

**MARCO ANTONIO SOARES DE PAIVA**

***ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO  
DE FLUIDOS REFRIGERANTES ATRAVÉS DE TUBOS CAPILARES  
ADIABÁTICOS E NÃO ADIABÁTICOS***

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

São Paulo

1997

**VOLUME 1**

FT-1040

V.1

DEDALUS - Acervo - EPBC



31200031491

A meus familiares, especialmente Marcia,  
João Guilherme, Luis Alexandre e meus  
pais.

## AGRADECIMENTOS

A colaboração de outras pessoas é imprescindível para que um trabalho desta magnitude possa ser elaborado. São contribuições dos mais variados tipos, e vão desde situações em que um técnico aceita refazer inúmeras vezes um dispositivo experimental, para que ele fique exatamente como o pesquisador desejava, até atividades de implantação de códigos computacionais extensos e complexos. De qualquer ângulo pelo qual essas contribuições sejam observadas, o que fica realçado é que, sem a participação de profissionais e amigos que se dispusessem a executar tais atividades, teria sido praticamente impossível desenvolver a presente pesquisa. A todos eles sou sincera e humildemente agradecido. Sem menosprezo por nenhum desses colaboradores, gostaria de distinguir no agradecimento algumas pessoas que acompanharam mais de perto o desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Otávio de Matos Silveiras, pela orientação, disponibilidade, amizade e participação decisiva em negociações com a empresa patrocinadora da pesquisa.

Aos professores Alberto Hernandez Neto, Arlindo Tribess e Flávio Augusto Sanzogo Fiorelli, pelo grande profissionalismo com que desempenharam suas atividades, e, não menos importante, pela amizade e pela paciência sem fim.

Aos técnicos Ademir, José Guilherme e Wilson, pela competência na implantação da unidade experimental, e igualmente pela paciência e amizade.

Ao amigo Roberto de Aguiar Peixoto, companheiro de várias caminhadas na atividade de pesquisa, por suas importantes contribuições e sugestões. Seu dinamismo foi um dos elementos essenciais para que a presente pesquisa fosse viabilizada em seu início.

Aos colegas do Agrupamento de Engenharia Térmica da Divisão de Mecânica e Eletricidade do IPT, pelas sugestões, e por terem compreendido a importância do trabalho, permitindo que um de seus pesquisadores pudesse utilizar parte de seu tempo para desenvolvê-lo.

Ao prof. José Maria Saiz Jabardo, orientador de meu programa de mestrado, pela demonstração de confiança ao lembrar de meu nome nos contatos iniciais por ele estabelecidos com as empresas do grupo Brasmotor.

À Multibrás, pelo suporte financeiro concedido à pesquisa, e, através de seu corpo técnico, chefiado pelo Eng<sup>o</sup> Paulo Vodianitskaia, pelo elevado senso profissional demonstrado nas negociações e no desenvolvimento dos trabalhos.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP, cujas chefias presentes ao longo dos anos, nas pessoas do prof. Lucas Moscatto e do prof. Eitarô Yamane, não mediram esforços para garantir toda a infraestrutura requerida pela pesquisa.

Finalmente e com grande ênfase, gostaria de agradecer à minha esposa, por seu amor e apoio, assim como pela maneira compreensiva com que aceitou durante todo esse tempo, em virtude da presente pesquisa, um certo comprometimento de minha dedicação às relações familiares.

# SUMÁRIO

**Lista de Tabelas - Volume 1**

**Lista de Tabelas - Volume 2**

**Lista de Figuras - Volume 1**

**Lista de Figuras - Volume 2**

**Lista de Símbolos**

**Resumo**

**Abstract**

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	1
1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	1
1.2. CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO ATRAVÉS DE TUBOS CAPILARES .....	4
1.3. OBJETIVOS DA PESQUISA .....	17
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	21
<b>3. UNIDADE LABORATORIAL</b> .....	43
3.1. INTRODUÇÃO .....	43
3.2. UNIDADE EXPERIMENTAL CONSTRUÍDA .....	44
3.2.1. Descrição Geral.....	44
3.2.2. Instrumentação e Controle.....	46
3.2.3. Montagem da Seção de Testes Principal .....	51
3.2.4. Substituição do Fluido Refrigerante na linha de sucção: Estudo de Similaridade.....	58
3.2.6. Sistema de Aquisição de Dados .....	61
3.3. METODOLOGIA DE REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS .....	65
3.4. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS PRELIMINARES .....	69
3.4.1. Medição do Diâmetro do Tubo Capilar.....	69
3.4.2. Avaliação da Transferência de Calor Entre a Seção de Testes e o Ambiente.....	69
3.4.3. Investigações Experimentais Sobre o Fator de Atrito .....	71
3.4.4. Investigações Experimentais Sobre o Coeficiente de Transferência de Calor no Escoamento na Linha de Sucção .....	71
<b>4. MODELAGEM E SIMULAÇÃO MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO</b> .....	75
4.1. ANÁLISE DOS FENÔMENOS QUE CONDICIONAM O ESCOAMENTO ATRAVÉS DE TUBOS CAPILARES .....	75
4.1.1. Introdução.....	75
4.1.2. Escoamento Bifásico .....	75
4.1.3. Fator de Atrito.....	84
4.1.4. Escoamento Crítico .....	91
4.1.5. Atraso de Vaporização .....	94
4.2. MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO.....	101
4.2.1. Hipóteses.....	101

4.2.2. Modelo Matemático - equações de Conservação.....	104
4.2.3. Modelo Matemático - equações Constitutivas.....	115
4.2. SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	142
4.2.1. Algoritmo de Cálculo.....	142
4.2.2. Método Numérico de Integração.....	146
5.2.3. Solução do Sistema Não Linear de equações Algébricas.....	148
<b>5. RESULTADOS.....</b>	<b>151</b>
5.1. COMENTÁRIOS INICIAIS.....	151
5.2. RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS NA SEÇÃO PRINCIPAL DE TESTES.....	152
5.2.1. Tubo Capilar Adiabático Com Escoamento de CFC 12.....	152
5.2.2. Ensaio Para Tubo Capilar Adiabático Utilizando HFC 134a.....	152
5.2.3. Ensaio Para Tubo Capilar Não Adiabático Utilizando CFC 12.....	156
5.2.4. Ensaio Para Tubo Capilar Não Adiabático Utilizando HFC 134a.....	162
5.2.5. Resultados Experimentais e Atraso de Vaporização.....	167
5.3. AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE ALGUMAS VARIÁVEIS.....	171
5.3.1. Comentários Iniciais.....	171
5.3.2. Influência da Temperatura de Condensação.....	171
5.3.3. Influência do Fluido.....	172
5.3.4. Influência do Subresfriamento.....	172
5.3.5. Influência do Tipo de Trocador de Calor.....	172
5.3.6. Influência da Temperatura de Evaporação.....	173
5.3.7. Influência da Temperatura na Entrada da Linha de Sucção.....	174
5.3.8. Influência do Diâmetro.....	174
5.3.9. Influência da Posição do Trocador de Calor.....	175
5.3.10. Influência da Rugosidade Relativa.....	175
5.3.11. Influência da Excentricidade do Tubo Capilar em Relação à Linha de Sucção.....	175
5.3.12. Influência da Troca de Calor Com o Ambiente.....	176
5.3.13. Influência do Encurvamento do Tubo Capilar.....	176
5.3.14. Influência do Atraso de Vaporização.....	178
5.3.15. Resumo da Análise de Sensibilidade.....	179
5.4. COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS APRESENTADOS NA LITERATURA E RESULTADOS OBTIDOS COM O PROGRAMA DESENVOLVIDO.....	179
<b>6. PRINCIPAIS RESULTADOS DA PESQUISA, CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÃO DE TEMAS PARA FUTUROS TRABALHOS.....</b>	<b>182</b>
6.1. COMENTÁRIOS INICIAIS.....	182
6.2. DESCRIÇÃO DOS PRINCIPAIS RESULTADOS DA PESQUISA.....	183
<b>7. BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>195</b>
<b>APÊNDICE A - ESTUDO DE “SIMILARIDADE” PARA UTILIZAÇÃO DE AR NA LINHA DE SUCCÃO.....</b>	<b>209</b>
A.1. INTRODUÇÃO.....	209
A.2. DESENVOLVIMENTO ANALÍTICO.....	209
<b>APÊNDICE B - CÁLCULO DE INCERTEZAS.....</b>	<b>214</b>

