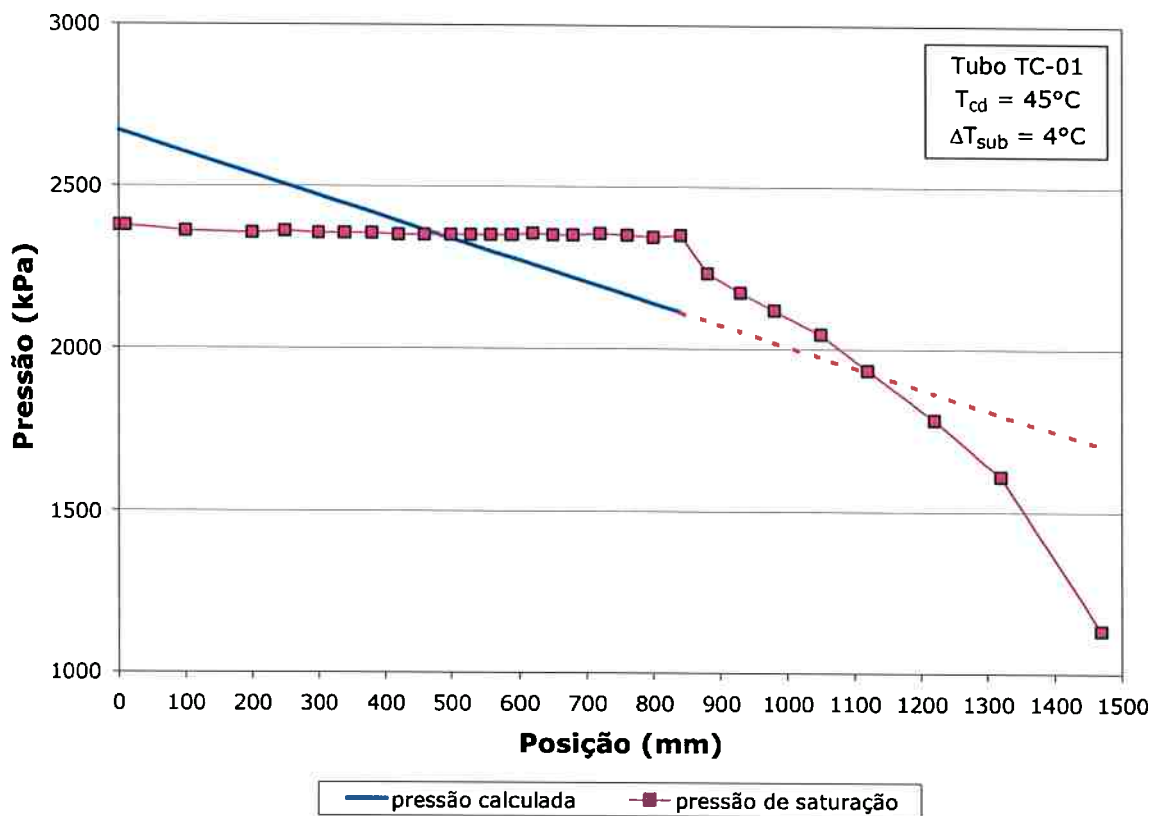


Figura 5.6. Perfis de pressão para um ensaio do tubo TC-01.

Dados os perfis de p e p_{sat} , determina-se o atraso de vaporização (Δp_{sat}) e o comprimento do trecho metaestável (L_{ms}), que se inicia no ponto em que o perfil de pressões calculado cruza o perfil de pressões de saturação e termina no ponto em que o perfil de p_{sat} apresenta uma variação abrupta, indicativo do efetivo início da vaporização do refrigerante. A diferença entre a pressão de saturação e a pressão calculada nesse ponto em que se inicia a vaporização corresponde ao valor de Δp_{sat} para esse ensaio. A Figura 5.7 mostra em detalhe os perfis mostrados na Figura 5.6, e a Tabela 5.5 apresenta os valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos para os pontos experimentais apresentados na Tabela 5.4.

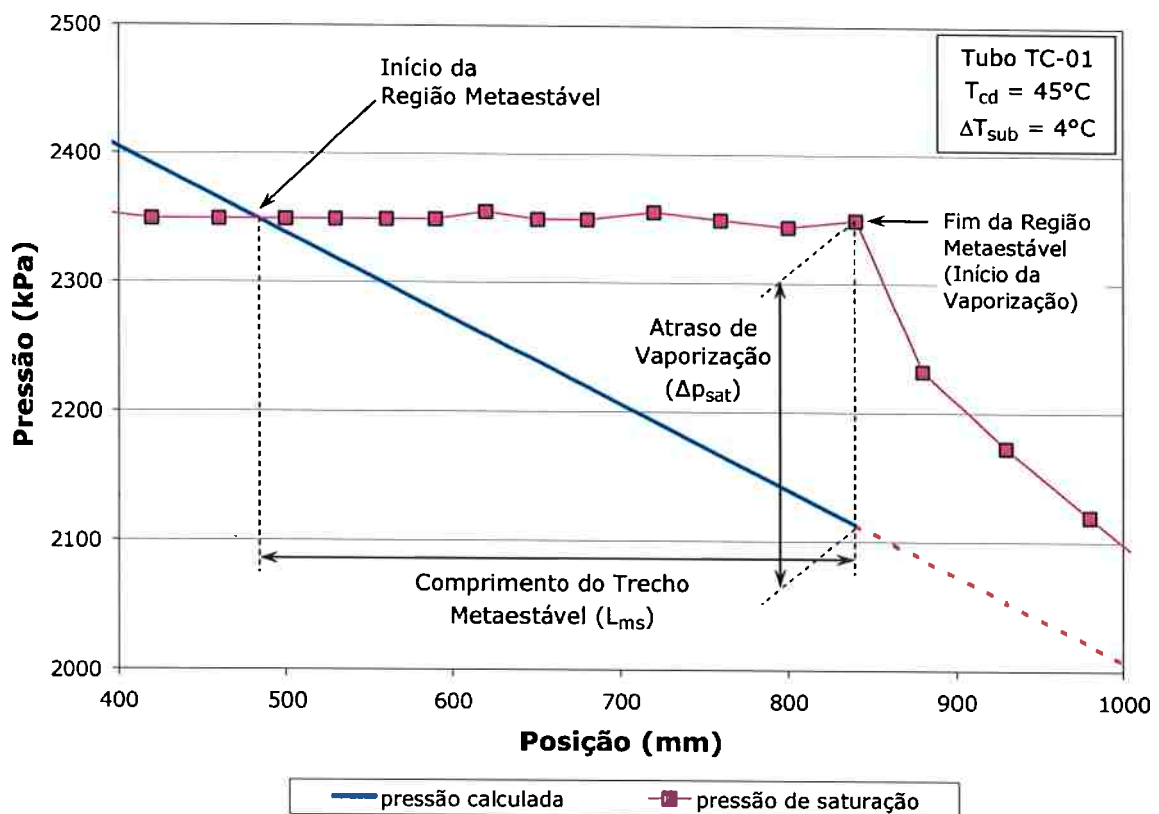


Figura 5.7. Detalhe da região de escoamento metaestável de líquido superaquecido.

Tabela 5.5. Valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos para os ensaios realizados.

Tubo	Cond. Teórica		Ensaio	$z_{i,ms}$ mm	$z_{f,ms}$ mm	L_{ms} mm	Δp_{sat} kPa		
	T_{cd}	ΔT_{sub}							
TC-01	45	10	051211	734,2	1050,0	315,8	240,15		
			051209	663,2	1050,0	386,8	285,08		
			051209b	693,1	980,0	286,9	209,82		
		7	051212	581,5	880,0	298,5	201,76		
			051209b	479,9	880,0	400,1	242,71		
			051212	483,7	840,0	356,3	236,54		
		4	051211	363,2	760,0	396,8	244,47		
			051209b	337,0	620,0	283,0	177,67		
			051211	250,3	590,0	339,7	190,26		
		50	10	051211b	245,2	620,0	374,8	229,60	
				051216	702,9	930,0	227,1	181,61	
				051215c	675,8	880,0	204,2	162,12	
	7		051215b	662,7	930,0	267,3	199,80		
			051216	515,7	840,0	324,3	230,10		
			051215b	555,3	760,0	204,7	129,39		
	4		051215c	451,5	760,0	308,5	198,91		
			051216	232,4	500,0	267,6	169,74		
			051215b	231,7	530,0	298,3	181,85		
	55		10	051215c	212,3	420,0	207,7	143,09	
				051212b	680,2	930,0	249,8	234,56	
				051214	660,2	880,0	219,8	194,94	
		7	051213	714,5	840,0	125,5	95,51		
			051213b	611,4	840,0	228,6	206,41		
			051213c	591,1	760,0	168,9	147,80		
		4	051214	507,8	720,0	212,2	160,09		
			051214	311,0	500,0	189,0	138,86		
			051213c	250,6	500,0	249,4	207,50		
		TC-02	45	10	051213b	228,1	500,0	271,9	193,42
					051128	784,5	930,0	145,5	94,81
					051129	754,8	930,0	175,2	118,13
7	051119			734,4	930,0	195,6	128,62		
	051129c			569,0	930,0	361,0	195,90		
	051120b			538,3	880,0	341,7	205,94		
4	051120			319,6	680,0	360,4	196,42		
	051129d			209,0	560,0	351,0	189,39		
	051102			861,7	980,0	118,3	60,84		
TC-03	45			10	051016	869,8	980,0	127,2	56,07
					051021	sem atraso			
					051025	828,3	930,0	97,5	45,81
		7	051108	738,3	880,0	141,7	69,66		
			051102	632,2	760,0	127,8	70,88		
			051025b	sem atraso					
		4	051112d	509,7	760,0	250,3	113,89		
			051025b	556,7	650,0	93,3	44,48		
			051114	374,5	650,0	275,5	101,17		
					051107	354,4	500,0	145,6	59,44

Capítulo 6

ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

6.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Devido às características da unidade laboratorial, os pontos experimentais foram alcançados com a diminuição do sub-resfriamento do fluido refrigerante. Em todos os ensaios, o fluido encontrava-se, inicialmente, na temperatura ambiente dentro do reservatório de alta pressão, e o valor de sub-resfriamento era reduzido para as condições desejadas na entrada do tubo capilar por meio de processos de aquecimento.

Contudo, conforme ressaltam Meyer & Dunn (1998), quando um sistema de compressão com tubo capilar real é desligado após o funcionamento, o evaporador é o ponto mais frio e de menor pressão do sistema, enquanto que o oposto ocorre para o condensador. Como o tubo capilar não impede a passagem do fluido quando o sistema está desligado, a carga de fluido refrigerante tende a migrar para o evaporador em função da equalização de pressões, deixando vapor no condensador.

Ao ligar-se o equipamento novamente, esse vapor é forçado através do tubo capilar, e, conforme a pressão no condensador aumenta, o fluido refrigerante começa a liquefazer-se. Por isso, na partida do sistema, tem-se inicialmente o vapor, depois uma mistura bifásica e, finalmente, líquido sub-resfriado na entrada do tubo capilar, o que indica que a condição típica de funcionamento é inicialmente alcançada com o aumento do sub-resfriamento.

Ainda que o procedimento utilizado no Laboratório da EPUSP para atingir os pontos experimentais em regime permanente também ocorra em equipamentos reais em condições de

variação de carga, é importante destacar a diferença entre esse procedimento e o funcionamento real de um sistema por compressão de vapor com tubo capilar devido à constatação experimental da ocorrência de um efeito de histerese na avaliação da metaestabilidade (Silvares *et al.*, 1996; Paiva, 1997; Meyer & Dunn, 1998; Huerta, 2000), indicando que existe uma dependência entre o atraso de vaporização e o caminho utilizado para alcançar uma condição de operação.

Uma explicação para a formação dessa curva de histerese está ligada à consideração de que a nucleação ocorre de forma heterogênea. Como pôde ser verificado a partir dos levantamentos experimentais (ver Figuras 5.4 a 5.6), o ponto de início de vaporização deslocou-se para montante no tubo quando se aumentou a temperatura de entrada (diminuição do sub-resfriamento), com uma consequente diminuição na vazão mássica, e o contrário ocorreu quando se diminuiu a temperatura de entrada (aumento do sub-resfriamento), com o ponto de início de vaporização deslocando-se para uma cavidade ativa a jusante.

Conforme verificado experimentalmente por Meyer & Dunn (1998), a curva de variação da vazão em função do sub-resfriamento é contínua quando o sub-resfriamento é aumentado. Considerando a hipótese de nucleação heterogênea, esse comportamento indica que o fato de inicialmente ter-se mistura líquido-vapor nesse trecho do tubo capilar propicia melhores condições de ativação das cavidades e, dessa forma, será necessário um menor superaquecimento do líquido para iniciar-se a vaporização.

Já quando se necessita deslocar o início de vaporização de uma cavidade ativa a jusante para uma a montante, o fato de se ter inicialmente líquido nesse trecho do tubo faz com que seja necessário um maior superaquecimento para ativação de uma nova cavidade. Assim, a cavidade inicialmente ativa permanece nessa condição, enquanto aumenta o superaquecimento do fluido, o que propicia condições para um maior trecho metaestável e uma maior vazão nesse caso. Isso também faz com a transição de uma cavidade ativa para outra ocorra de forma

mais abrupta, o que provoca as descontinuidades nos gráficos da vazão mássica em função do tempo de ensaio (Paiva, 1997) ou do sub-resfriamento (Meyer & Dunn, 1998).

De forma geral, os ensaios que diminuem gradativamente o grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar tendem a produzir maiores atrasos de vaporização, e, conseqüentemente, maiores vazões mássicas quando comparados a ensaios realizados com aumento de ΔT_{sub} . Esse comportamento foi observado tanto por Meyer & Dunn (1998) quanto por Huerta (2000).

Contudo, é importante destacar que, embora o caminho adotado neste trabalho apresente uma tendência de superestimar os valores do atraso de vaporização e do comprimento metaestável, tal comportamento na prática é mascarado pela dispersão dos dados obtidos para ensaios realizados em condições experimentais semelhantes.

Feitas essas considerações, nos itens a seguir, é analisado o efeito das variáveis experimentais sobre o atraso de vaporização e o comprimento do trecho metaestável.

6.2. EFEITO DA PRESSÃO DE ENTRADA

As Figuras 6.1 e 6.2 apresentam o efeito da pressão de entrada sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função do grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar para o tubo TC-01. Pode-se notar que, apesar da dispersão dos valores para um mesmo valor de ΔT_{sub} , em termos médios existe uma tendência de redução no valor de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da pressão na entrada do tubo capilar. Essa dispersão nos dados experimentais é esperada em função da aleatoriedade natural do processo, relatada em diversos trabalhos na literatura.