B.1. COMENTÁRIOS INICIAIS.....	214
B.2. INCERTEZA DOS RESULTADOS NUMÉRICOS.....	214
B.3. INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA MEDIDA NO TUBO CAPILAR.....	216
<b>APÊNDICE C - DEPENDÊNCIA ENTRE A VAZÃO MÁSSICA E O COMPRIMENTO DE UM TUBO CAPILAR.....</b>	<b>217</b>
<b>APÊNDICE D - CÁLCULOS APROXIMADOS NA MUDANÇA DE CFC 12 PARA HFC 134a.....</b>	<b>219</b>

**APÊNDICE E - VOLUME 2**

## LISTA DE TABELAS - VOLUME 1

<b>Tabela 2.1.</b> Principais características do presente trabalho em comparação com as de trabalhos prévios publicados .....	37
<b>Tabela 3.1.</b> Posição dos Termopares na Seção de Testes.....	49
<b>Tabela 4.2.</b> Constantes utilizadas no cálculo de propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes. ....	117
<b>Tabela 4.3.</b> Constantes para utilização na equação de cálculo do fator de atrito de tubos com curvatura. ....	127
<b>Tabela 4.4.</b> Número de Nusselt e coeficientes de influência para escoamento turbulento, fluxo de calor constante, passagem anular.....	132
<b>Tabela B.1.</b> Sensibilidade de vazão e incerteza das variáveis consideradas.....	215



## LISTA DE TABELAS - VOLUME 2

- Tabela 5.1.** Resumo dos resultados obtidos nos ensaios com tubo capilar adiabático usando HFC 134a..... v.2 - 62
- Tabela 5.2.** Resumo dos resultados experimentais para tubo capilar adiabático com HFC 134a, agrupados por temperatura de condensação e subresfriamento, com destaque para a dispersão dos resultados experimentais..... v.2 - 64
- Tabela 5.3.** Resultados experimentais e numéricos para todos os ensaios com tubo capilar não adiabático, CFC 12..... v.2 - 65
- Tabela 5.4.** Resultados experimentais e numéricos agrupados por condição operacional de ensaio. Tubo capilar não adiabático, CFC 12..... v.2 - 66
- Tabela 5.5.** Resultados experimentais e numéricos para todos os ensaios com tubo capilar não adiabático, HFC 134a..... v.2 - 68
- Tabela 5.6.** Resultados experimentais e numéricos agrupados por condição operacional de ensaio. Tubo capilar não adiabático, HFC 134a..... v.2 - 69
- Tabela 5.7.** Parâmetros adotados para as condições de referência utilizadas nos estudos de sensibilidade..... v.2 - 71
- Tabela 5.8.** Exemplo de tabela de dados sobre o perfil de curvatura do tubo capilar. v.2 - 71
- Tabela 5.9.** Valores calculados de comprimento para tubo reto e com encurvamentos de vários tipos..... v.2 - 71
- Tabela 5.10.** Influência de algumas variáveis sobre o desempenho ou o comprimento necessário de tubo capilar..... v.2 - 72
- Tabela 5.11.** Comparação entre resultados da literatura com resultados obtidos através do programa desenvolvido..... v.2 - 72
- Tabela 5.12.** Condições operacionais e parâmetros utilizados nos casos analisados na tabela 5.11..... v.2 - 74

## LISTA DE FIGURAS - VOLUME 1

<b>Figura 1.1.</b> Fluxograma de um sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando tubo capilar como elemento de expansão .....	5
<b>Figura 1.2.</b> Ciclo de refrigeração ideal em um diagrama temperatura x entropia .....	5
<b>Figura 1.3.</b> Ciclo de refrigeração ideal em um diagrama pressão x entalpia.....	6
<b>Figura 1.4.</b> Detalhe do processo de expansão no tubo capilar no diagrama temperatura x entropia.....	6
<b>Figura 1.5.</b> Perfis típicos de pressão e pressão de saturação ao longo de um tubo capilar adiabático, sem o fenômeno do atraso de vaporização.....	7
<b>Figura 1.6.</b> Perfis típicos de temperatura e temperatura de saturação ao longo de um tubo capilar adiabático, sem o fenômeno do atraso de vaporização.....	8
<b>Figura 1.7.</b> Perfis típicos de temperatura e temperatura de saturação ao longo de um tubo capilar adiabático, com o fenômeno do atraso de vaporização.....	8
<b>Figura 1.8.</b> Fluxograma simplificado de um sistema de refrigeração com tubo capilar e linha de sucção formando um trocador de calor. ....	9
<b>Figura 1.9.</b> Sistema de refrigeração de um refrigerador doméstico com tubo capilar não adiabático, do tipo de tubos laterais. ....	10
<b>Figura 1.10.</b> Sistema de refrigeração de um refrigerador doméstico com tubo capilar não adiabático. ....	11
<b>Figura 1.11.</b> Desenho esquemático de um tubo capilar não adiabático com trocador de calor de tubos laterais.....	11
<b>Figura 1.12.</b> Desenho esquemático de um tubo capilar não adiabático com trocador de calor do tipo de tubos concêntricos. ....	12
<b>Figura 1.13.</b> Perfis típicos de temperatura e temperatura de saturação ao longo de um tubo capilar não adiabático. A linha tracejada indica o perfil axial de temperatura na linha de sucção .....	13
<b>Figura 1.14.</b> Perfil típico de pressão ao longo de um tubo capilar com trocador de calor intermediário, no caso de existência de trecho com escoamento bifásico e condensação de vapor.....	14
<b>Figura 1.15.</b> Representação, no diagrama pressão x entalpia, do processo de expansão no tubo capilar, no caso de existência de trecho com escoamento bifásico e condensação de vapor. .	15
<b>Figura 1.16.</b> Indicação das variáveis que caracterizam o escoamento.....	15

<b>Figura 3.1.</b> Esquema Simplificado da Unidade Laboratorial.....	45
<b>Figura 3.2.</b> Desenho esquemático do posicionamento dos transdutores de pressão na entrada e na saída do tubo capilar. ....	48
<b>Figura 3.3.</b> Desenho esquemático indicando o posicionamento dos termopares ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. ....	48
<b>Figura 3.4.</b> Esquema do sistema utilizado para o controle de pressão na entrada do tubo capilar. ....	50
<b>Figura 3.4a.</b> Vista geral da unidade experimental, destacando a seção principal de testes com isolamento severo (isolamento recoberto com alumínio corrugado). ....	52
<b>Figura 3.5.</b> Corte transversal de uma seção do trocador de calor salientando a bipartição da parede da linha de sucção (para passagem dos fios de termopares), a calha de contenção e a borracha de vedação. ....	52
<b>Figura 3.6.</b> Detalhe da seção transversal da linha de sucção previamente à montagem, salientando o corte transversal. ....	53
<b>Figura 3.7.</b> Seção de testes durante o processo de montagem previamente à instalação da calha superior de contenção. ....	53
<b>Figura 3.8.</b> Seção de testes durante a montagem após a instalação da calha superior de contenção. ....	54
<b>Figura 3.9.</b> Detalhe do terminal de entrada da linha de sucção previamente ao seu fechamento. ....	54
<b>Figura 3.10.</b> Detalhe do terminal de entrada da linha de sucção após o seu fechamento. ....	55
<b>Figura 3.11.</b> Corte transversal do trocador de calor ilustrando a montagem de alguns termopares. ....	56
<b>Figura 3.12.</b> Seção transversal do trocador de calor, ilustrando a instalação de um termopar na parede do tubo capilar. ....	56
<b>Figura 3.13.</b> Detalhe do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção previamente ao seu fechamento. ....	57
<b>Figura 3.14.</b> Detalhe do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção previamente ao seu fechamento. ....	57
<b>Figura 3.15.</b> Detalhe do dispositivo tensionador da seção de testes que permite o controle da tração e a dilatação diferenciada do tubo capilar e da linha de sucção. ....	59
<b>Figura 3.16.</b> Posicionamento do dispositivo de tracionamento do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção na instalação experimental. ....	59
<b>Figura 3.17.</b> Isolamento da seção principal de testes antes do fechamento. ....	60

<b>Figura 3.18.</b> Seção de testes montada com isolamento protegido por capa de alumínio corrugado.....	60
<b>Figura 3.19.</b> Fluxograma simplificado indicativo do “hardware” utilizado.....	63
<b>Figura 3.20.</b> Ilustração de um sinal com ruído e de como o programa de aquisição de dados filtra o sinal.....	65
<b>Figura 3.21.</b> Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar para ensaio adiabático (Ensaio AD127).....	68
<b>Figura 3.22.</b> Evolução da vazão mássica ao longo do tempo para um ensaio de batelada, para tubo capilar adiabático (Ensaio AD127).....	68
<b>Figura 3.23.</b> Desenho esquemático da instalação do tubo capilar com os isolamentos.....	70
<b>Figura 3.24.</b> Fatores de atrito de Darcy medidos para o tubo capilar analisado e comparação com os valores teóricos.....	72
<b>Figura 3.25.</b> Exemplo de perfil de temperatura medido e calculado com escoamento de água (tubo capilar) e ar (linha de sucção) após o ajuste de hls.....	73
<b>Figura 3.26.</b> Comparação entre valores de hls medidos e calculados usando as indicações de Kays e Leung. Para número de Re abaixo de 10.000, os valores de Kays apresentados são extrapolações.....	73
<b>Figura 4.1.</b> Geometria característica de cada padrão de escoamento para tubo horizontal...	77
<b>Figura 4.2.</b> Mapa para escoamento bifásico horizontal com indicação do processo percorrido pelo fluido no tubo capilar em dois ensaios experimentais típicos realizados na unidade laboratorial implementada na USP.....	78
<b>Figura 4.3.</b> Viscosidade de mistura bifásica ao longo de tubo capilar adiabático calculada através de vários modelos para $T_{cond} = 40$ oC e $DT_{sub} = 3$ oC.....	80
<b>Figura 4.4.</b> Viscosidade de mistura bifásica ao longo de tubo capilar não adiabático calculada através de vários modelos para $T_{cond} = 40$ oC e $DT_{sub} = 3$ oC.....	80
<b>Figura 4.5.</b> Influência do modelo de cálculo sobre o multiplicador bifásico (Apud Collier, 1981).....	84
<b>Figura 4.6.</b> Gradiente de pressão e relação entre os termos de atrito e de aceleração ao longo de tubo capilar adiabático, $T_{cond} = 55$ oC, $DT_{sub} = 3$ oC.....	86
<b>Figura 4.7.</b> Fator de atrito e número de Reynolds da mistura ao longo de tubo capilar adiabático, $T_{cond} = 55$ oC, $DT_{sub} = 3$ oC.....	86
<b>Figura 4.8.</b> Gradiente de pressão e relação entre os termos de atrito e de aceleração ao longo de tubo capilar não adiabático, $T_{cond} = 55$ oC, $DT_{sub} = 3$ oC.....	87

<b>Figura 4.9.</b> Fator de atrito e número de Reynolds da mistura ao longo de tubo capilar não adiabático, $T_{cond} = 55 \text{ oC}$ , $DT_{sub} = 3 \text{ oC}$ .....	87
<b>Figura 4.10.</b> Influência do fator de atrito sobre a vazão mássica numérica para tubo capilar adiabático.....	88
<b>Figura 4.11.</b> Influência do fator de atrito sobre a vazão mássica numérica para tubo capilar não adiabático.....	89
<b>Figura 4.12.</b> Velocidade crítica do líquido saturado, do vapor saturado seco e do vapor saturado úmido para vários títulos (R 12).....	93
<b>Figura 4.13.</b> Fluxo mássico crítico do vapor saturado seco e do vapor saturado úmido para vários títulos, R 12.....	93
<b>Figura 4.14.</b> Curvas de desempenho de tubos capilares adiabáticos, para pressão de entrada, pressão de saída e diâmetro fixados, destacando a condição de máxima vazão, com escoamento só de líquido ao longo do tubo capilar.....	95
<b>Figura 4.15.</b> Curva experimental obtida na seção de testes de tubo capilar mostrando a relação entre vazão e pressão na saída do tubo capilar para uma condição particular de operação, em que a bloqueio do tubo capilar é evidenciada.....	95
<b>Figura 4.16.</b> Bolha de vapor imersa em líquido.....	96
<b>Figura 4.17.</b> Representação gráfica do estado do vapor de uma bolha e do líquido circundante no diagrama pressão x temperatura do equilíbrio estável líquido-vapor com interface plana.....	98
<b>Figura 4.18.</b> Exemplo da dinâmica de crescimento de uma bolha de vapor em uma cavidade ativa.....	99
<b>Figura 4.19.</b> Perfis de temperatura do líquido nas proximidades da bolha e da temperatura de equilíbrio da bolha, que determinam a faixa de diâmetros das cavidades ativas (Jabardo, 1988).....	100
<b>Figura 4.20.</b> Elemento de trocador de calor tubo capilar-linha de sucção utilizado no desenvolvimento das equações diferenciais que governam o fenômeno.....	105
<b>Figura 4.21.</b> Esquema de tubo isolado para cálculo de $UA'_{amb}$ .....	139
<b>Figura 4.22.</b> Esquema das regiões de entrada e saída do tubo capilar, utilizado para cálculo da variação de pressão nesses detalhes.....	140
<b>Figura 4.23.</b> Esquema de um tubo capilar não adiabático com a indicação das variáveis que caracterizam o escoamento.....	142
<b>Figura 4.24.</b> Diagrama de blocos simplificado do algoritmo utilizado para cálculo do comprimento do tubo capilar.....	144
<b>Figura 4.25.</b> Diagrama de blocos simplificado do algoritmo utilizado para cálculo de vazão do tubo capilar.....	144

<b>Figura 4.26.</b> Aplicação gráfica do método de Newton-Raphson para uma variável .....	149
<b>Figura 4.27.</b> Aplicação gráfica do método da secante.....	150
<b>Figura A.1.</b> Sistema de coordenadas utilizado no desenvolvimento analítico.....	210

## LISTA DE FIGURAS - VOLUME 2

- Figura 5.1.** Evolução da pressão na entrada do tubo capilar ao longo do ensaio AD127 ..... v.2 - 1
- Figura 5.2.** Evolução da pressão no reservatório de jusante do tubo capilar ao longo do ensaio AD127. .... v.2 - 1
- Figura 5.3.** Evolução da temperatura do fluido na entrada do tubo capilar ao longo do ensaio AD127. .... v.2 - 2
- Figura 5.4.** Evolução da vazão mássica através do tubo capilar ao longo do ensaio AD127. .... v.2 - 2
- Figura 5.5.** Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar, caso AD127. .... v.2 - 3
- Figura 5.6.** Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar, caso AD127. .... v.2 - 3
- Figura 5.7.** Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar, caso AD127. .... v.2 - 4
- Figura 5.8.** Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar, caso AD127. .... v.2 - 4
- Figura 5.9.** Comparação entre resultados experimentais e numéricos, sem considerar o atraso de vaporização nos cálculos numéricos. .... v.2 - 5
- Figura 5.10.** Comparação entre resultados experimentais e numéricos, considerando o atraso de vaporização nos cálculos numéricos. .... v.2 - 5
- Figura 5.11.** Histograma dos desvios dos resultados numéricos, considerando todos os desvios em valor absoluto, sem utilizar o atraso de vaporização no cálculo numérico HFC 134a, tubo capilar adiabático. .... v.2 - 6
- Figura 5.12.** Histograma dos desvios dos resultados numéricos, considerando apenas os casos com erro negativo, sem utilizar o atraso de vaporização no cálculo numérico. HFC 134a, tubo capilar adiabático. .... v.2 - 6
- Figura 5.13.** Histograma dos desvios dos resultados numéricos considerando apenas os casos com desvio positivo, sem utilizar o atraso de vaporização no cálculo numérico HFC 134a, tubo capilar adiabático. .... v.2 - 7
- Figura 5.14.** Histograma dos desvios dos resultados numéricos considerando apenas os casos com desvio, utilizando o atraso de vaporização no cálculo numérico. HFC 134a, tubo capilar adiabático. .... v.2 - 7
- Figura 5.15.** Histograma e frequência acumulada da dispersão dos resultados experimentais em cada condição operacional, para CFC 12, tubo capilar não adiabático. .... v.2 - 8
- Figura 5.16.** Comparação gráfica entre resultados numéricos e experimentais, tubo capilar não adiabático, CFC 12 ..... v.2 - 8