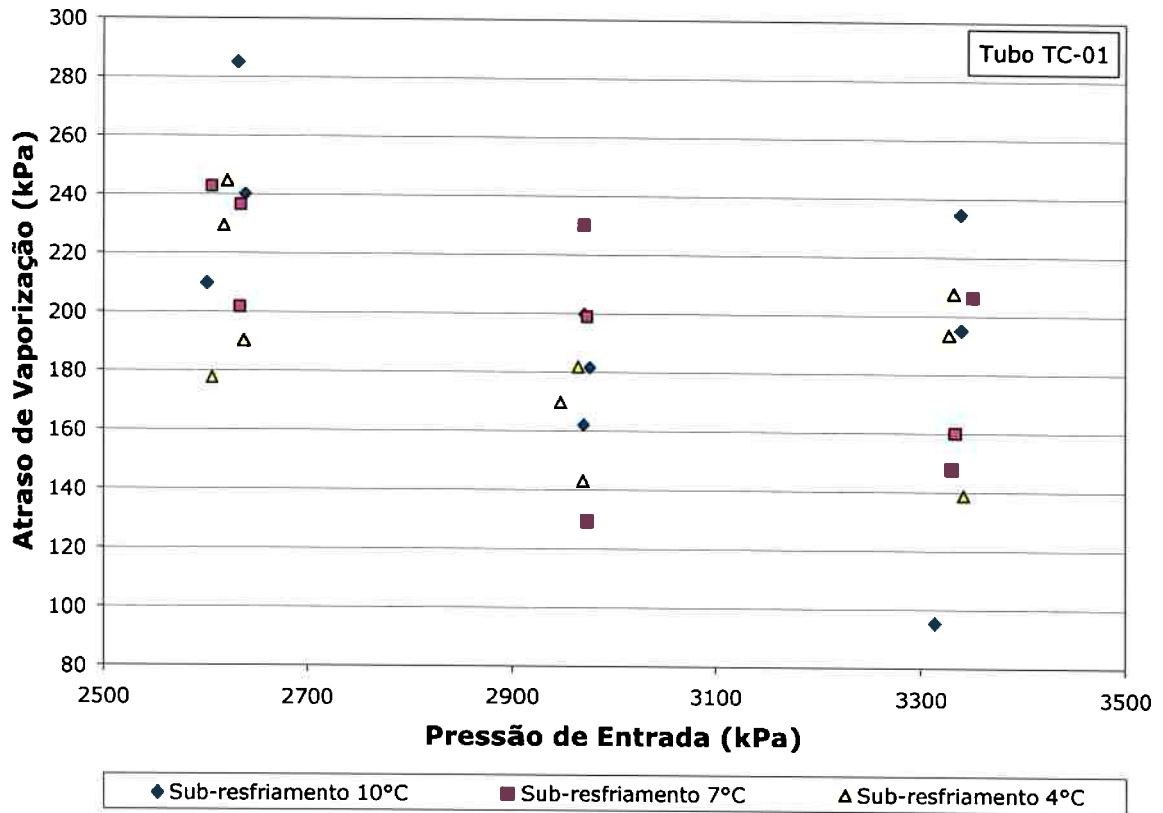


Figura 6.1. Efeito da pressão de entrada sobre o atraso de vaporização.

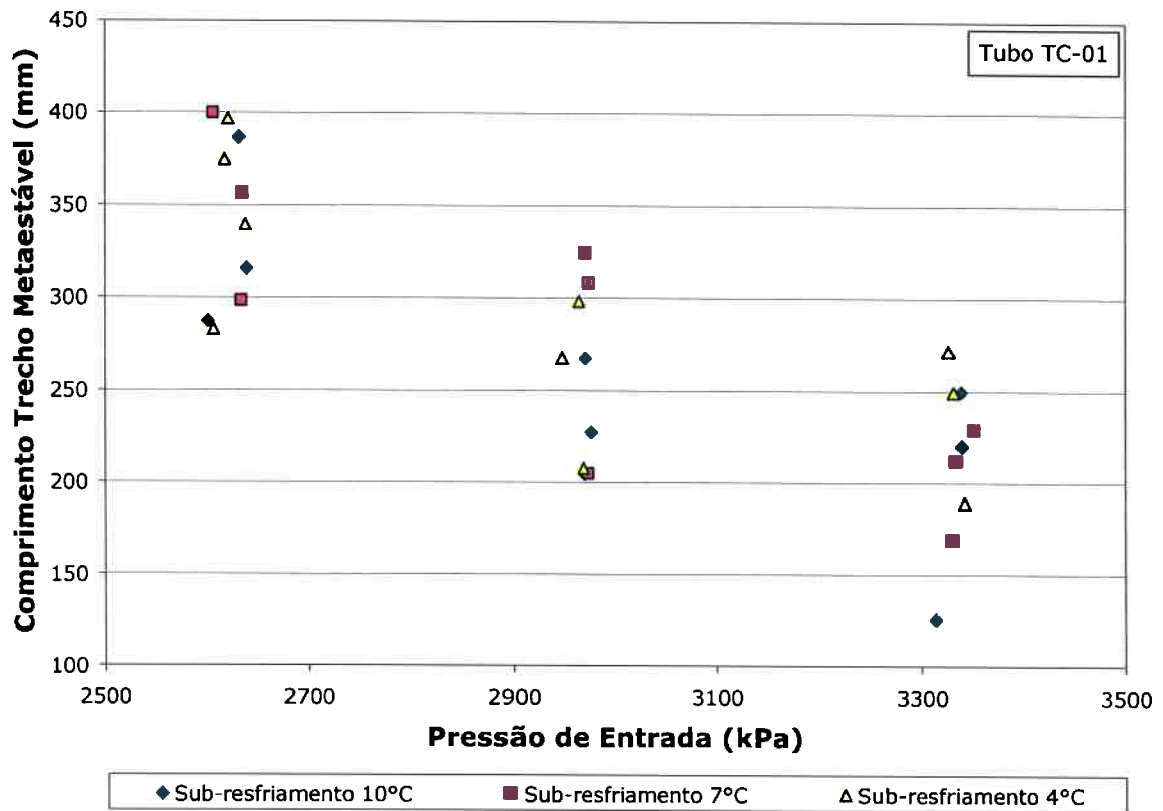


Figura 6.2. Efeito da pressão de entrada sobre o comprimento do trecho metaestável.

A redução de Δp_{sat} e L_{ms} pode ser explicada pelo maior gradiente de pressão ao longo do tubo a que o fluido está sujeito em função da maior pressão de entrada (mantida a pressão de saída constante). Em função desse gradiente, a tendência é que a linha de pressão encontre-se com a linha de pressão de saturação em um ponto mais a jusante da entrada do tubo capilar, e que o ponto de início de vaporização também se desloque para a saída do tubo capilar, de forma que o equilíbrio metaestável seja rompido mais rapidamente, reduzindo, assim, os valores de Δp_{sat} e L_{ms} . Esse comportamento pode ser visualizado esquematicamente na Figura 6.3.

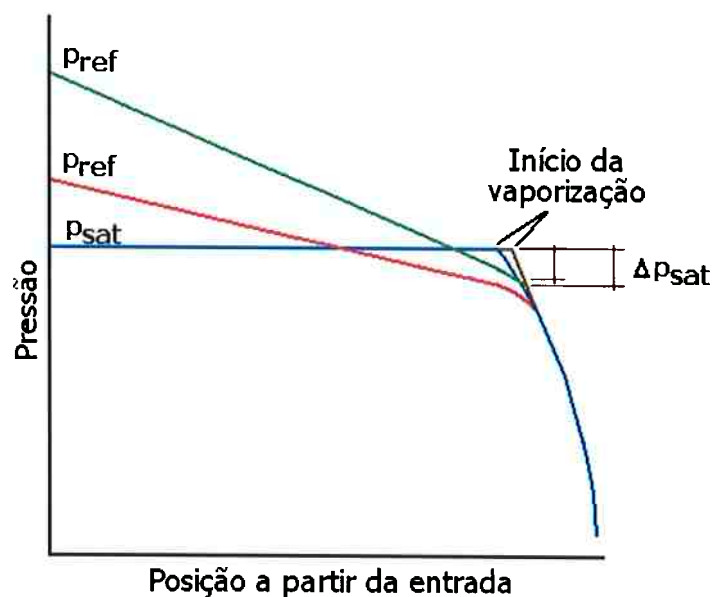


Figura 6.3. Efeito do gradiente de pressão sobre o início da vaporização.

6.3. EFEITO DA TEMPERATURA DE ENTRADA

As Figuras 6.4 e 6.5 apresentam o efeito da temperatura na entrada do tubo capilar sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função da temperatura de condensação na entrada do tubo capilar para o tubo TC-01. É possível verificar uma tendência do aumento de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da temperatura na entrada do tubo capilar, principalmente para $T_{cd} = 50^\circ\text{C}$.

Esse comportamento aparece de forma mais nítida nos resultados para os tubos TC-02 e TC-03, Figuras 6.6 e 6.7. Ele é coerente com o esperado para ensaios cujo ponto experimental é alcançado com a diminuição do sub-resfriamento, pois, nesse tipo de ensaio, conforme verificaram Meyer & Dunn (1998), Liu & Bullard (2000) e Bittle *et al.* (2001), existe um aumento no comprimento metaestável com o aumento da temperatura de entrada. Como consequência, ocorre um aumento na diferença de pressão de vaporização.

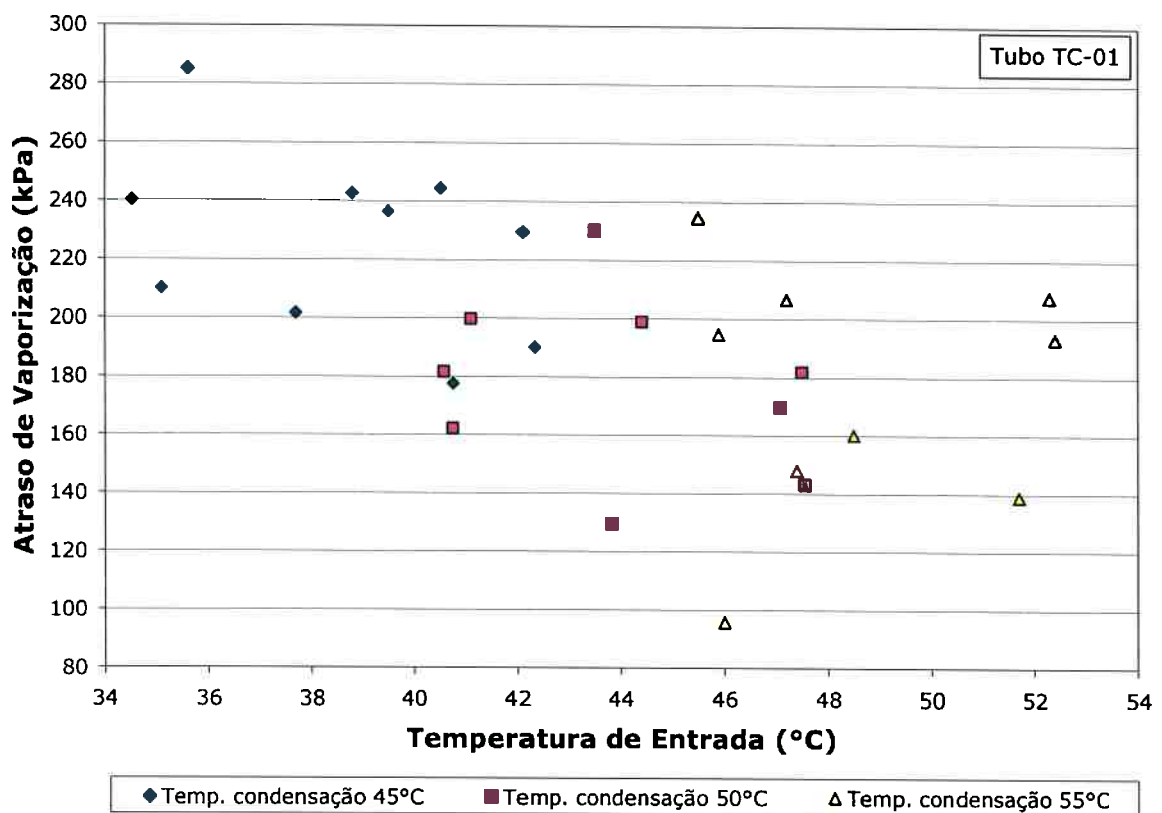


Figura 6.4. Efeito da temperatura de entrada sobre Δp_{sat} para o tubo TC-01.

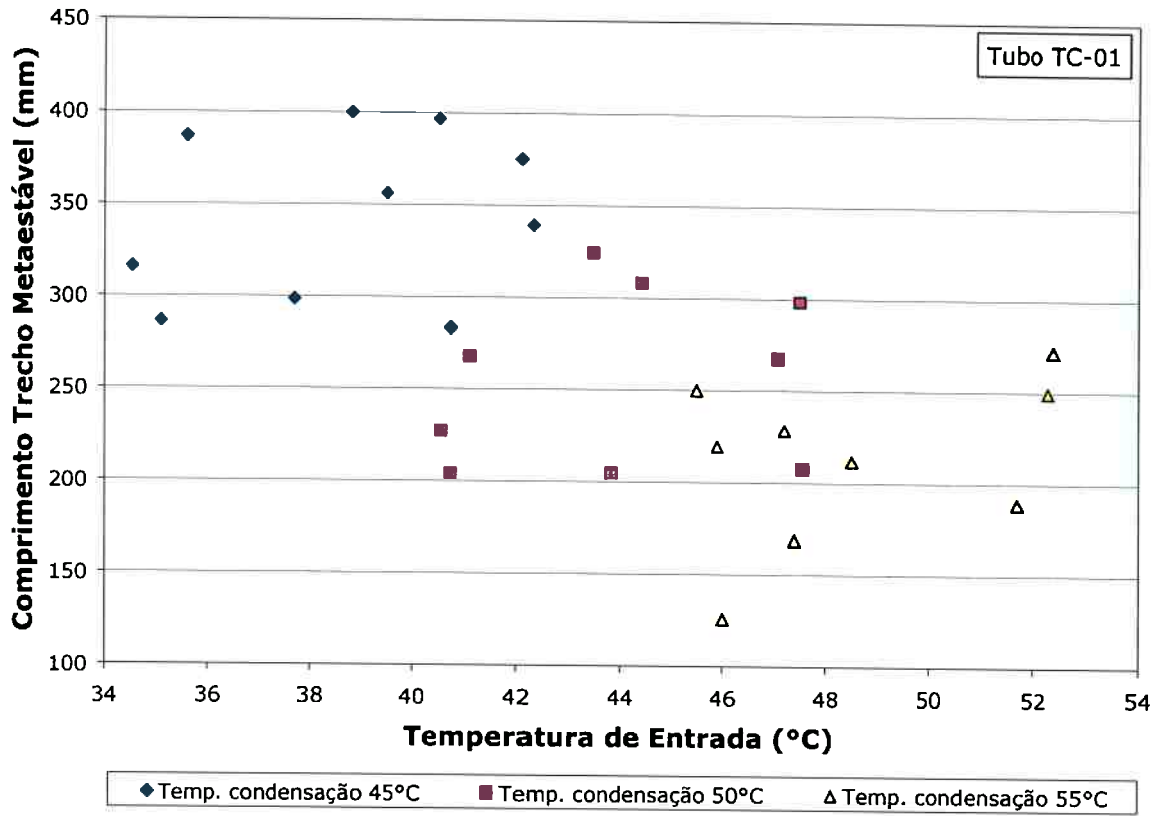


Figura 6.5. Efeito da temperatura de entrada sobre L_{ms} para o tubo TC-01.