<b>Figura 5.17.</b> Histograma e frequência acumulada do desvio dos resultados numéricos em valor absoluto, considerando a média dos resultados experimentais para cada condição geométrica para o caso de CFC 12, tubo capilar não adiabático. ....	v.2 - 9
<b>Figura 5.18.</b> Histograma e frequência acumulada do desvio absoluto dos resultados numéricos em relação aos experimentais, considerando a totalidade dos resultados experimentais, para CFC 12, tubo capilar não adiabático. ....	v.2 - 9
<b>Figura 5.19.</b> Comparação entre resultados experimentais e numéricos para vários subresfriamentos. ....	v.2 - 10
<b>Figura 5.20.</b> Comparação entre resultados experimentais e numéricos para vários subresfriamentos. ....	v.2 - 10
<b>Figura 5.21.</b> Comparação entre resultados experimentais e numéricos para vários subresfriamentos. ....	v.2 - 11
<b>Figura 5.22.</b> Comparação entre resultados experimentais e numéricos para vários subresfriamentos. ....	v.2 - 11
<b>Figura 5.23.</b> Desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais em função do subresfriamento. ....	v.2 - 12
<b>Figura 5.24.</b> Desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais em função do subresfriamento. ....	v.2 - 12
<b>Figura 5.25.</b> Desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais em função do subresfriamento. ....	v.2 - 13
<b>Figura 5.26.</b> Desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais em função do subresfriamento. ....	v.2 - 13
<b>Figura 5.27.</b> Variação ao longo do ensaio da pressão absoluta na entrada do tubo capilar. Ensaio com tubo capilar não adiabático, CFC 12, ensaio NAD092. ....	v.2 - 14
<b>Figura 5.28.</b> Variação ao longo do ensaio da pressão no reservatório de saída do tubo capilar. Ensaio com tubo capilar não adiabático, CFC 12, ensaio NAD092. ....	v.2 - 14
<b>Figura 5.29.</b> Variação ao longo do ensaio da temperatura na entrada do tubo capilar. Ensaio com tubo capilar não adiabático, CFC 12, ensaio NAD092. ....	v.2 - 15
<b>Figura 5.30.</b> Variação ao longo do ensaio da vazão mássica através do tubo capilar. Ensaio com tubo capilar não adiabático, CFC 12, ensaio NAD092. ....	v.2 - 15
<b>Figura 5.31.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar adiabático, CFC 12, ensaio NAD092). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 9 °C de subresfriamento. ....	v.2 - 16
<b>Figura 5.32.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar adiabático, CFC 12, ensaio NAD092). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 6 °C de subresfriamento. ....	v.2 - 17



<b>Figura 5.33.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar adiabático, CFC 12, ensaio NAD092). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 3 °C de subresfriamento. ....	v.2 - 18
<b>Figura 5.34.</b> Perfis de temperatura medidos e calculados para o tubo capilar e a linha de sucção. Tubo capilar não adiabático, CFC 12, subresfriamento de 12 °C, Tcond = 50 °C, ensaio NAD092. ....	v.2 - 19
<b>Figura 5.35.</b> Perfis de temperatura medidas e de saturação do tubo capilar para duas condições de operação, uma com pequeno e outra com grande atraso de vaporização. ....	v.2 - 19
<b>Figura 5.36.</b> Perfis de temperatura medidos e calculados para o tubo capilar e a linha de sucção. Tubo capilar não adiabático, CFC 12, subresfriamento de 12 °C, Tcond = 50 °C, ensaio NAD079. ....	v.2 - 20
<b>Figura 5.37.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD092, para DTsub = 12 °C. ....	v.2 - 21
<b>Figura 5.38.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD092, para DTsub = 9 °C. ....	v.2 - 21
<b>Figura 5.39.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD092, para DTsub = 6 °C. ....	v.2 - 22
<b>Figura 5.40.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD092, para DTsub = 3 °C. ....	v.2 - 22
<b>Figura 5.41.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD079, para DTsub = 12 °C. ....	v.2 - 23
<b>Figura 5.42.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD079, para DTsub = 9 °C. ....	v.2 - 23
<b>Figura 5.43.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD079, para DTsub = 6 °C. ....	v.2 - 24
<b>Figura 5.44.</b> Perfis experimentais de temperatura obtidos no ensaio NAD079, para DTsub = 3 °C. ....	v.2 - 24
<b>Figura 5.45.</b> Histograma e frequência acumulada da dispersão dos resultados experimentais para cada condição operacional, para HFC 134a, tubo capilar não adiabático. ....	v.2 - 25
<b>Figura 5.46.</b> Comparação gráfica entre resultados numéricos e experimentais, tubo capilar não adiabático, HFC 134a. ....	v.2 - 25
<b>Figura 5.47.</b> Histograma e frequência acumulada do desvio dos resultados numéricos, considerando a média dos resultados experimentais para cada condição operacional para o caso de HFC 134a, tubo capilar não adiabático. ....	v.2 - 26

<b>Figura 5.48.</b> Histograma e frequência acumulada do desvio dos resultados numéricos, considerando a totalidade dos resultados experimentais, para HFC 134a, tubo capilar não adiabático.....	v.2 - 26
<b>Figura 5.49.</b> Diferença percentual de vazão entre resultados experimentais e numéricos em função de $\Delta T_{sub}$ para HFC 134a, tubo capilar não adiabático, $T_{cond} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	v.2 - 27
<b>Figura 5.50.</b> Diferença percentual de vazão entre resultados experimentais e numéricos em função de $\Delta T_{sub}$ para HFC 134a, tubo capilar não adiabático, $T_{cond} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	v.2 - 27
<b>Figura 5.51.</b> Diferença percentual de vazão entre resultados experimentais e numéricos em função de $\Delta T_{sub}$ para HFC 134a, tubo capilar não adiabático, $T_{cond} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	v.2 - 28
<b>Figura 5.52.</b> Diferença percentual de vazão entre resultados experimentais e numéricos em função de $\Delta T_{sub}$ para HFC 134a, tubo capilar não adiabático, $T_{cond} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	v.2 - 28
<b>Figura 5.53.</b> Gráfico da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD140).....	v.2 - 29
<b>Figura 5.54.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD140). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ de subresfriamento.....	v.2 - 30
<b>Figura 5.55.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD140). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ de subresfriamento.....	v.2 - 31
<b>Figura 5.56.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD140). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ de subresfriamento.....	v.2 - 32
<b>Figura 5.57.</b> Gráfico da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD155).....	v.2 - 33
<b>Figura 5.58.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD155). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ de subresfriamento.....	v.2 - 34
<b>Figura 5.59.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD155). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ de subresfriamento.....	v.2 - 35
<b>Figura 5.60.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD155). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ de subresfriamento.....	v.2 - 36
<b>Figura 5.61.</b> Gráfico da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD159).....	v.2 - 37

<b>Figura 5.62.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD159). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 9 °C de subresfriamento.....	v.2 - 38
<b>Figura 5.63.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD159). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 6 °C de subresfriamento.....	v.2 - 39
<b>Figura 5.64.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC-134a, ensaio NAD159). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 3 °C de subresfriamento.....	v.2 - 40
<b>Figura 5.65.</b> Gráfico da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC 134a, ensaio NAD162).....	v.2 - 41
<b>Figura 5.66.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC 134a, ensaio NAD162). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 9 °C de subresfriamento. ....	v.2 - 42
<b>Figura 5.67.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC 134a, ensaio NAD162). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 6 °C de subresfriamento. ....	v.2 - 43
<b>Figura 5.68.</b> Gráfico ampliado da evolução da vazão ao longo do ensaio (tubo capilar não adiabático, HFC 134a, ensaio NAD162). Período de tempo considerado: transitório para obtenção do ponto com 3 °C de subresfriamento. ....	v.2 - 44
<b>Figura 5.69.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 45
<b>Figura 5.70.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 45
<b>Figura 5.71.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 46
<b>Figura 5.72.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 46
<b>Figura 5.73.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 47
<b>Figura 5.74.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 47
<b>Figura 5.75.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 48
<b>Figura 5.76.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 48
<b>Figura 5.77.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 49
<b>Figura 5.78.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 49
<b>Figura 5.79.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 50
<b>Figura 5.80.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 50
<b>Figura 5.81.</b> Perfis medidos de temperatura .....	v.2 - 51