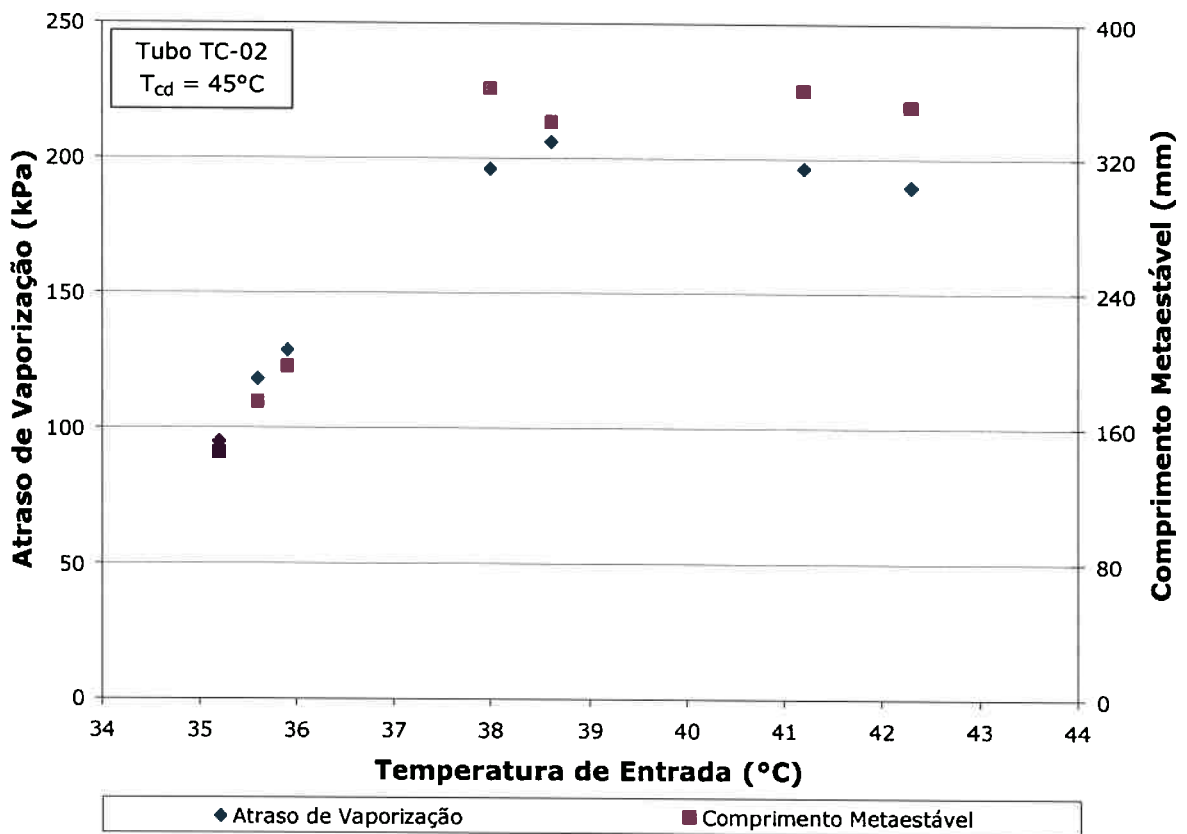


Figura 6.6. Efeito de T_e sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-02.

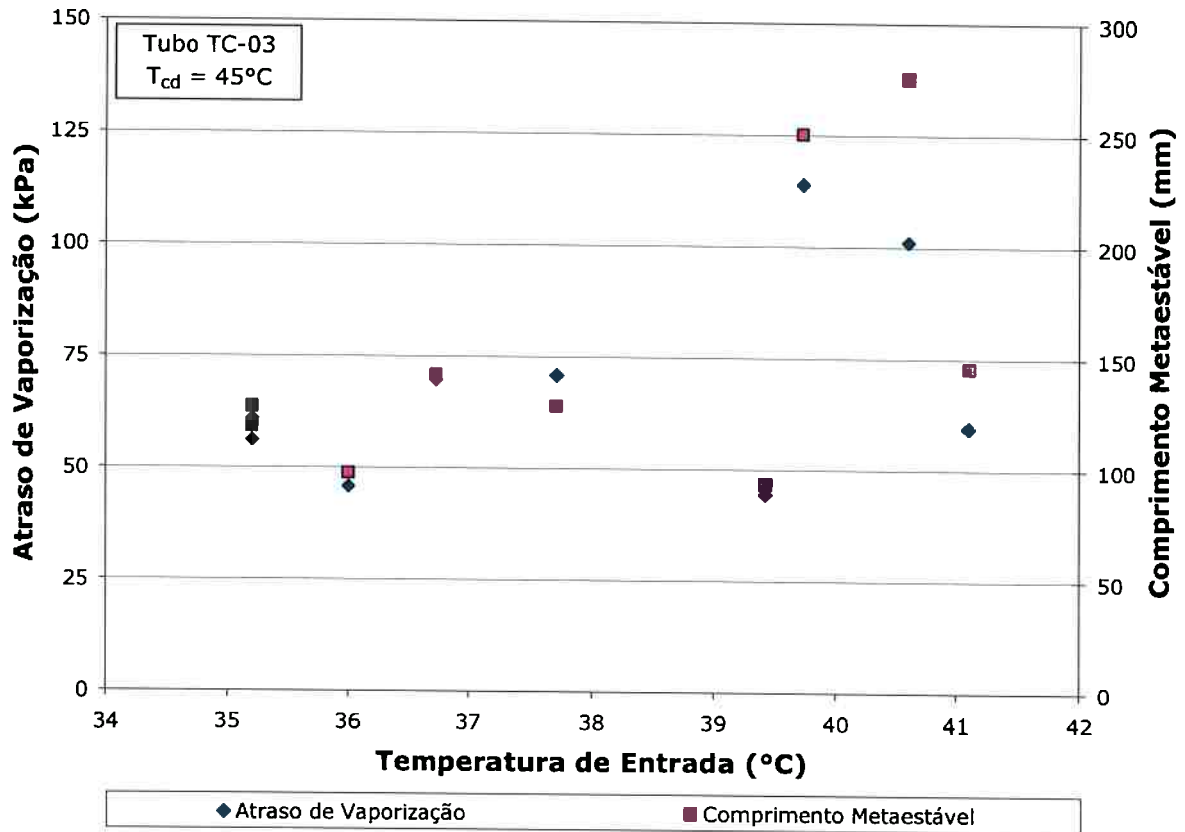


Figura 6.7. Efeito de T_e sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-03.

Conforme mostra a Figura 6.8, a linha correspondente à pressão de saturação obtida a partir da temperatura do fluido refrigerante se desloca para cima com o aumento da temperatura de entrada. Considerando que as pressões na entrada e na saída do tubo capilar permanecem constantes, o ponto de encontro das curvas de p_{sat} e p_{ref} desloca-se para a esquerda, e esse deslocamento é maior que aquele que ocorre para a esquerda do ponto de início de vaporização, bem como o deslocamento que seria causado pela variação na inclinação da linha de p_{ref} em função da variação da vazão e consequente variação da perda de carga (que não foi representado na Figura 6.8). Dessa forma, o resultado líquido de todas essas variações é um aumento em Δp_{sat} e L_{ms} .

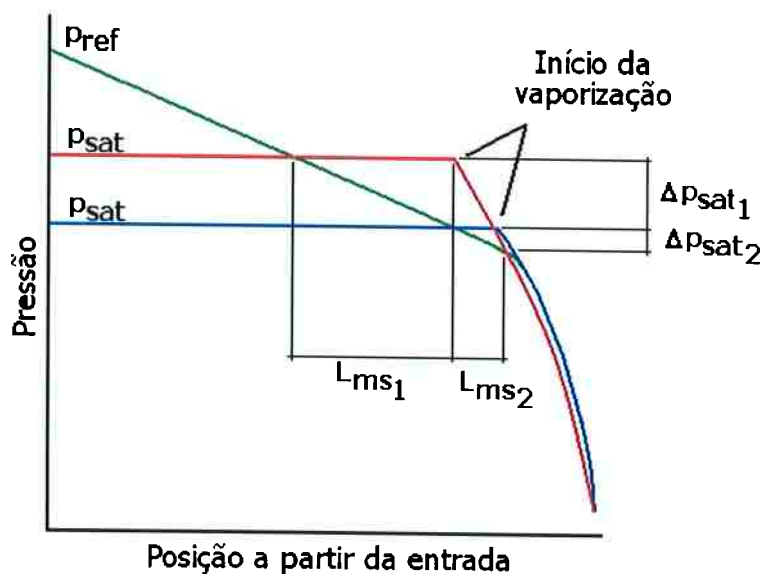


Figura 6.8. Efeito de T_e sobre os pontos de saturação e de início da vaporização.

6.4. EFEITO DA VAZÃO MÁSSICA

As Figuras 6.9 e 6.10 apresentam o efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função da temperatura de condensação na entrada do tubo capilar para o tubo TC-01. Apesar da dispersão dos dados, verifica-se o comportamento esperado a partir da literatura: a redução de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da vazão. As Figuras 6.11 e 6.12 também apresentam esse comportamento para os tubos TC-02 e TC-03.

O aumento da vazão mássica de fluido refrigerante em um tubo capilar de diâmetro e pressão de saída fixados pode ser obtido pela diminuição da temperatura de entrada (aumento do sub-resfriamento), ou pelo aumento da pressão de entrada. Os itens 6.2 e 6.3 abordaram o efeito desses dois parâmetros em Δp_{sat} e L_{ms} . Na Figura 6.3, verifica-se que o aumento da pressão de entrada diminui Δp_{sat} e L_{ms} , com o ponto de início de vaporização deslocando-se para a saída do tubo, o que aumenta a vazão em função do maior trecho de escoamento de líquido. Já na Figura 6.8, o ponto de vaporização também se move em direção da saída do tubo capilar, com a diminuição da temperatura de entrada, o que também provoca um aumento na vazão mássica e diminuição do Δp_{sat} e L_{ms} .

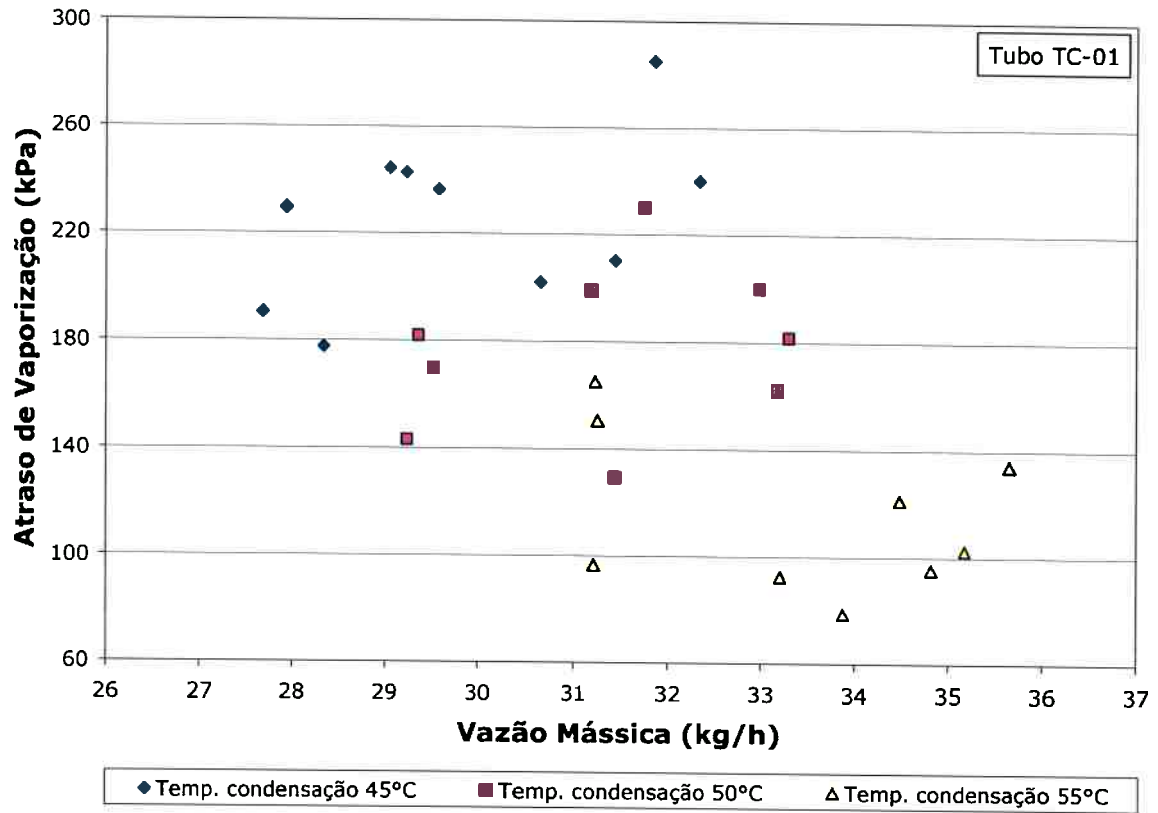


Figura 6.9. Efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} para o tubo TC-01.

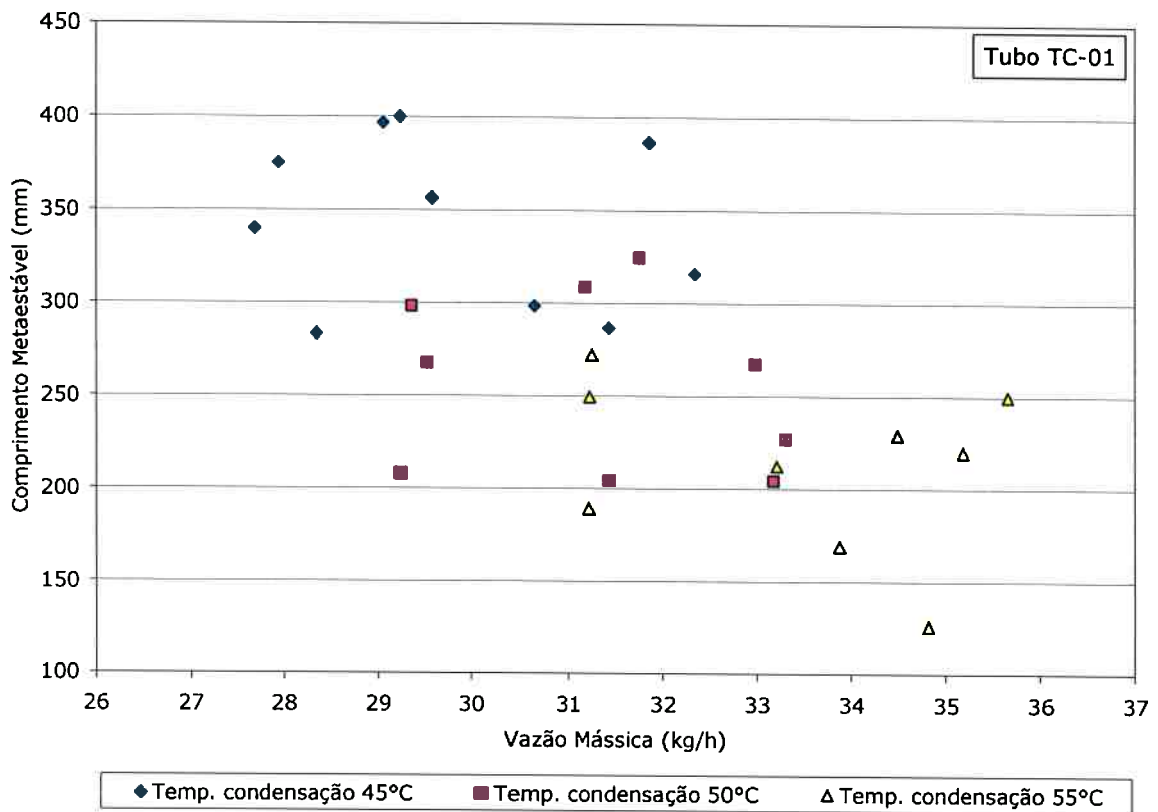


Figura 6.10. Efeito da vazão mássica sobre L_{ms} para o tubo TC-01.

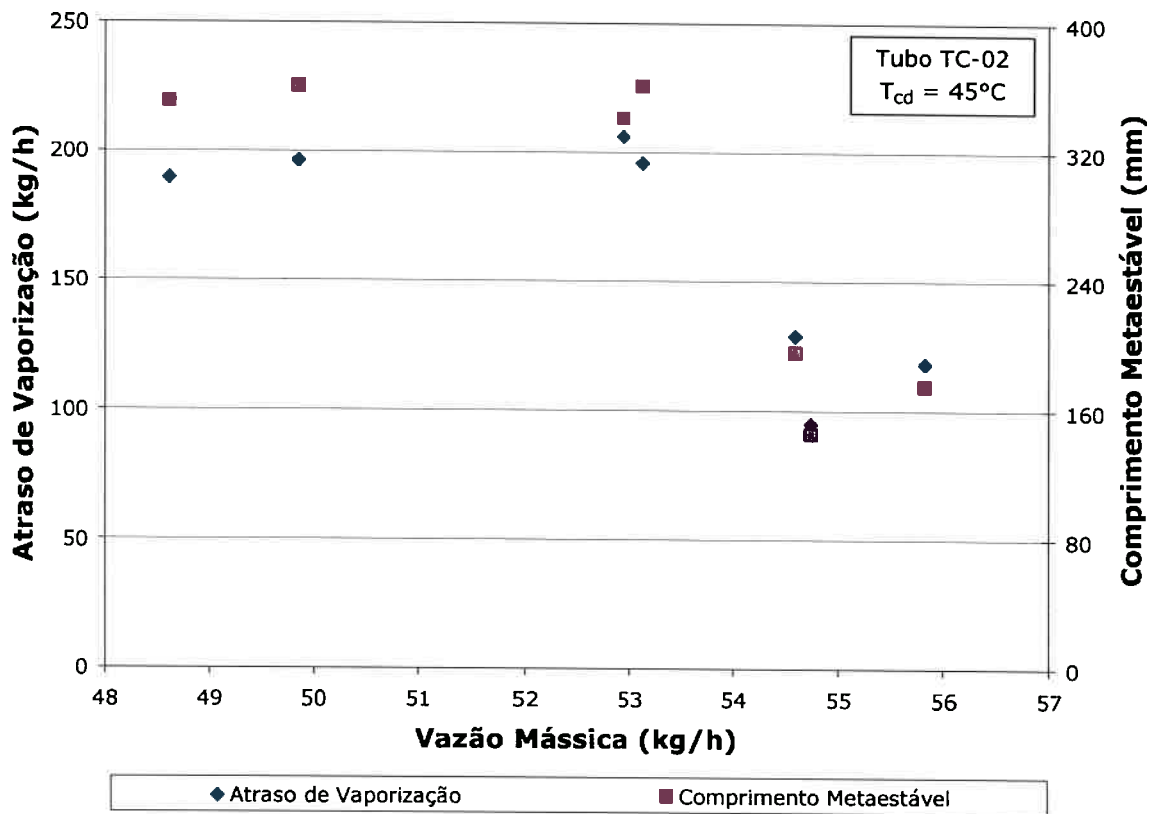


Figura 6.11. Efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-02.

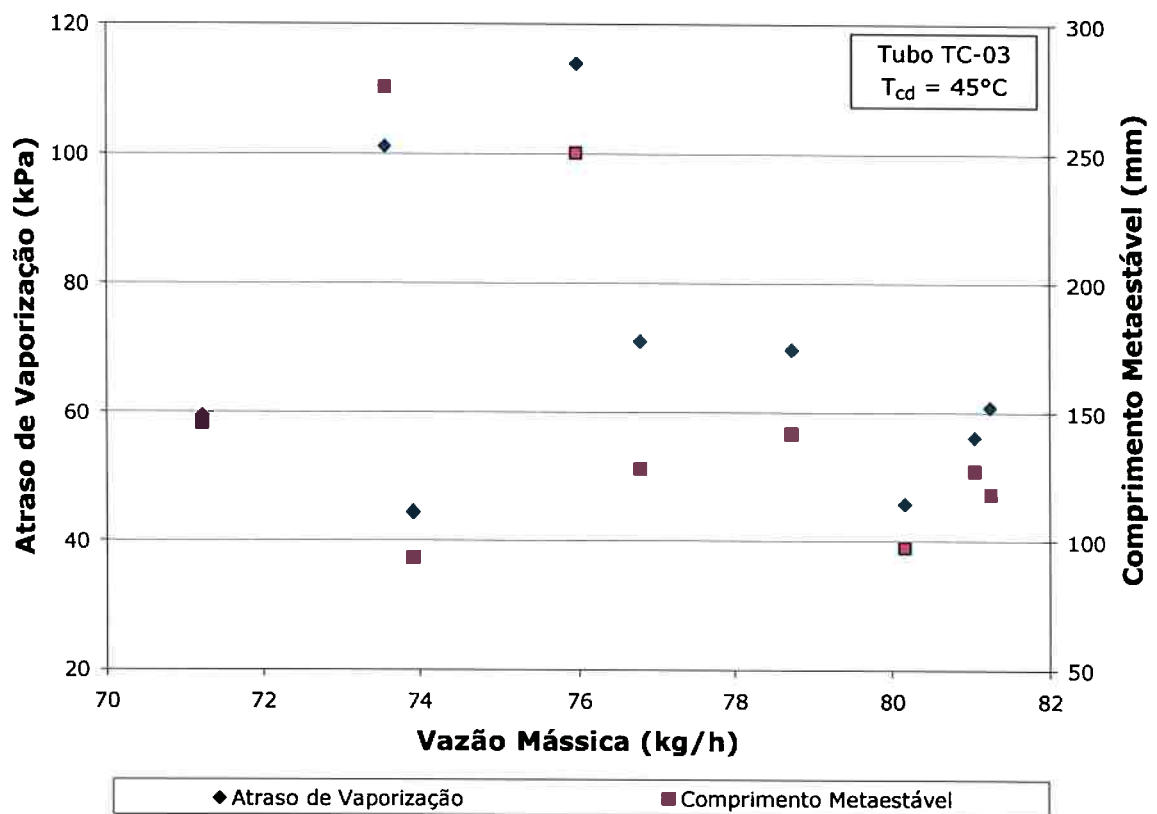


Figura 6.12. Efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} e L_{ms} para o tubo TC-03.

6.5. EFEITO DO DIÂMETRO DO TUBO CAPILAR

As Figuras 6.13 e 6.14 apresentam o efeito do diâmetro do tubo capilar sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função do grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar. Verifica-se que o atraso de vaporização e o comprimento do trecho metaestável diminuem à medida que se aumenta o diâmetro do tubo capilar.

Conforme comentado no item 6.3, uma variação na inclinação da curva de p_{ref} pode ser causada por uma variação na vazão e na perda de carga, e uma variação no diâmetro do tubo também muda a inclinação da curva de p_{ref} , como pode ser visto na Figura 6.15. Verifica-se que o aumento do diâmetro do tubo capilar provoca uma diminuição na inclinação da curva de perda de carga, o que provoca um deslocamento para a direita do ponto onde as curvas de p_{sat} e p_{ref} se encontram, além de fazer com que condições de nucleação possam ser atingidas mais rapidamente. Esses dois fatores combinados levam a uma redução nos valores de Δp_{sat} e L_{ms} .

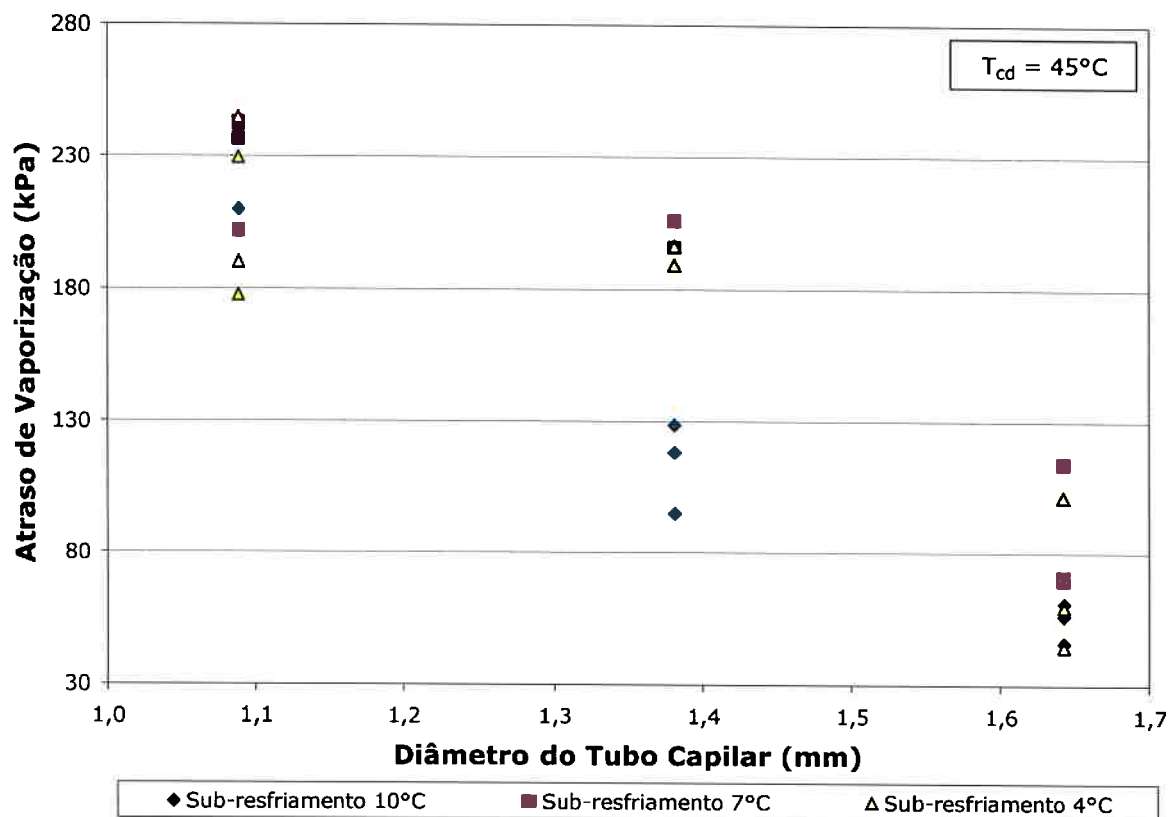


Figura 6.13. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o atraso de vaporização.

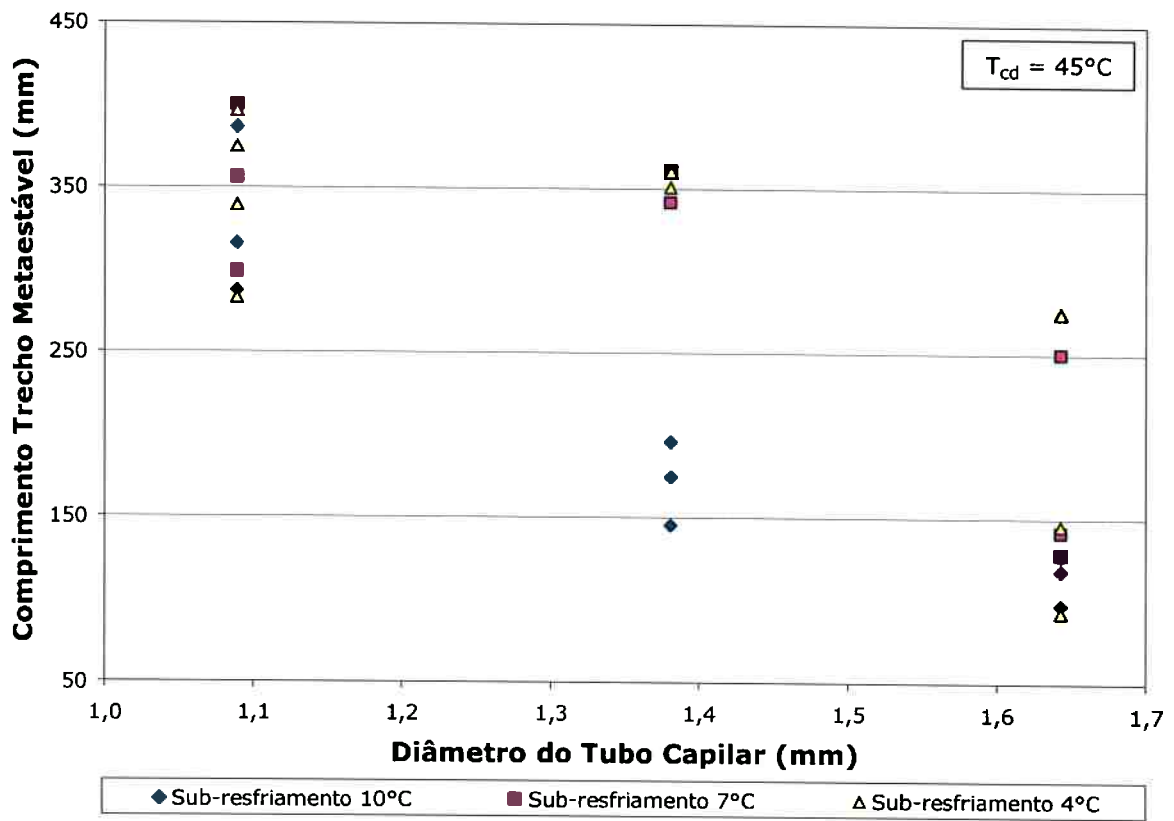


Figura 6.14. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o comprimento metaestável.