<b>Figura 5.82.</b> Perfis medidos de temperatura dos ensaio NAD176 e NAD168 para $\Delta T_{sub} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	v.2 - 51
<b>Figura 5.83.</b> Perfis medidos e calculados de temperatura para o ensaio NAD140. Tubo capilar não adiabático, HFC-134a, $\Delta T_{sub} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	v.2 - 52
<b>Figura 5.84.</b> Perfis medidos e calculados de temperatura para o ensaio NAD140. Tubo capilar não adiabático, HFC-134a, $\Delta T_{sub} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	v.2 - 52
<b>Figura 5.85.</b> Perfis típicos de temperatura ao longo de tubo capilar adiabático. ....	v.2 - 53
<b>Figura 5.86.</b> Circuito proposto com trocador de calor linha de líquido - linha de sucção e tubo capilar adiabático independente.....	v.2 - 53
<b>Figura 5.87.</b> Efeito da temperatura de condensação sobre a vazão mássica no tubo capilar, condição não adiabática. ....	v.2 - 54
<b>Figura 5.88.</b> Aumento da vazão numérica do HFC-134a em relação ao CFC-12 para o tubo capilar da seção principal de testes, condição não adiabática. ....	v.2 - 54
<b>Figura 5.89.</b> Efeito do subresfriamento sobre a vazão através do tubo capilar, condição não adiabática. ....	v.2 - 55
<b>Figura 5.90.</b> Influência de $\Delta T_{sub}$ sobre a vazão mássica para trocador de calor tubos laterais, trocador de calor de tubos concêntrico e TC adiabático (CFC-12). ....	v.2 - 55
<b>Figura 5.91.</b> Influência da temperatura de evaporação na vazão mássica, condição não adiabática. ....	v.2 - 56
<b>Figura 5.92.</b> Efeito da temperatura de entrada na LS sobre a vazão, condição não adiabática. ....	v.2 - 56
<b>Figura 5.93.</b> Efeito do diâmetro do TC na vazão mássica, condição não adiabática. ..	v.2 - 57
<b>Figura 5.94.</b> Efeito da posição e comprimento do trocador de calor na vazão mássica. v.2 -	57
<b>Figura 5.95.</b> Influência da rugosidade na vazão mássica, condição não adiabática.....	v.2 - 58
<b>Figura 5.96.</b> Influência do coeficiente de transferência de calor da linha de sucção do trocador de calor de tubos concêntricos sobre a vazão. ....	v.2 - 58
<b>Figura 5.97.</b> Influência da excentricidade do tubo capilar em relação à linha de sucção sobre o coeficiente de transferência de calor na linha de sucção na superfície interna, com superfície externa isolada, de acordo com os dados de Snyder (Apud Rohsenow e Hartnett, 1973). v.2 -	59
<b>Figura 5.98.</b> Influência da temperatura ambiente sobre a vazão através do tubo capilar, no caso de tubo sem isolamento, condição não adiabática. Caso com 60 % à temperatura ambiente e 40 % dentro do refrigerador. ....	v.2 - 59

**Figura 5.99.** Desenho esquemático de um tubo capilar, com trechos retilíneos e trechos com curvatura. .... v.2 - 60

**Figura 5.100.** Desenho esquemático de um tubo capilar com configuração geométrica típica, utilizado no estudo da influência do encurvamento sobre o comprimento requerido para produzir uma vazão fixada. .... v.2 - 60

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C_f$	: coeficiente de atrito de Fanning;
$C_p$	: calor específico à pressão constante (J/kg °C);
$D$	: diâmetro (m);
$D^*$	: relação de diâmetros;
$f$	: fator de atrito de Darcy;
$G$	: fluxo mássico (kg/s m <sup>2</sup> );
$g$	: função de Gibbs (J/kg);
$h$	: coeficiente local de transferência de calor por convecção (W/m <sup>2</sup> );
$H$	: entalpia específica (J/kg);
$\dot{H}$	: taxa de entalpia total cruzando uma superfície (“enthalpy flow”) (W);
$k$	: coeficiente de condutibilidade térmica (W/m °C);
$\dot{K}$	: taxa de energia cinética cruzando uma superfície (“kinetic flow”) (W);
$LS, ls$	: linha de sucção;
$\dot{m}$	: vazão mássica (kg/s);
$Nu$	: número de Nusselt;
$P$	: pressão (N/m <sup>2</sup> );
$Pr$	: número de Prandtl;
$\dot{Q}$	: taxa de transferência de calor (W);
$\dot{Q}'$	: taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (W/m);
$\dot{Q}''$	: taxa de transferência de calor por unidade de área (W/m <sup>2</sup> );
$R$	: raio (m);
$Re$	: número de Reynolds;
$S$	: área da seção (m <sup>2</sup> );
$s$	: entropia específica (J/kg °C);
$T$	: temperatura;
$TC, tc$	: tubo capilar;
$UA'$	: coeficiente global de transferência de calor por unidade de comprimento (W/m);
$V$	: velocidade (m/s);
$v$	: volume específico (m <sup>3</sup> /kg);
$x$	: título;
$X$	: parâmetro de Martinelli;
$z$	: posição (m);
$Z$	: fator de compressibilidade.
$\Delta$	: indica de variação de uma grandeza;
$\epsilon$	: rugosidade absoluta equivalente de uma superfície (m);
$\phi$	: multiplicador bifásico;
$\mu$	: viscosidade dinâmica (Pa.s);
$\theta$	: fator utilizado no cálculo de $h$ através de uma passagem anular;
$\sigma_{95}$	: desvio que contém 95 % dos eventos de uma amostra;
$\sigma$	: tensão superficial (N/m);
$\tau$	: componente de cisalhamento da tensão viscosa (N/m <sup>2</sup> ).

## Indices

<i>ad</i>	: adiabático;
<i>amb</i>	: ambiente;
<i>c</i>	: crítico;
<i>calc</i>	: calculado;
<i>cond</i>	: condensação, condensador;
<i>crit</i>	: condições críticas;
<i>curv</i>	: tubo curvado;
<i>e</i>	: externo; entrada;
<i>evap</i>	: evaporação, evaporador;
<i>exp</i>	: experimental;
<i>h</i>	: hidráulico;
<i>i</i>	: interno;
<i>ii</i>	: relativo ao lado interno, tendo o lado externo em condições adiabáticas;
<i>ing</i>	: referido ao sistema inglês de unidades;
<i>l</i>	: líquido; indicativo da condição hipotética em que a fase líquida escoia isoladamente, ocupando toda a seção transversal;
<i>lab</i>	: condições laboratoriais;
<i>liq</i>	: líquido;
<i>lo</i>	: indicativo da condição hipotética em que todo o escoamento ocorre em fase líquida;
<i>loc</i>	: condições locais;
<i>LS, ls</i>	: linha de sucção;
<i>lv</i>	: de vaporização;
<i>num</i>	: calculado numericamente;
<i>o</i>	: início; referência; externo;
<i>oo</i>	: relativo ao lado externo, tendo o lado interno em condições adiabáticas;
<i>real</i>	: nas condições reais de operação;
<i>reto</i>	: tubo reto;
<i>s</i>	: saída;
<i>sat</i>	: saturação;
<i>SI</i>	: referido ao sistema internacional de unidades;
<i>sub</i>	: subresfriamento;
<i>sup</i>	: superaquecimento do líquido;
<i>TC, tc</i>	: tubo capilar;
<i>TrC</i>	: trocador de calor;
<i>tt</i>	: fase líquida e fase vapor em escoamento turbulento;
<i>v</i>	: vapor;
<i>visc</i>	: viscoso;
<i>w</i>	: parede;
<i>wls</i>	: parede do tubo que constitui a linha de sucção;
<i>wtc</i>	: parede do tubo capilar;

## RESUMO

Quando um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é analisado, uma das variáveis mais importantes é a vazão de fluido refrigerante que circula pelo sistema. Ela resulta do equilíbrio entre a operação do compressor e do elemento de expansão. O tubo capilar é o elemento de expansão normalmente utilizado em sistemas de refrigeração de pequeno porte como os dos refrigeradores, freezers e aparelhos de ar condicionado de janela domésticos. Muito embora seja muito mais simples e muito mais barato do que o compressor, o tubo capilar tem praticamente a mesma importância do que aquele na determinação da vazão de refrigerante. O tubo capilar é ainda hoje dimensionado por métodos empíricos e semiempíricos, apesar dos grandes avanços havidos nos campos da mecânica dos fluidos, teoria de escoamento bifásico, transferência de calor e cálculo numérico.