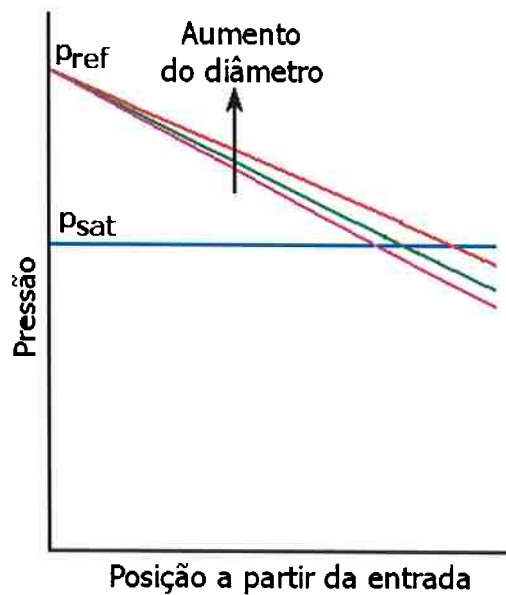


Figura 6.15. Efeito de d_{ic} sobre o ponto de encontro das curvas de p_{sat} e p_{ref} .

Capítulo 7

CORRELAÇÃO PARA O ATRASO DE VAPORIZAÇÃO EM TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS

Conforme destacado no Item 1.7, um dos objetivos desse trabalho é correlacionar os parâmetros geométricos e operacionais no intuito de se prever a diferença de pressão de saturação no escoamento do R-410A em tubos capilares adiabáticos. Como resultado da revisão bibliográfica e de outros trabalhos desenvolvidos no Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão, para o presente trabalho optou-se por utilizar o modelo proposto por Huerta (2003), descrito a seguir.

7.1. DESENVOLVIMENTO DA CORRELAÇÃO

As hipóteses adotadas no desenvolvimento da correlação são:

- líquido incompressível com propriedades termodinâmicas constantes;
- superaquecimento uniforme do fluido, uma vez que em um processo de vaporização por redução de pressão não existe gradiente de temperatura junto à parede do tubo;
- o processo de nucleação forma bolhas esféricas.

Segundo a teoria de nucleação homogênea, o trabalho mínimo necessário para formação de núcleos esféricos é dado por:

$$W_{min} = \frac{16\pi\sigma^3}{3(p_v - p_l)^2} \quad (7.1)$$

onde σ é a tensão superficial do líquido, enquanto que p_v e p_l são as pressões do vapor e do líquido. De acordo com Skripov (1974), a diferença de pressões ($p_v - p_l$) pode ser substituída, para baixos graus de superaquecimento, por:

$$p_v - p_l = (p_{sat} - p_l) \left(1 - \frac{v_l}{v_v} \right) \quad (7.2)$$

onde p_{sat} é a pressão de saturação, v_l e v_v são os volumes específicos do líquido e do vapor.

Substituindo (7.2) em (7.1), é possível calcular o trabalho crítico necessário (W_{cr}) para que uma bolha comece a crescer:

$$W_{cr} = \frac{16\pi\sigma^3}{3(p_{sat} - p_l)^2 \left(1 - \frac{v_l}{v_v} \right)^2} \quad (7.3)$$

Em função do efeito de intensificação da parede na nucleação, no caso de nucleação heterogênea, o trabalho crítico necessário para o crescimento da bolha é muito menor que aquele da nucleação homogênea. Para levar isso em conta, é introduzido um fator de heterogeneidade φ ($\varphi < 1$) na Equação (7.3), e o trabalho crítico para nucleação heterogênea é dado por:

$$W'_{cr} = \varphi W_{cr} = \frac{16\pi\sigma^3\varphi}{3(p_{sat} - p_l)^2 \left(1 - \frac{v_l}{v_v} \right)^2} \quad (7.4)$$

Esse trabalho crítico pode ser relacionado à frequência de nucleação espontânea KT , que fornece uma medida das perturbações que afetam o líquido metaestável, por meio do número de Gibbs (G_b):

$$G_b = \frac{W'_{cr}}{KT} \quad (7.5)$$

onde K é a constante de Boltzmann ($K = 1,38065 \cdot 10^{-23}$ J/K) e T é a temperatura na escala absoluta. Substituindo a Eq. (7.5) na Eq. (7.4):

$$G_b = \frac{16\pi\sigma^3\varphi}{3KT(p_{sat} - p_l)^2 \left(1 - \frac{v_l}{v_v}\right)^2} \quad (7.6)$$

Na Equação (7.6), tem-se o termo $(p_{sat} - p_l)$, enquanto que o atraso de vaporização Δp_{sat} , para o qual se deseja obter a correlação, é dado por $(p_{sat} - p_v)$, como mostrado na Eq. (2.1). Considerando uma bolha de tamanho crítico e baixo grau de superaquecimento, pode-se assumir que, na interface da bolha, existe uma condição de equilíbrio térmico, ou seja, $T_v = T_l = T$. A partir dessa hipótese, é possível relacionar $(p_{sat} - p_l)$ com $(p_{sat} - p_v)$ por meio de:

$$p_{sat} - p_l = (p_{sat} - p_v) \left(\frac{v_v}{v_l}\right) \quad (7.7)$$

Substituindo a Eq. (7.7) em (7.6) e rearranjando:

$$Gb = \frac{16\pi\sigma^3\varphi}{3KT(p_{sat} - p_v)^2 \left(\frac{v_v}{v_l} - 1\right)^2} \quad (7.8)$$

Finalmente, rearranjando a Eq. (7.8), pode-se obter uma expressão para o atraso de vaporização Δp_{sat} em função do número de Gibbs e do fator de heterogeneidade:

$$(p_{sat} - p_v)^2 = \frac{16\pi\sigma^3}{3KT \left(\frac{v_v}{v_l} - 1\right)^2 \left(\frac{Gb}{\varphi}\right)} \quad (7.9)$$

O termo (Gb/φ) na Eq. (7.9) engloba os efeitos da nucleação heterogênea e pode ser expresso como uma função dos parâmetros relacionados com o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares: o diâmetro interno e a rugosidade do tubo, a vazão mássica, a temperatura e o grau de sub-resfriamento na entrada, bem como as propriedades termofísicas do refrigerante. Assim:

$$Gb/\varphi = Gb^* = f(d_{tc}, \dot{m}, \Delta T_{sub}, T_{ent}, \varepsilon) \quad (7.10)$$

Esses parâmetros podem ser combinados, considerando o teorema Π , nos grupos adimensionais Π_1 , Π_2 , Π_3 e Π_4 :

$$\Pi_1 = \frac{4\dot{m}}{\pi d_{tc} \mu_l} = Re_{d_{tc}} \quad (7.11)$$

$$\Pi_2 = \frac{\Delta T_{sub}}{T_{cr}} = \Delta T_{sub}^* \quad (7.12)$$

$$\Pi_3 = \frac{d_{tc}^2 c_{p,l} T_{ent}}{v_l^2 \mu_l^2} = T_{ent}^* \quad (7.13)$$

$$\Pi_4 = \frac{\varepsilon}{d_{tc}} \quad (7.14)$$

Dessa forma, a Eq. (7.10) pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} Gb^* &= f\left(\text{Re}_{d_{tc}}, \Delta T_{sub}^*, T_{ent}^*, \frac{\varepsilon}{d_{tc}}\right) \\ &= C_1 (\text{Re}_{d_{tc}})^{n_1} (\Delta T_{sub}^*)^{n_2} (T_{ent}^*)^{n_3} \left(\frac{\varepsilon}{d_{tc}}\right)^{n_4} \end{aligned} \quad (7.15)$$

A partir da regressão dos dados experimentais disponíveis, é possível obter os coeficientes C_1 , n_1 , n_2 , n_3 e n_4 da Eq. (7.15), e assim definir um modelo para previsão do atraso de vaporização no escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares. A Tabela 7.1 apresenta os valores desses coeficientes obtidos a partir dos dados experimentais apresentados no Capítulo 5, e a Eq. (7.15) fica:

$$Gb^* = 4,8018 \cdot 10^{-29} (\text{Re}_{d_{tc}})^{-5,8403} (\Delta T_{sub}^*)^{1,3320} (T_{ent}^*)^{3,4194} \left(\frac{\varepsilon}{d_{tc}}\right)^{-3,3782} \quad (7.16)$$

Tabela 7.1. Coeficientes da Eq. (7.15).

Coeficiente	Valor
C_1	$4,8018 \cdot 10^{-29}$
n_1	-5,8403
n_2	1,3320
n_3	3,4194
n_4	-3,3782

A Figura 7.1 apresenta a comparação entre os valores experimentais e calculados pelo modelo. O erro médio do modelo proposto para previsão do atraso de vaporização composto pelas Eqs. (7.9) e (7.16) é de 21,8%, com o modelo prevendo 82% dos valores experimentais dentro da faixa de $\pm 30,0\%$. Esse resultado é semelhante ao de outros trabalhos da literatura, como, por exemplo, o de Chen *et al.* (1990), que indicou uma faixa de erro de $\pm 26\%$, sem contudo declarar a porcentagem de valores dentro desta faixa. Dessa forma, pode-se considerar que o resultado aqui obtido, em termos de previsão da ocorrência e “intensidade” do atraso de vaporização, é satisfatório e compatível com a literatura.

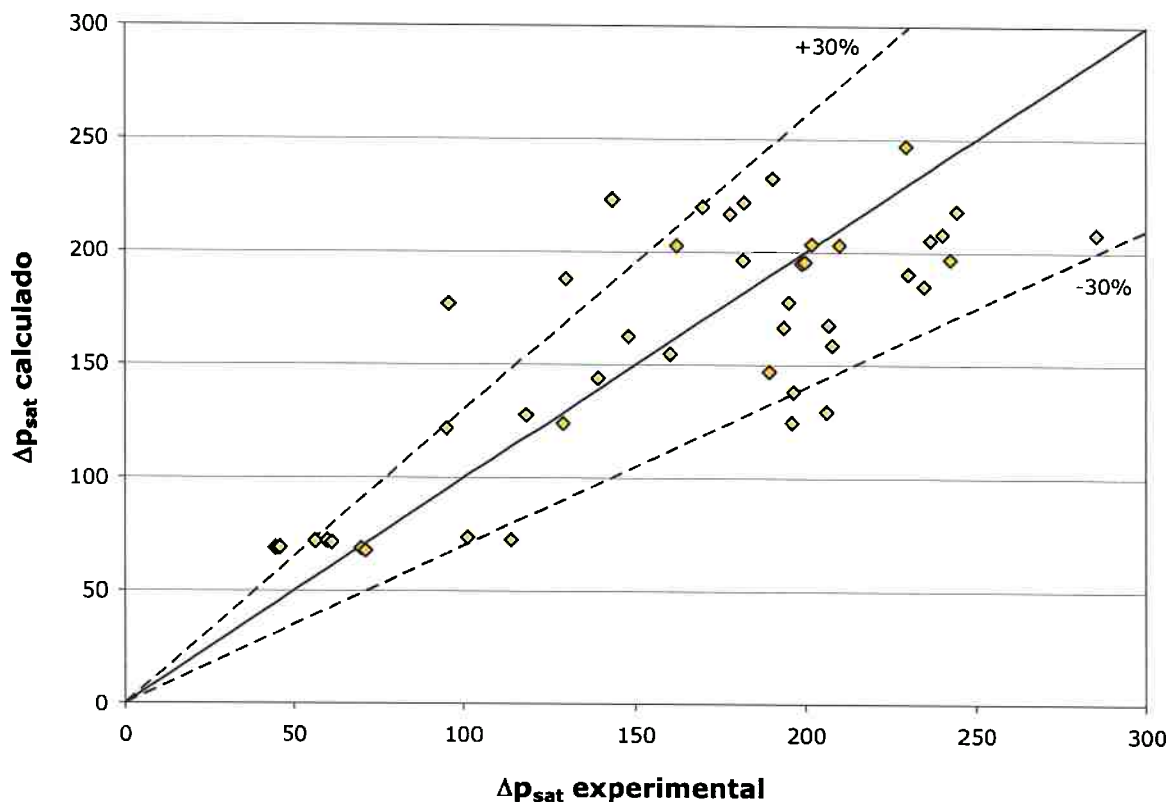


Figura 7.1. Comparação entre os valores de Δp_{sat} experimentais e calculados.

7.2. INCORPORAÇÃO DA CORRELAÇÃO AO MODELO DE SIMULAÇÃO DE TUBOS CAPILARES

O modelo proposto para previsão do atraso de vaporização foi incorporado ao modelo de simulação do escoamento de misturas de refrigerantes em tubos capilares adiabáticos desenvolvido pelo presente autor a fim de verificar a melhoria obtida com essa incorporação. Em função dos resultados anteriores, a inclusão foi feita apenas na versão do modelo que utiliza as equações para escoamento bifásico homogêneo.

No modelo original, o tubo capilar foi discretizado utilizando o método das diferenças finitas em trinta trechos, sendo o primeiro trecho correspondente à região de escoamento monofásico líquido, e os 29 restantes dividem a região de escoamento bifásico em trechos de Δp constante. O comprimento do trecho com escoamento monofásico é determinado a partir da equação de quantidade de movimento discretizada:

$$\frac{(p_1 - p_2)}{L_{mono,l}} = \frac{\bar{f}G^2\bar{v}}{2d_{tc}} \quad (7.17)$$

onde

$$p_2 = p_{sat}(T_2) \quad (7.18)$$

Nessas equações, T_2 é calculado a partir do balanço de energia no trecho de escoamento monofásico líquido, Eq. (3.3), e \bar{f} e \bar{v} são respectivamente o fator de atrito e o volume específico médios no trecho.

Da mesma forma que nos trabalhos anteriores, a incorporação do efeito da metaestabilidade foi feita introduzindo-se o valor do atraso de vaporização calculado a partir da Eq. (7.9) na Eq. (7.17):

$$\frac{(p_1 - p_2 + \Delta p_{sat})}{L_{mono,l,ms}} = \frac{\bar{f}G^2\bar{v}}{2d_{tc}} \quad (7.19)$$

A Tabela 7.2 e a Figura 7.2 apresentam os resultados da validação do modelo de simulação de tubos capilares sem a introdução da modificação e do modelo modificado, utilizando-se os resultados experimentais apresentados no Capítulo 5. Pode-se verificar que, para os diâmetros de 1,089 e 1,381 mm, a introdução do efeito da metaestabilidade praticamente elimina a diferença entre os valores experimentais e calculados observada quando esse efeito não é considerado, restando uma pequena diferença que pode ser creditada aos erros numéricos.