O método ASHARAE de seleção foi desenvolvido para tubos capilares adiabáticos com R 12 e R 22. O método pode ser adaptado de forma grosseira para tubos capilares não adiabáticos considerando que na região de troca de calor existe apenas escoamento de fluido refrigerante em fase líquida.

Até 1991 havia muito poucos trabalhos tratando de tubos capilares não adiabáticos. Quando a presente pesquisa foi iniciada, não havia nenhuma publicação analisando o tipo de trocador de calor tubo capilar - linha de sucção utilizado no Brasil (trocador de calor de tubos concêntricos).

Um programa de simulação matemática do escoamento de refrigerantes através de tubos capilares não adiabáticos e não adiabáticos é desenvolvido no presente trabalho. Ele permite tanto o projeto como a simulação do desempenho (cálculo de vazão mássica) de tubos capilares. A versão de simulação é adequada para ser utilizada em um programa que simula globalmente o desempenho de um refrigerador ou freezer. O modelo matemático utiliza o modelo homogêneo para o escoamento bifásico. A questão da estabilidade de cálculo foi considerada com cuidado, uma vez que trabalhos anteriores mencionavam alguma dificuldade no tratamento deste item.

Para a validação do modelo matemático foi construído uma unidade experimental de avaliação do desempenho de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. Ela não utiliza um ciclo de refrigeração mas, ao contrário, foi concebida para permitir ensaios em lotes. Como o compressor não é utilizado, pode-se realizar ensaios com fluido puro, sem óleo. O vapor de



fluido refrigerante da linha de sucção foi substituído por ar, a fim de que o perfil de temperatura no tubo capilar fosse medido. A vazão de ar foi devidamente calculada para evitar alterações no processo em relação à condição com vapor de refrigerante. Como a unidade experimental não opera com um ciclo de refrigeração, as variáveis independentes podem ter um controle muito fino. Foram realizados ao todo cerca de 250 ensaios para tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, com R 12 e R 134a, para várias condições de operação, nas quais a pressão na entrada do tubo capilar, o subresfriamento e a temperatura na entrada da linha de sucção foram variados. A vazão mássica através do tubo capilar, os perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção, e a pressão na entrada e na saída do tubo capilar foram as variáveis monitoradas durante os ensaios. foram feitas comparação entre os resultados experimentais e os numéricos para a vazão mássica e para os perfis de temperatura ao longo do tubo capilar. A concordância observada é em geral muito boa.

Um aspecto importante observado nos ensaios experimentais foi que o comportamento do tubo capilar adiabático é diferente daquele do tubo capilar não adiabático naquilo que diz respeito à estabilidade do escoamento. Tal fato foi associado ao atraso de vaporização, muito comum no escoamento através de tubos capilares. O trabalho propõe um modelo físico para esse fenômeno.

O presente trabalho realiza ainda um estudo numérico de sensibilidade, no qual é estudada a influência de variáveis como a pressão na entrada do tubo capilar, o subresfriamento, o diâmetro do tubo capilar, o comprimento e o tipo de trocador de calor, sobre a vazão mássica.

## ABSTRACT

One of the most important variables to be investigated in vapor compression refrigerant cycles is the refrigerant mass flow rate through the system. It is mainly determined by the balance between the compressor and an expansion device. Small systems often use a capillary tube (CT) as expansion device. Despite its lower cost and simplicity when compared with the compressor, CT is essential for determining the mass flow rate of the system. Since refrigerating CT were conceived, their design has employed empirical or semiempirical methods. This procedure is still applied, in spite of the progress achieved in the fields of fluid mechanics, two-phase flow theory, heat transfer and numerical calculus as well as the recent spread of computational resources.

ASHRAE curves for CT sizing are suitable only for adiabatic flow. Such a graphical method was developed for just two fluids: R 12 and R 22. For non-adiabatic CT, ASHRAE sizing method is roughly accomplished, because it assumes only liquid phase in CT flow through the heat exchanger region.

Very few works dealing with non-adiabatic CT were published until 1991. At the time this research begun there were no work dealing with the kind of heat exchanger (HX) manufactured in Brazil, e.g., concentric tubes HX.

In the present work a computer program for simulating the flow through adiabatic and non-adiabatic CT, was developed. The program may be used for CT sizing as well as for CT simulation (e.g., mass flow calculation). The later version is suitable to be included as a routine of a more general refrigerator/freezer simulation program. Homogeneous two-phase flow model is assumed. In addition, special care was taken to ensure the stability of calculation, since previous works had reported some difficulty to accomplish it.

To validate the theoretical model an experimental test section was built. Basically, it is a blow-down apparatus, where refrigerant, stored in a high pressure vessel, flows through a CT and is released in another vessel at a lower pressure. That design avoids the use of a vapor compressor which could lead to refrigerant contamination with oil. Vapor refrigerant that flows through the suction line in an actual refrigerator or freezer was substituted by air. The air flow rate was set in such a way that no modifications of thermal and dynamic characteristics of the flow were introduced. As the experimental apparatus runs in a batch process (not through a cycle) and because air is the substance used in the suction line, all the independent variables

can be finely controlled. About 250 tests for adiabatic and non-adiabatic CT were performed. Several operating conditions combining different CT inlet pressures and temperatures as well as suction line inlet temperatures were tested. Refrigerant mass flow rate was the main dependent variable. Its values were continuously recorded by a data acquisition program. In addition, CT and suction line temperatures throughout the device, and CT inlet and outlet pressures were also recorded by the same device. All the experimental results for adiabatic and non-adiabatic CT with R 12 and R 134a fluids were compared to the respective numerical results and a close agreement were obtained. In some tests, theoretical and experimental temperature profiles were also compared leading to relatively low deviations.

Experimental results have shown that adiabatic and non adiabatic CT present different behavior regarding to the stability of the flow. This has been related to the delay of vaporization. This phenomenon is often present in CT lows and a physical model for this process is proposed.

Finally, a numerical sensitivity analysis for CT performance was performed. Among other variables, the simulation program allowed the evaluation of mass flow rate dependence on the CT inlet pressure, subcooling degree, CT diameter, length and type of heat exchanger, and heat transfer to the ambiance.

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Os elementos de expansão são componentes que têm papel fundamental no desempenho dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor. Atuando em equilíbrio com o compressor, e também com os demais componentes, determinam a vazão que circula pelo sistema. O tipo de elemento de expansão utilizado depende da capacidade do sistema de refrigeração. Em sistemas com capacidade de refrigeração acima de 10 kW o elemento de expansão usualmente utilizado é uma válvula automática. Um dos modelos mais populares desse tipo de válvula é o de expansão termostática. Em sistemas de pequeno porte, abaixo de 10 kW, tais como os de refrigeradores e “freezers” domésticos, bem como os de condicionadores de ar de janela, o elemento freqüentemente utilizado é o tubo capilar. Ele é constituído por um tubo de cobre de pequeno diâmetro - com valores compreendidos geralmente entre 0,5 e 2 mm - e com um comprimento normalmente situado na faixa de 1 a 6 m. Ao contrário das válvulas automáticas, os tubos capilares são elementos estáticos de controle de vazão, ou seja, não possuem partes móveis que se ajustam automaticamente a variações de condições operacionais do sistema. Pode parecer inadequado comparar o tubo capilar, um elemento de construção mecânica muito simples, com uma válvula de expansão termostática, dotada de vários elementos e mecanismos de precisão, que exigem requisitos relativamente acurados de manufatura. Fato é que o desempenho de um tubo capilar pode ser considerado muito bom quando a faixa de operação do sistema não é muito ampla, como é o caso dos equipamentos domésticos, que trabalham em regime “on-off”. Nesse caso, as vantagens que ele apresenta - simplicidade; inexistência de partes móveis; equalização de pressões durante as paradas, diminuindo o torque de partida do compressor; baixo custo; permite utilização de pequena quantidade de fluido refrigerante - foram suficientes para torná-lo um componente bastante popular.