Já para o tubo de maior diâmetro (1,643 mm), em que o fenômeno da metaestabilidade tem uma intensidade menor, ocorre uma superestimativa de até 6,3% por parte do modelo modificado, com as maiores diferenças ocorrendo para as poucas situações em que os dados experimentais indicaram a não ocorrência do atraso de vaporização. Eliminando-se essas situações, todos os demais casos para esse diâmetro apresentaram diferenças na faixa de +2,0 a +5,0%.

Dessa forma, pode-se concluir que, apesar do erro relativamente alto da correlação obtida para a previsão do atraso de vaporização, a sua introdução no modelo de simulação de tubos capilares representa uma melhoria importante para o mesmo.

Tabela 7.2. Validação do modelo modificado de simulação de tubos capilares.

Tubo	Cond. Teórica		Ensaio	\dot{m}_{exp} kg/h	\dot{m}_{calc} (kg/h)					
	T_{cd}	ΔT_{sub}			sem atraso	erro	com atraso	erro		
TC-01	45	10	051211	32,339	29,507	-8,76%	32,189	-0,46%		
			051209	31,863	28,858	-9,43%	31,552	-0,98%		
			051209b	31,429	28,695	-8,70%	31,376	-0,17%		
		7	051212	30,641	27,846	-9,12%	30,546	-0,31%		
			051209b	29,233	26,854	-8,14%	29,670	1,49%		
			051212	29,580	26,903	-9,05%	29,727	0,50%		
		4	051211	29,056	26,145	-10,02%	29,181	0,43%		
			051209b	28,343	25,764	-9,10%	28,960	2,18%		
			051211	27,688	25,364	-8,39%	28,979	4,66%		
		50	10	051211b	27,936	25,176	-9,88%	28,950	3,63%	
				051216	33,296	30,817	-7,45%	33,221	-0,23%	
				051215c	33,173	30,524	-7,99%	32,989	-0,55%	
	7		051215b	32,982	30,462	-7,64%	32,873	-0,33%		
			051216	31,755	29,206	-8,03%	31,560	-0,61%		
			051215b	31,431	29,062	-7,54%	31,436	0,02%		
	4		051215c	31,184	28,643	-8,15%	31,102	-0,26%		
			051216	29,537	26,858	-9,07%	29,796	0,88%		
			051215b	29,366	26,824	-8,66%	29,845	1,63%		
	55		10	051215c	29,241	26,797	-8,36%	29,929	2,35%	
				051212b	35,659	32,683	-8,34%	34,681	-2,74%	
				051214	35,177	32,507	-7,59%	34,454	-2,05%	
		7	051213	34,819	32,136	-7,71%	34,101	-2,06%		
			051213b	34,490	31,910	-7,48%	33,774	-2,08%		
			051213c	33,876	31,578	-6,78%	33,430	-1,32%		
		4	051214	33,210	31,014	-6,61%	32,800	-1,23%		
			051214	31,218	29,242	-6,33%	30,975	-0,78%		
			051213c	31,229	28,757	-7,92%	30,571	-2,11%		
		TC-02	45	10	051213b	31,255	28,623	-8,42%	30,500	-2,42%
					051128	54,740	52,684	-3,76%	55,841	2,01%
					051129	55,825	52,478	-6,00%	55,592	-0,42%
	7			051119	54,587	51,885	-4,95%	55,032	0,82%	
				051129c	53,125	49,998	-5,89%	53,138	0,02%	
	4			051120b	52,950	49,467	-6,58%	52,671	-0,53%	
			051120	49,850	46,699	-6,32%	50,400	1,10%		
			051129d	48,610	45,584	-6,23%	49,684	2,21%		
	TC-03		45	10	051102	81,240	81,099	-0,17%	84,123	3,55%
051016					81,032	80,669	-0,45%	83,746	3,35%	
051021					78,328	79,810	1,89%	82,864	5,79%	
051025					80,158	80,297	0,17%	83,275	3,89%	
7		051108		78,725	78,746	0,03%	81,726	3,81%		
		051102		76,788	77,230	0,58%	80,248	4,51%		
		051025b		74,636	76,297	2,23%	79,329	6,29%		
		051112d		75,972	74,588	-1,82%	77,652	2,21%		
4		051025b		73,915	74,091	0,24%	77,233	4,49%		
		051114		73,554	72,625	-1,26%	75,805	3,06%		
		051107		71,220	71,611	0,55%	75,016	5,33%		

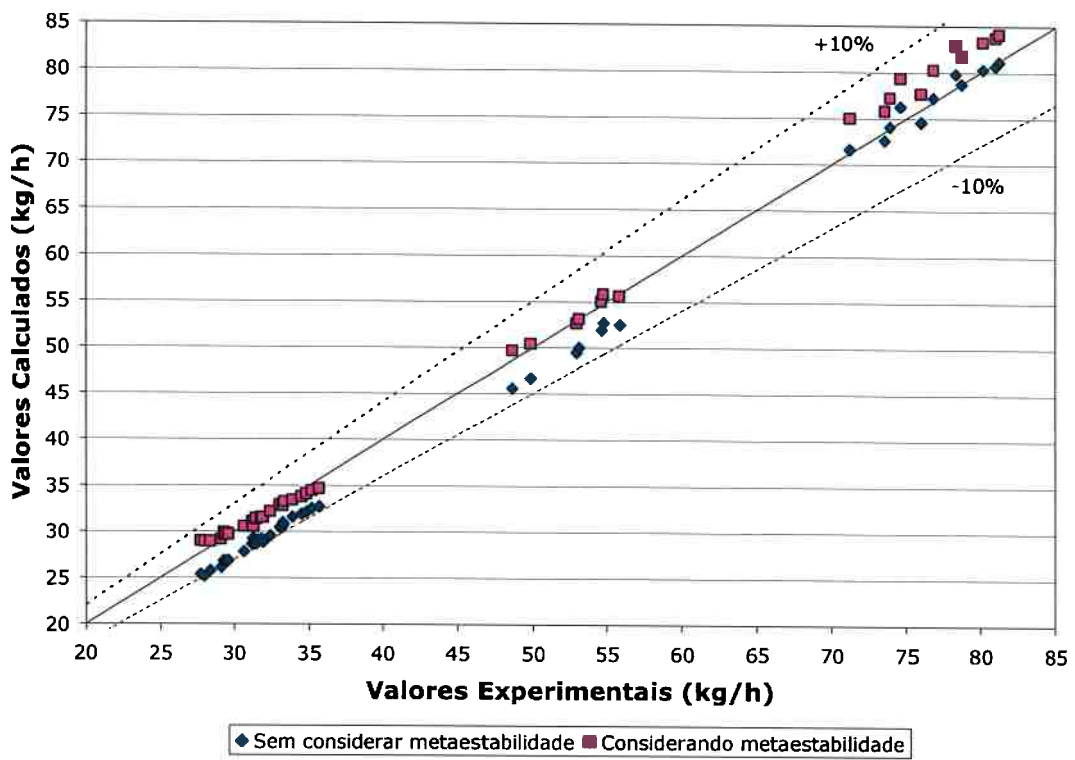


Figura 7.2. Comparação entre os valores de \dot{m}_{tc} experimentais e calculados.

Capítulo 8

CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES

O presente trabalho apresentou uma revisão de trabalhos desenvolvidos no Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão do GREAC/EPUSP sobre o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares, além de uma análise experimental da metaestabilidade no escoamento do fluido refrigerante R-410A em tubos capilares adiabáticos.

Para a realização do levantamento experimental, foi utilizada a unidade laboratorial para ensaio de tubos capilares do Laboratório de Sistemas e Dispositivos de Expansão do PME-EPUSP. Inicialmente, foram realizados estudos para caracterização de alguns parâmetros geométricos e operacionais, como a medição dos diâmetros dos tubos capilares e a avaliação dos fatores de atrito dos tubos capilares. A seguir, foram realizados 27 ensaios, nos quais se obteve um total de 46 pontos experimentais.

O levantamento experimental permitiu a análise do efeito dos principais parâmetros geométricos e operacionais nos valores da diferença de pressão de vaporização e do comprimento metaestável em tubos capilares adiabáticos.

Mesmo se os valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos apresentaram uma grande aleatoriedade, os ensaios demonstraram que existem tendências de variação bastante definidas, o que possibilita a previsão desses parâmetros e permite concluir que esse fenômeno, embora não possa ser bem representado pontualmente, poderia ser bem representado quando analisado de forma média. Foram verificadas as seguintes tendências:

- redução de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da pressão na entrada do tubo capilar, explicada pelo maior gradiente de pressão ao longo do tubo, função da maior pressão de entrada (mantida a pressão de saída constante);
- aumento de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da temperatura na entrada do tubo capilar, pois o ponto de encontro das curvas de p_{sat} e p_{ref} desloca-se para a esquerda;
- redução de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da vazão, causado pela combinação do aumento da pressão de entrada e da diminuição da temperatura de entrada;
- Δp_{sat} e L_{ms} diminuem à medida que se aumenta o diâmetro do tubo capilar; verifica-se que o aumento do diâmetro do tubo capilar provoca uma diminuição na inclinação da curva de perda de carga, o que provoca um deslocamento para a direita do ponto onde as curvas p_{sat} e p_{ref} se encontram.

Esses dados permitiram também a adequação de forma satisfatória da correlação proposta por Huerta (2003) para o R-410A na faixa de operação utilizada naquele trabalho. O erro médio do modelo proposto para previsão do atraso de vaporização composto pelas Eqs. (7.9) e (7.16) é de 21,8%, com o modelo prevendo 82% dos valores experimentais dentro da faixa de $\pm 30,0\%$. Esse resultado é semelhante ao de outros trabalhos da literatura, com por exemplo o de Chen *et al.* (1990), que indicou uma faixa de erro de $\pm 26\%$.

Os resultados da validação do modelo de simulação de tubos capilares incorporando a correlação proposta indicaram que, para os diâmetros de 1,089 e 1,381 mm, essa incorporação do efeito da metaestabilidade praticamente elimina a diferença entre os valores experimentais e calculados que é observada quando esse efeito não é considerado, restando uma pequena diferença que pode ser creditada aos erros numéricos e incertezas de medição.

Para o tubo de maior diâmetro (1,643 mm), em que o fenômeno da metaestabilidade tem uma intensidade menor, ocorre uma superestimativa de até 6,3% por parte do modelo

modificado, com as maiores diferenças ocorrendo para as poucas situações em que os dados experimentais indicaram a não ocorrência do atraso de vaporização. Eliminando-se essas situações, todos os demais casos para esse diâmetro apresentaram diferenças na faixa de +2,0 a +5,0%.

Dessa forma, pode-se concluir que, apesar do erro relativamente alto da correlação obtida para a previsão do atraso de vaporização, a sua introdução no modelo de simulação de tubos capilares representa uma melhoria importante para o mesmo.

A experiência adquirida ao longo dos diversos desenvolvimentos apresentados permite propor as seguintes recomendações para futuros trabalhos de pesquisa sobre o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares:

- um estudo teórico-experimental mais aprofundado do atraso de vaporização, partindo da condição bifásica com o aumento do sub-resfriamento até atingir os pontos experimentais, como forma de verificar a ocorrência de histerese quando do escoamento de misturas de refrigerantes, e obter um maior conjunto de dados experimentais para corroborar os resultados obtidos e melhorar a correlação proposta;
 - realizar novos levantamentos experimentais utilizando outros fluidos refrigerantes;
 - analisar o efeito do óleo lubrificante sobre o escoamento de misturas de refrigerantes em tubos capilares;
 - analisar o efeito do enrolamento do tubo capilar sobre o desempenho desse dispositivo de expansão e sobre a ocorrência do atraso de vaporização;
 - analisar o efeito de nanopartículas/nanofluidos no desempenho de tubos capilares.
-
-

REFERÊNCIAS

BIBLIOGRÁFICAS

- Alamgir, M.D. Lienhard, J.H. 1981. Correlation of Pressure Undershoot During Hot-Water Depressurization. *Journal of Heat Transfer*, vol. 103, p. 52–55.
- ASHRAE, 1989. *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 1 v. (várias paginações).
- ASHRAE, 2004. *ASHRAE History of Refrigeration Timeline – 1748–1999*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta. Disponível em <http://www.ashrae.org/aboutus/page/150>. Último acesso: 26 fev. 2009.
- ASHRAE, 2006. *ASHRAE Handbook: Refrigeration*. SI edition, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 1 v. (várias paginações).
- ASHRAE, 2006. *ASHRAE Air Conditioning and Refrigeration Chronology*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta. Disponível em <http://www.ashrae.org/aboutus/page/150>. Último acesso: 26 fev. 2009.
- Bittle, R.R. Pate, M.B. 1996. A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants. *ASHRAE Transactions*, vol. 102 part 2, p. 52–64.
- Bittle, R.R. Carter, J.A. Oiliver, J.V., 2001. Extended insight into metastable liquid region behavior in an adiabatic capillary tube. *HVAC&R Research*, vol. 7, no. 2, p. 107–123.
- Bolstad, M.M. Jordan, R.C. 1948. Theory and use of the capillary tube expansion device. *Refrigerating Engineering*, vol. 56, no. 12, p. 519–523.
- Bolstad, M.M. Jordan, R.C. 1949. Theory and use of the capillary tube expansion device – part II, nonadiabatic flow. *Refrigerating Engineering*, vol. 57, no. 16, p. 577–583.
-
-

- Chang, S.D. Ro, T. 1996. Pressure Drop of Pure HFC Refrigerants and Their Mixtures Flowing in Capillary Tubes. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 22, n°. 3, p. 551–561.
- Chen, Z.H. Li, R.Y. Lin, S. Chen, A.Y. 1990. A Correlation for Metastable Flow of R-12 Through Capillary Tubes. *ASHRAE Transactions*, vol. 96 part 1, p. 550–554.
- Chen, D. Li, S. 2001. Underpressure of vaporization of refrigerant R-134a through a diabatic capillary tube. *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, p. 261–271.
- Cohen, D.L. 1996. *Bentham's Frigidarium: Utilitarianism and Food Preservation*. UCL Bentham Project. Disponível em <http://www.ucl.ac.uk/Bentham-Project/journal/nlcohen.htm>. Último acesso: 11/11/2009.
- Collier, J.G. Thome, J.R. 1996. *Convective Boiling and Condensation*. Oxford University Press, New York, 640 p.
- Cooper, L. Chu, C.K. Brisken, W.R. 1957. Simple Selection Method for Capillary Derived from Physical Flow Conditions. *Refrigerating Engineering*, vol. 65, n°.7, p. 37–41, 88, 92–104, 107.
- Dirik, E. Inan, C. Tanes, M.Y. 1994. Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic Capillary Tubes With HFC 134a. *Proc. International Refrigeration Conference at Purdue University*, West Lafayette, p. 365–370.
- Domanski, P. Didion, D. Doyle, J.R. 1992. Evaluation of Suction Line–Liquid Line Heat Exchanger in the Refrigeration Cycle. *Proc. International Refrigeration Conference at Purdue University*, West Lafayette, p. 131–139.
- Dossat, R.J. Horan, T.J. 2002. *Principles of Refrigeration*, 5a. ed., Prentice Hall, New Jersey, 454 p.
- Downing, R.C. 1974. Refrigerant Equations. *ASHRAE Transactions*, vol. 80, p. 158–169.
-
-

- Dowing, R.C. 1989. Development of Chlorofluorocarbon Refrigerants. *ASHRAE Transactions*, vol. 86, p. 16–22.
- Dukler, A.E. Wicks, M. Cleveland, R.G. 1964. Frictional pressure drop in two-phase flow. *AIChE Journal*, vol. 10, no. 1, p. 38–51.
- F-Chart, 2009. *EES Engineering Equation Solver Software User's Guide*. F-Chart Software.
- Fiorelli, F.A.S. 1995. *Modelagem e Simulação de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte com Dispositivo de Expansão Constituído por Tubo Capilar*. Dissertação (Mestrado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 164 p.
- Fiorelli, F.A.S. Peixoto, R.A. Paiva, M.A.S. Silvares, O.M. 1998. Numerical Study on Refrigerant Mixtures Flow in Capillary Tubes. *Proc. International Refrigeration Conference at Purdue University*, West Lafayette, p.413–418.
- Fiorelli, F.A.S. Peixoto, R.A. Paiva, M.A.S. Silvares, O.M. 1999. Analysis of R–410A and R–407C Flow Through Capillary Tubes Using a Separated Flow Model. *Proc. 20th International Congress of Refrigeration*, Sydney, CD–ROM.
- Fiorelli, F.A.S. 2000. *Análise do Escoamento de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao HCFC 22 em Tubos Capilares Adiabáticos*. Tese (Doutorado). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 183 p.
- Fiorelli, F.A.S. Huerta, A.A.S. Silvares, O.M. 2002. Experimental analysis of refrigerant mixtures flow through adiabatic capillary tubes. *Experimental Thermal & Fluid Science*, vol. 26, no. 5, p. 499–512.
- Fiorelli, F.A.S. Silvares, O.M. 2002. Homogeneous Capillary Tube Simulation Model with Refrigerant Mixtures Flow: Experimental Validation. *Proc. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University*, West Lafayette, CD–ROM.
-
-

- Fiorelli, F.A.S. Silveiras, O.M. 2003. Refrigerant Mixtures Flow Through Capillary Tubes: A Comparison Between Homogeneous and Separated-Flow Model. *HVAC & R Research*, v.9, p.33–53.
- Fiorelli, F.A.S. Silveiras, O.M. 2004. Experimental Validation of a Capillary Tube Simulation Model With Refrigerant Mixtures Flow. *Engenharia Térmica*, v.5, p.15–23.
- Fiorelli, F.A.S. Silveiras, O.M. 2006. Simulação do Escoamento de Misturas de Refrigerantes em Tubos Capilares Utilizando Modelo de Fases Separadas. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, v.10, p.33–40, .
- Friedel, L. 1982. Change in Mean Gas Hold-Up with Variation of Independent Parameters in Horizontal and Vertical Up- and Downflow. *German Journal Chemical Engineering*, vol. 5, p. 79–87.
- Garcia-Valladares, O. Perez-Segarra, C.D. Oliva, A. 2002. Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices Behavior with Pure and Mixed Refrigerants Considering Metastable Region. Part I: Mathematical Formulation and Numerical Model. *Applied Thermal Engineering*. vol. 22, nº 2, p. 173–182.
- Garcia-Valladares, O. 2004. Review of Numerical Simulation of Capillary Tube Using Refrigerant Mixtures. *Applied Thermal Engineering*. vol. 24, nº.7, p. 949–966.
- Garcia-Valladares, O. 2007. Numerical Simulation and Experimental Validation of Coiled Adiabatic Capillary Tubes. *Applied Thermal Engineering*. vol. 27, nº. 5–6, p. 1062–1071.
- Guobing, Z. Yufeng, Z. 2006. Numerical and Experimental Investigations on the Performance of Coiled Adiabatic Capillary Tubes. *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, p. 1106–1114.
- Heide, R. 1997. The surface tension of HFC refrigerants and mixtures. *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, nº. 7, p. 496–503.
-
-

- Huber, M. Gallagher, J. McLinden, M. Morrison, G. 1996. *NIST Thermodynamic Properties of Refrigerant and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP) – Version 5.0 – User Guide*. National Institute of Standards and Technology, U.S. Dept. of Commerce, Gaithersburg.
- Huerta, A.A.S. 2000. *Análise Numérico-Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Considerando o Efeito do Óleo Lubrificante do Compressor*, Tese (Doutorado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 265 p.
- Huerta, A.A.S. 2003. *Um estudo teórico-experimental do atraso de vaporização em tubos capilares com misturas refrigerante-óleo*. Relatório (Pós-Doutoramento). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 152 p.
- Huerta, A.A.S. Fiorelli, F.A.S. Silvaes, O.M. 2007. Metastable Flow in Capillary Tubes: An Experimental Evaluation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 31, p. 957–966.
- Huerta, A.A.S. Fiorelli, F.A.S. Silvaes, O.M. 2009. Experimental evaluation on the oil influence in capillary tubes. *Applied Thermal Engineering*, v.29, p.3066–3072.
- Idelcik, I.E. 1960. *Memento des Pertes de Charge*. Eyrolles Editeur, Paris, 494 p.
- IIR, 2006. Statement given by Didier Coulomb, Director of the International Institute of Refrigeration. *United Nations Climate Change Conference*, Nairobi. Disponível em http://huwu.org/webcast/unfccc/2006/statements/061117iir_e.pdf. Último acesso: 03 nov 2009.
- Kakaç, S. Shah, R.K. Aung, W. 1987. *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Wiley, New York, 1 v. (várias paginações).
-
-

- Kays, W.M. Leung, E.Y. 1963. Heat Transfer in Annular Passages: Hydordynamically Developed Turbulent Flow with Arbitrarily Prescribed Heat Flux. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v.6, p.537-557
- Khan, M.K. Kumar, R. Sahoo, P.K. 2009. Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes – A review. *Applied Thermal Engineering*, v.29, p. 1426–1439.
- Kirchhoff, V.M.J.H. 1989. A Redução da Camada de Ozônio, Efeitos Sobre o Brasil. *Revista de Engenharia Ambiental*, no. 7, p. 32–35.
- Koizumi, H. Yokoyama, K. Chen, D.K. Lin, S. 1980. Influence of thermal non-equilibrium on capillary tube mass flow. *ASHRAE Transactions*, vol. 86, p. 19–27.
- Kuhel, S.J. Goldschmidt, V.W. 1990. Steady flows of R-22 through capillary tubes: test data. *ASHRAE Transactions*, vol. 96 part 1, p. 719–728.
- Kuijpers, L.J.M. Janssen, M.P.J. 1983. Influence of Thermal Non-Equilibrium on Capillary Tube Mass Flow. *Proc. 16th International Congress of Refrigeration*, Paris, p. 689–698.
- Li, R.Y. Chen, Z.H. Lin, S. Chen, Z.Y. 1990. Metastable flow of R-12 through capillary tubes, *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, p. 181–186.
- Li, R.Y. Chen, Z.H. Chen, D.K. Lin, S. 1991. Numerical Analysis on Flow of Stratospherically Safe Refrigerant – R134a Through Capillary Tube, *Proc. 18th International Congress of Refrigeration*, Montreal, paper no. 224.
- Lienhard, J.H. Alamgir, M.D. Trela, M. 1978. Early Response of Hot Water to Sudden Release from High Pressure. *Journal of Heat Transfer*, vol. 100. p. 473–479.
- Liu, Y. Bullard, C.W. 2000. Diabatic Flow Instabilities in Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers. *ASHRAE Transactions*, vol. 106, p. 517–523.
- Maczek, K. Krokicki, Z. Sochanecka, E. 1983. Model of Throtting Capillary Tube whith Metastable Process. *Proc. 16th International Congress of Refrigeration*, Paris, p.154–161.
-
-

- Melo, C. Neto, C.B. Ferreira, R.T.S. 1996. Empirical Correlations for the Modeling of R134a Flow Through Adiabatic Capillary Tubes. *ASHRAE Transactions*, vol. 102 part 1, p. 51–59.
- Meyer, J.J. Dunn, W.E. 1998. New insights into the behavior of the metastable region of an operating capillary tube. *HVAC&R Research*, vol. 4, no. 1, p. 105–115.
- Mikol, E.P. 1963. Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes. *ASHRAE Journal*, vol. 5, p. 75–86.
- Mikol, E.P. Dudley, J.C. 1964. A visual and photographic study of the inception of the vaporization in adiabatic flow. *ASME Transactions*, p. 257–264.
- Molina, M.J. Rowland, F.S. 1974. Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom Catalysed Destruction of Ozone. *Nature*, no. 249, p. 810–812.
- Nagengast, B.A. 1989. A History of Refrigerants. *ASHRAE Transactions*, vol. 86, p. 3–15.
- Paiva, M.A.S. Fiorelli, F.A.S. Peixoto, R.A. Vodianitskaia, P. Hernandez Neto, A. Silveiras, O.M. 1995. 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*, The Hague, vol IV, p. 429–436.
- Paiva, M.A.S. 1997. *Estudo Teórico e Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes através de Tubos Capilares Adiabáticos e Não Adiabáticos*. Tese (Doutorado). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 294 p.
- Pate, M.B., 1982. *A Theoretical and Experimental Analysis of CT-SL HX*, Ph.D. Thesis, Purdue University.
- Peixoto, R.A., s.d. *Impacto Ambiental de Refrigerantes em Sistemas de Refrigeração e AC*. Disponível em http://www.consultoriaambiental.com.br/artigos/impacto_ambiental_de_refrigerantes_em_sistemas_de_refrigeracao_e_ac.pdf. Último acesso: 01 nov. 2009.
-
-

- Premoli, A. Di Francesco, D. Prina, A. 1971. Una Correlazione Adimensionale per la Determinazione della Densità di Miscele Bifasiche. *La Termotecnica*, vol. 25, nº 1, p. 17–25.
- Rezk, A.M.A. Awn, A.G. 1979. Investigation on flow of R12 through capillary tubes. *Proc. 15th International Congress of Refrigeration*, Venice, p. 443–449.
- Staebler, L.A. 1948. Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control. *ASRE Journal*, no. 1, p.55–59;102–105.
- Schulz, U.W. 1985. The Characteristics of Fluid Mixtures and Their Utilization in Vapor Compression Refrigeration Systems. *ASHRAE Transactions*, vol. 82, p. 918–928.
- Silvares, O.M. Paiva, M.A.S. Fiorelli, F.A.S. Peixoto, R.A. Hernandez Neto, A. Tribess, A. 1996. *Análise do Escoamento de Refrigerantes e da Transferência de Calor em Tubos Capilares Utilizados como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração*. Relatório Técnico (Convênio Multibrás–EPUSP). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 219 p.
- Skripov, V.P. 1974. *Metastable Liquids*. John Wiley & Sons, New York, 272 p.
- Sonntag, R.E. Borgnakke, C. Van Wylen, G.J. *Fundamentos da Termodinâmica*. 6a. ed. Edgar Blücher, São Paulo, 2003, 578 p.
- Stoecker, W.F. 1998. *Industrial Refrigeration Handbook*. 3a. ed. McGraw-Hill, New York, 782 p.
- Stoecker, W.F. Jabardo, J.M.S. 2002. *Refrigeração Industrial*. 2a. ed. Edgar Blücher, São Paulo, 371 p.
- Stoecker, W.F. Jones, J.W. 1985. *Refrigeração e Ar Condicionado*. Edgar Blücher, São Paulo, 481 p.
- Thévenot, R. 1979. *A History of Refrigeration Throughout the World*. International Institute of Refrigeration, Paris, 476 p.
-
-

- PNUD, 2007. *UNDP Protecting the Ozone Layer – Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer – 20 Years of Success*. United Nations Development Programme, New York, 44 p. Disponível em <http://www.protocolodemontreal.org.br/>.
Último acesso: 04 mai. 2008.
- UNEP, 2003. *UNEP 2002 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*. United Nations Environmental Programme, Nairobi, 197 p. Disponível em <http://www.unep.org/Ozone/Teap/Reports/RTOC/RTOC2002.pdf>.
Último acesso: 01 nov. 2009.
- Vacek, V. Vinš, V. 2009. Two-Phase Flow Analyses During Throttling Processes. *International Journal of Thermophysics*, vol. 30, no. 4, p.1179–1196.
- Whalley, P.B. 1996. *Two-Phase Flow and Heat Transfer*. Oxford University Press, New York, 96 p.
- Wei, C.Z. Wang, C.C. Lin, Y.T. Leu, J.S. 1999. An Experimental Study of the Performance of Capillary Tubes for R-407C Refrigerant. *ASHRAE Transactions*, vol. 105 part 2, p.634–638.
-
-

*Apêndice****ALGUMAS CONSIDERAÇÕES
SOBRE MISTURAS DE
REFRIGERANTES***

A ideia de se utilizar uma mistura de fluidos em sistemas de refrigeração surgiu 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 de refrigerantes como fluido de trabalho. O primeiro a propor um sistema de compressão a vapor utilizando misturas foi Pictet, em 1888 (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, uma menor pressão de condensação ou uma melhor miscibilidade do óleo lubrificante no refrigerante.

Nesse caso específico, o objetivo da utilização de misturas é a obtenção de refrigerantes alternativos aos eliminados pelo Protocolo de Montreal, pois o uso de misturas permite ajustar as propriedades destes refrigerantes alternativos para que sejam as mais próximas possível das do refrigerante a ser substituído.

A.1. MISTURAS E SOLUÇÕES

Inicialmente é preciso diferenciar os conceitos 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. Assim, 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 e para manter consistência com a literatura.

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 (Sonntag *et al.*, 2003):

$$F + V = C + 2 \quad (\text{A.1})$$

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. Para uma substância pura monofásica tem-se $F = 1$ e $C = 1$ e, portanto, $V = 2$, e para uma substância pura bifásica tem-se $F = 2$, $C = 1$ e $V = 1$. Já para uma mistura de dois componentes como o R-410A, tem-se $F = 1$ e $C = 2$, e conseqüentemente $V = 3$ para uma mistura monofásica e $F = 2$, $C = 2$ e $V = 2$ para uma mistura bifásica. Por fim, para 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 propriedades que forneçam informações sobre a composição da mistura, como, por exemplo, a fração molar dos componentes.

A.2. COMPORTAMENTO LÍQUIDO-VAPOR DE MISTURAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES

Quando uma substância pura passa por uma mudança de fase líquido-vapor, a temperatura (ou a pressão) permanece constante durante essa 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 Figura A.1 para o HCFC 22.