Os tubos capilares podem ser de dois tipos: os assim denominados tubos capilares “adiabáticos” e os “não adiabáticos”. Muito embora essas designações não sejam absolutamente precisas, elas indicam os casos em que o tubo capilar troca ou não calor com a linha de sucção do compressor. O uso do trocador de calor pode aumentar o coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração dependendo do fluido de trabalho (Domanski et al., 1992),

como no caso do refrigerante R 12, tradicional fluido utilizado nos refrigeradores e freezers domésticos, bem como para o R 134a, provável substituto do R 12 em todos os equipamentos domésticos fabricados no Brasil.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção usualmente não é colocado em toda a extensão do tubo capilar, podendo existir um trecho “adiabático” em cada extremidade, ou mesmo em apenas uma delas. O trocador de calor constituído pela linha de sucção e tubo capilar podem ter uma das seguintes concepções: a de tubos laterais, onde a linha de sucção é soldada lateralmente ao tubo capilar, e a de tubos concêntricos, onde o tubo capilar é colocado internamente à linha de sucção, numa posição em que, apesar da designação, não se pode dizer que concentricidade seja plenamente garantida nos processos industriais de manufatura (vide figuras 1.11 e 1.12, mais adiante).

Não obstante o tubo capilar seja um elemento de construção bastante simples, os fenômenos físicos que ocorrem no escoamento em seu interior são relativamente complexos. Há escoamento monofásico, bifásico, podendo haver inclusive escoamento crítico na região com mistura bifásica. A possibilidade de ocorrência de atraso de início da vaporização (ou simplesmente atraso de vaporização) aumenta a complexidade do problema. Como dificuldade adicional, a utilização do trocador de calor confere características inusitadas ao escoamento bifásico no interior do tubo capilar, pois a vaporização (decorrente da queda de pressão) ocorre simultaneamente à perda de calor.

O desempenho do sistema de refrigeração como um todo depende em grande escala do correto dimensionamento do tubo capilar. Caso isso não seja feito, o sistema pode ter perda de capacidade, ou consumo energético excessivo. Durante muito tempo, e até mesmo nos dias atuais, os tubos capilares foram selecionados através de procedimentos tentativos experimentais, em geral trabalhosos e limitados. Por essa metodologia, arbitra-se um comprimento inicial, instala-se o tubo capilar no sistema de refrigeração do equipamento e avalia-se o desempenho. Quando o sistema não é dotado de um reservatório de líquido, os testes de desempenho com cada tubo capilar devem ser realizados para várias cargas de refrigerante, até se encontrar a carga ótima. Em função dos resultados de desempenho obtidos com um determinado tubo capilar, o comprimento é aumentado ou diminuído sucessivas vezes até se obter um desempenho satisfatório.

Uma metodologia de seleção um pouco mais aprimorada é aquela em que o método ASHRAE (1988a) é utilizado para o dimensionamento preliminar do comprimento, realizando-se testes experimentais apenas para o ajuste final do comprimento. Uma das limitações do

método ASHRAE é que ele se aplica com maior ou menor precisão apenas aos tubos capilares adiabáticos. Para tubos capilares não adiabáticos, a metodologia sugerida é aceitável nos casos em que, na região do trocador de calor, só exista escoamento em fase líquida, o que nem sempre ocorre. Uma dificuldade adicional é a de que as tabelas propostas pela ASHRAE são válidas apenas para R 12 e R 22, impedindo sua aplicação ao caso dos fluidos alternativos, cuja utilização é agora iniciada.

O método ASHRAE baseia-se essencialmente no trabalho de Whitesel (1957a, 1957b) e Hopkins (1950). Conforme será visto adiante, vários outros trabalhos tratando da seleção de tubos capilares adiabáticos foram apresentados posteriormente. Houve aprimoramento dos modelos matemáticos e, à medida que os recursos computacionais se intensificavam, facilitava-se a implementação numérica desses modelos. Apesar disso, tal evolução não foi acompanhada da publicação de curvas ou tabelas de seleção, ficando a cargo de cada fabricante o desenvolvimento de seu simulador, tarefa de fato relativamente simples para o caso de tubos capilares adiabáticos.

Se a quantidade de publicações relacionadas a tubos capilares adiabáticos é grande, o mesmo não pode ser dito para o caso de tubos capilares não adiabáticos. Na época em que o presente trabalho de pesquisa foi iniciado (final de 1991), o número de publicações sobre o assunto era muito reduzido, mais restrito ainda no tocante à apresentação de resultados que pudessem ser utilizados para seleção. A influência de algumas variáveis - curvatura do tubo capilar, troca de calor com o ambiente, influência do tipo de trocador de calor - era um assunto ainda menos explorado. No caso do Brasil, um elemento de dificuldade adicional é o fato do trocador de calor mais utilizado ser do tipo de tubos concêntricos, ao contrário, por exemplo, do que acontece nos modelos fabricados na maioria dos países desenvolvidos. Até o ano de 1991 não havia na literatura aberta qualquer publicação tratando de tubos de capilares não adiabáticos com trocador de calor de tubos concêntricos. Até aquele ano, o trabalho mais importante sobre tubos capilares não adiabáticos era devido a Pate (1982). Embora abrangente, não tratava de trocadores de calor de tubos concêntricos, além de ter proposto o modelo de variação linear do título, de validade limitada.

Paralelamente a esses vazios e deficiência de pesquisas sobre o assunto, a questão de substituição do R 12 estava praticamente definida em 1991, como decorrência de acordo mundial celebrado entre as nações, principalmente as desenvolvidas (Protocolo de Montreal). Faltava apenas fixar com mais precisão, país a país, os prazos para substituição do R 12 por refrigerantes com potencial nulo de destruição da camada de ozônio.

Na mesma época, a redução do consumo energético em eletrodomésticos era uma questão que permeava intensamente o setor de refrigeração doméstica, como pode ser observado pelos acordos celebrados entre o governo e as associações de classe, em decorrência dos quais foram criadas as etiquetas de consumo de energia em eletrodomésticos.

Todas essas questões trouxeram um grande alento aos grupos de pesquisa na área de refrigeração, ensejando estudos e desenvolvimentos de produtos e componentes, e fomentando o uso da modelagem e simulação matemática até o ponto das mesmas se tornarem ferramentas de trabalho essenciais na criação de produtos mais confiáveis e eficientes.

É nesse contexto que se insere o presente trabalho pesquisa, tratando do estudo do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, e que foi iniciado ao final de 1991.

## 1.2. CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO ATRAVÉS DE TUBOS CAPILARES

Previamente à apresentação dos objetivos da pesquisa é importante introduzir alguns conceitos e aspectos que caracterizam o escoamento em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, a fim de que se possa compreender mais claramente o escopo do trabalho.

O tubo capilar é um elemento de controle de vazão muito utilizado nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte. Ele opera de forma equilibrada junto com os outros elementos do sistema e se ajusta automaticamente a mudanças de condições de operação, permitindo que o sistema tenha operação satisfatória dentro de certos limites. Em condições normais de operação, a condição termodinâmica do fluido refrigerante na entrada do tubo capilar é a de líquido subresfriado, havendo vaporização (ou "flashing"<sup>1</sup>) em algum ponto intermediário do mesmo. A figura 1.1 apresenta o fluxograma de um sistema de refrigeração simples dotado de tubo capilar. A figura 1.2 mostra o processo termodinâmico (com algumas idealidades) em um diagrama temperatura x entropia específica e a figura 1.3, o processo termodinâmico em um diagrama pressão x entalpia específica. Iniciando pelo ponto 1, vapor de fluido refrigerante é comprimido (processo 1-2), condensado (processo 2-3), expandido no

---

<sup>1</sup> Ao longo deste texto será utilizado freqüentemente o termo "flashing", do inglês, para designar o processo de vaporização resultante da diminuição de pressão

tubo capilar (processo 3-4), evaporando em seguida no nível de mais baixa pressão (processo 4-1).