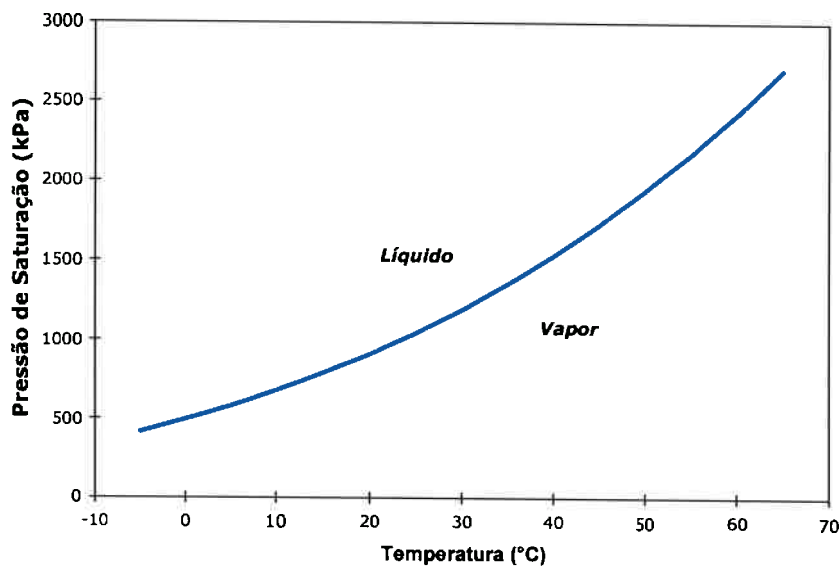


Figura A.1. Pressão de saturação em função da temperatura para o HCFC 22.

Quando se tem uma mistura de fluidos refrigerantes mudando de fase, passa a existir uma dependência entre a composição de cada fase e a pressão (ou a temperatura) de saturação numa dada temperatura (ou pressão). Como durante o processo de mudança de fases as composições das fases líquida e vapor são diferentes, haverá uma variação da pressão (temperatura) de saturação durante o processo. Assim, a região de saturação em um diagrama $p_{sat} \times T_{sat} \times$ composição tem o aspecto semelhante ao mostrado na Figura A.2. Nela se pode 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 sub-resfriado; 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).

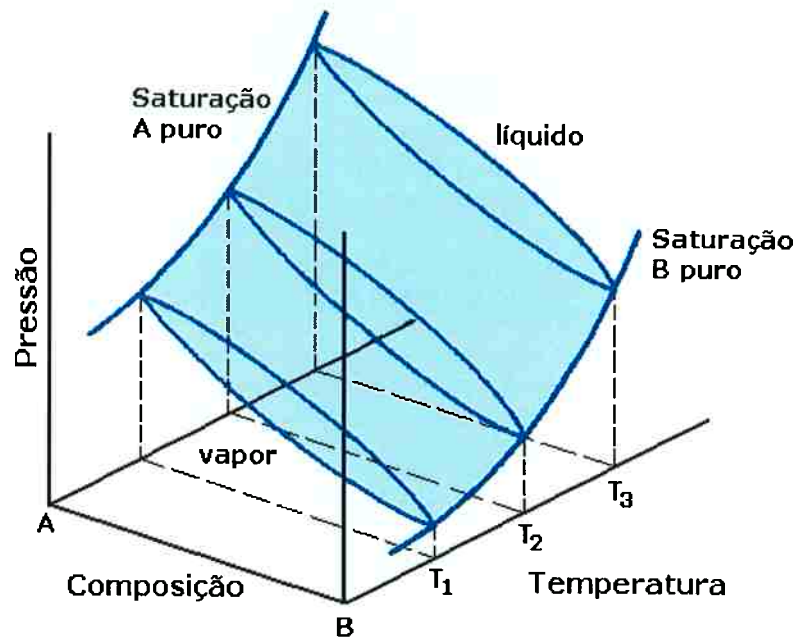


Figura A.2. Superfície pressão–temperatura–composição para uma mistura binária.

As Figuras A.3a e A.3b mostram os cortes em uma dada pressão e em uma dada temperatura da superfície da Figura A.2 para uma mistura de propano e isobutano. Esses cortes são chamados de diagrama de fases. As curvas mostradas nestas figuras são respectivamente as curvas de pressão (temperatura) de bolha e pressão (temperatura) de gota.

A temperatura de bolha corresponde ao ponto em que se forma a primeira bolha de vapor no líquido. Analogamente, a temperatura de gota é a temperatura 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.

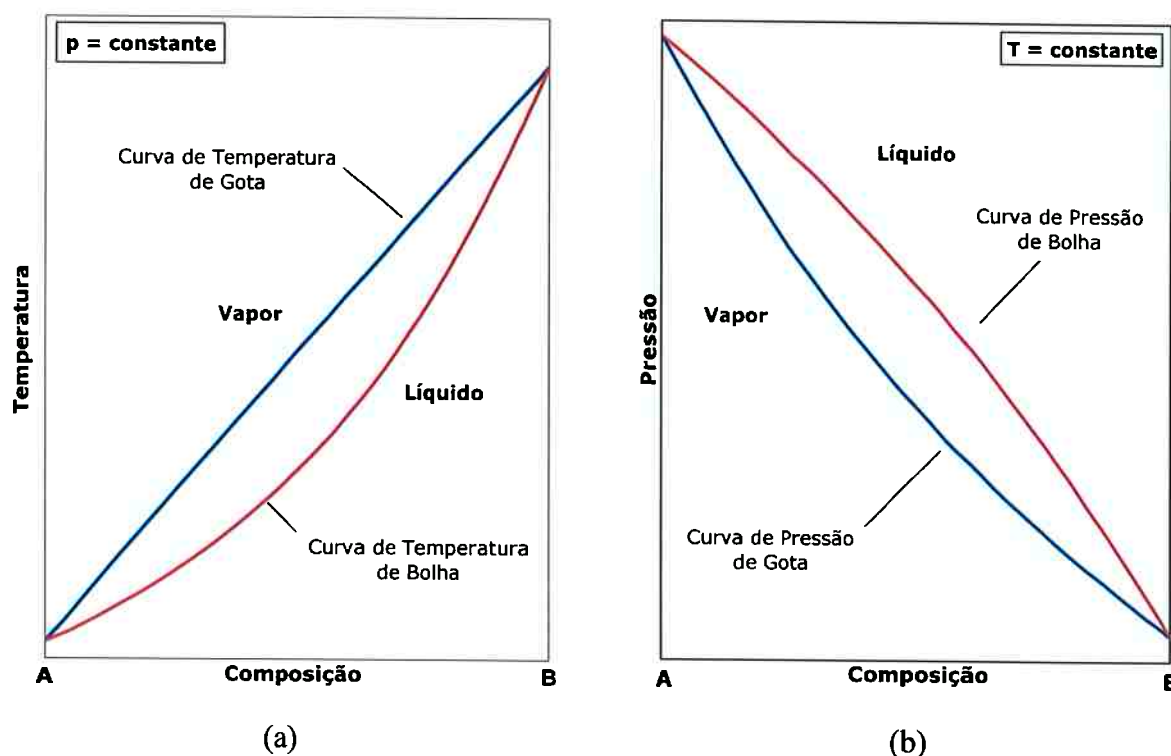


Figura A.3. Diagramas de fases para uma mistura binária de propano e isobutano a temperatura constante (a) e a pressão constante (b).

A Figura A.4 mostra o que ocorre em um processo de vaporização de uma mistura de dois componentes genéricos. Partindo do ponto 1, o líquido sub-resfriado 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, as composições das fases líquida e vapor vão variando. Em um 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.

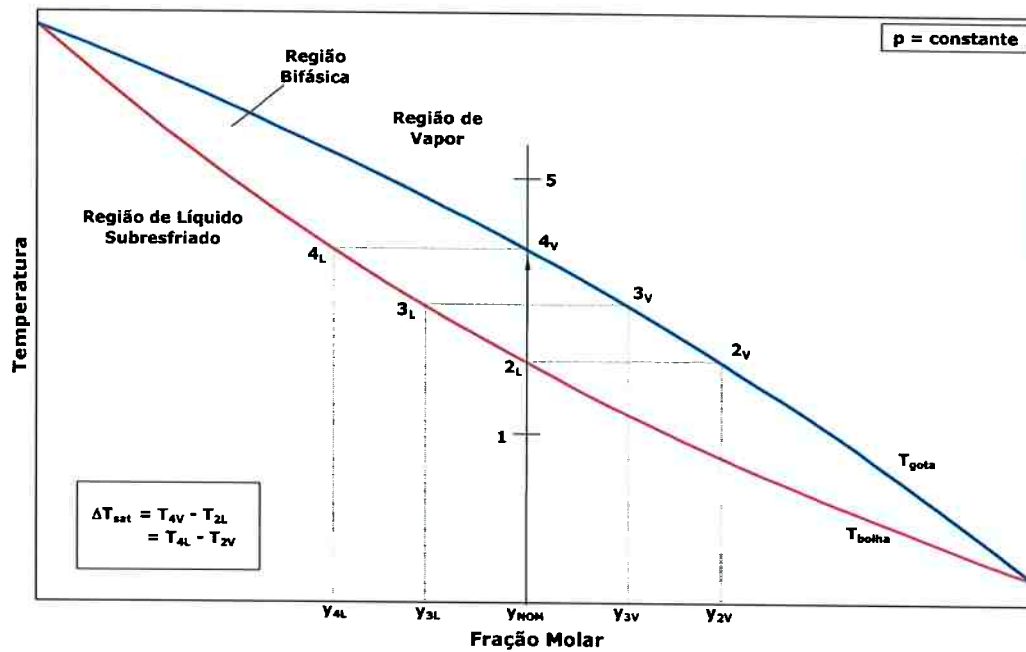


Figura A.4. Processo de mudança de fase de uma mistura de dois componentes.

A.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:

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

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

$$\mu_j^i = \bar{G}_j^i \tag{A.3}$$

Desta forma, as Equações (A.2) podem ser reescritas como:

$$\begin{aligned}\bar{G}_A^1 &= \bar{G}_A^2 \\ \bar{G}_B^1 &= \bar{G}_B^2\end{aligned}\tag{A.4}$$

Introduzindo a definição de fugacidade de um componente na mistura:

$$d\bar{G}_A = \bar{R}T d(\ln \bar{f}_A)_T\tag{A.5}$$

com o requisito

$$\lim_{p \rightarrow 0} (\bar{f}_A / y_{AP}) = 1\tag{A.6}$$

resulta uma forma alternativa de expressar a condição de equilíbrio da mistura:

$$\begin{aligned}\bar{f}_A^1 &= \bar{f}_A^2 \\ \bar{f}_B^1 &= \bar{f}_B^2\end{aligned}\tag{A.7}$$

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.

No modelo de Solução Ideal, admite-se que a fugacidade de um componente na mistura é expressa 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

$$\begin{aligned}\bar{f}_A^1 &= y_A^1 f_A^1 \\ \bar{f}_A^2 &= y_A^2 f_A^2\end{aligned}\quad (\text{A.8})$$

Dessa forma, pode-se reescrever as condições de equilíbrio como

$$\begin{aligned}y_A^1 f_A^1 &= y_A^2 f_A^2 \\ y_B^1 f_B^1 &= y_B^2 f_B^2\end{aligned}\quad (\text{A.9})$$

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

$$\begin{aligned}y_A^1 + y_B^1 &= 1 \\ y_A^2 + y_B^2 &= 1\end{aligned}\quad (\text{A.10})$$

Para uma dada pressão e temperatura, as fugacidades podem ser calculadas e, dessa forma, as Equações (A.9) e (A.10) formam um sistema de quatro equações e quatro incógnitas que permite determinar as composições das duas fases da mistura.

A Regra de Raoult–Gás Perfeito 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 um mistura numa dada p e T é igual à fugacidade desse componente saturado na mesma T e na sua pressão de saturação correspondente:

$$\begin{aligned} f_A^l &= f_A^{sat} \\ f_B^l &= f_B^{sat} \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

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

$$\begin{aligned} f_A^l &= p_A^{sat} \\ f_B^l &= p_B^{sat} \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

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

$$\begin{aligned} f_A^v &= p \\ f_B^v &= p \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

Substituindo as Equações (A.12) e (A.13) em (A.9) e (A.10) resulta na Regra de Raoult–

Gás Perfeito

$$\begin{aligned} y_A^l p_A^{sat} &= y_A^v p \\ y_B^l p_B^{sat} &= y_B^v p \\ y_A^l + y_B^l &= 1 \\ y_A^v + y_B^v &= 1 \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

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. Esse resultado pode ser facilmente estendido para uma mistura de três componentes, caso do R-407C.

A.4. MISTURAS ZEOTRÓPICAS, AZEOTRÓPICAS E QUASE AZEOTRÓPICAS

O comportamento mostrado nas Figuras A.2 a A.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*, 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 propano e isobutano mostrada na Figura A.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, dessa 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*, quando 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* quando ocorre o comportamento inverso (a pressão da mistura azeotrópica menor é que as demais pressões de mudança de fase). Existem diversas misturas azeotrópicas em uso comercial, sendo a mais conhecida o R–507, uma mistura de 50% de HFC 125 e 50% de HFC 143a. A Figura A.5 mostra o diagrama de fases de uma mistura azeotrópica de pressão máxima.

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 foi utilizada nesse trabalho, apresenta uma variação de temperatura de saturação da ordem de 0,1°C, sendo um bom exemplo desse tipo de mistura.

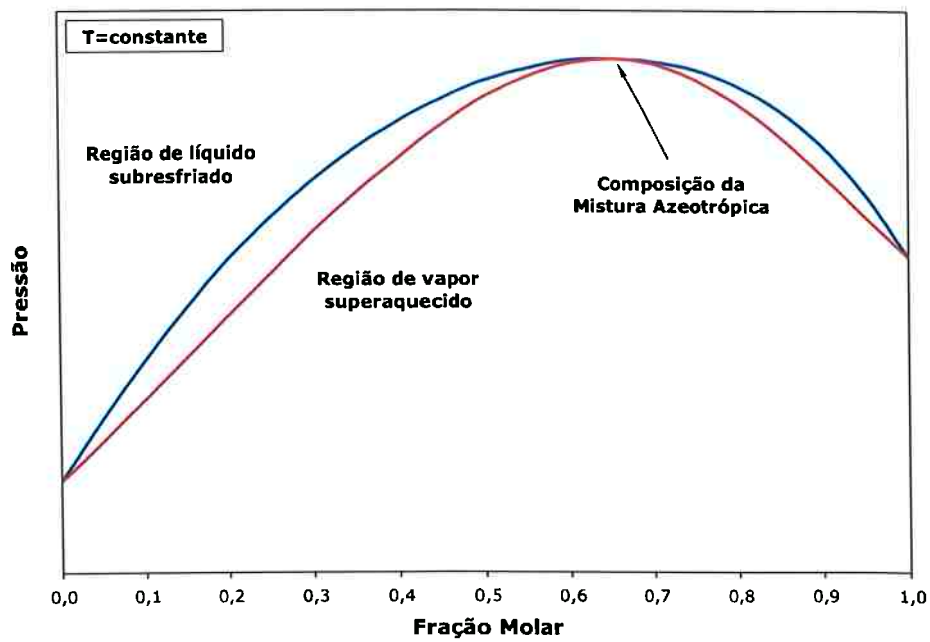


Figura A.5 Diagrama de fases de uma mistura azeotrópica de pressão máxima.