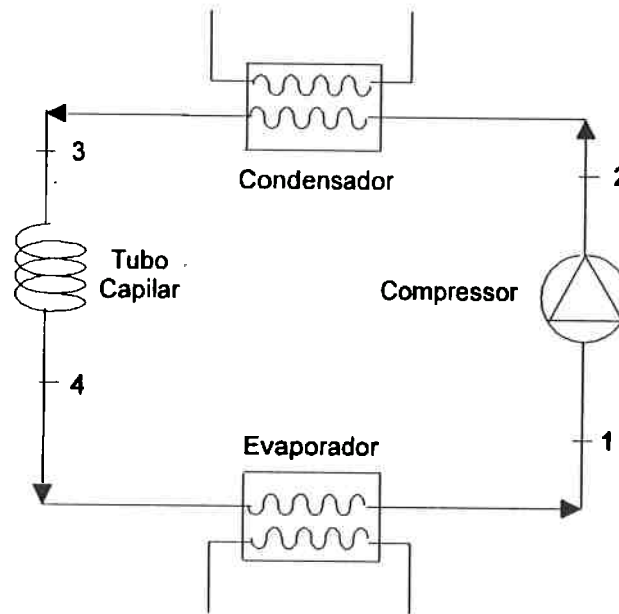


Figura 1.1. Fluxograma de um sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando tubo capilar como elemento de expansão

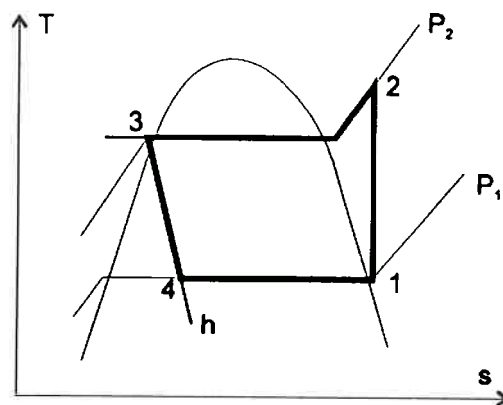


Figura 1.2. Ciclo de refrigeração ideal em um diagrama temperatura x entropia



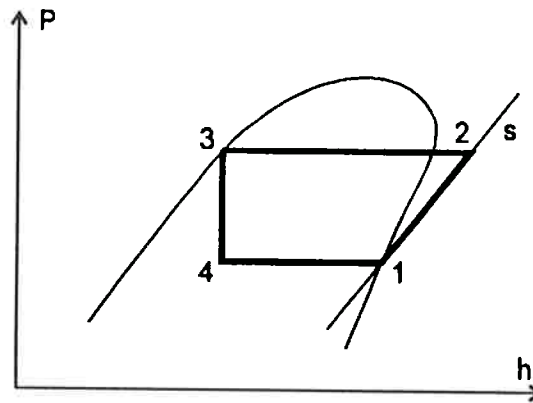


Figura 1.3. Ciclo de refrigeração ideal em um diagrama pressão x entalpia.

No ciclo de refrigeração anteriormente apresentado, a expansão através do tubo capilar foi simplificada, pois foi admitido que, na entrada, há líquido saturado, e que o processo ocorre através de uma linha de entalpia específica constante (processo adiabático). A figura 1.4 mostra, no diagrama  $T \times s$ , o detalhe do processo real que ocorre no escoamento do refrigerante através do tubo capilar. Neste caso, há subresfriamento na entrada do tubo capilar e, em virtude da aceleração do fluido, existe diminuição da entalpia específica ao longo do processo (o que se mantém constante é a entalpia de estagnação). O diagrama considera também um fenômeno muito comum em tubos capilares, que é a bloqueio do escoamento (escoamento crítico na seção de saída do tubo capilar). Quando isso se verifica, a pressão na seção de saída do tubo capilar pode ser maior do que a pressão do reservatório para onde ocorre a descarga, ou seja, pode haver expansão adicional do fluido entre a seção de saída e o reservatório de descarga.

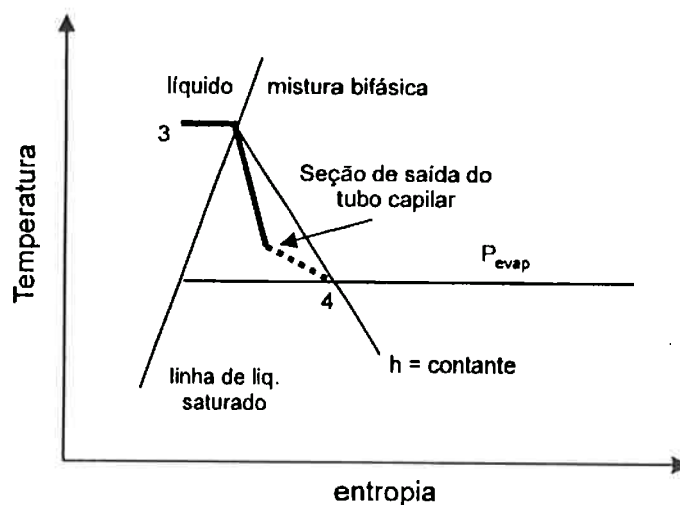


Figura 1.4. Detalhe do processo de expansão no tubo capilar no diagrama temperatura x entropia.

A figura 1.5 mostra o perfil de pressão típico ao longo de um tubo capilar adiabático sem a existência do fenômeno de atraso de vaporização. A figura 1.6 apresenta o correspondente perfil axial de temperatura. No trecho inicial, onde há escoamento apenas em fase líquida, a temperatura é constante. Neste trecho, a pressão decresce linearmente com a posição. Ainda neste trecho, a pressão de saturação é constante (como decorrência da invariância da temperatura real do fluido) e a temperatura de saturação decresce segundo a lei de dependência entre pressão e temperatura no equilíbrio líquido-vapor. No ponto onde se inicia o “flashing” (cruzamento das linhas de temperatura e temperatura de saturação ou das linhas de pressão e pressão de saturação), ocorrem grandes alterações no comportamento da pressão e da temperatura do tubo capilar. Em virtude da vaporização do fluido, a temperatura do fluido passa a diminuir e a taxa de decréscimo de pressão tende a aumentar significativamente. Na região de escoamento bifásico, as linhas de pressão e de temperatura superpõem-se às respectivas linhas de pressão e temperatura de saturação.

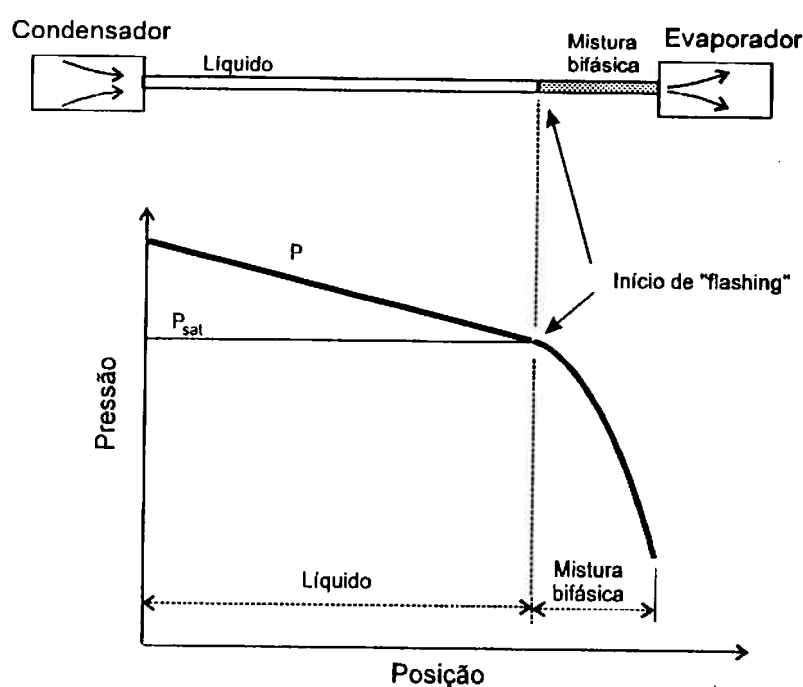


Figura 1.5. Perfis típicos de pressão e pressão de saturação ao longo de um tubo capilar adiabático, sem o fenômeno do atraso de vaporização.

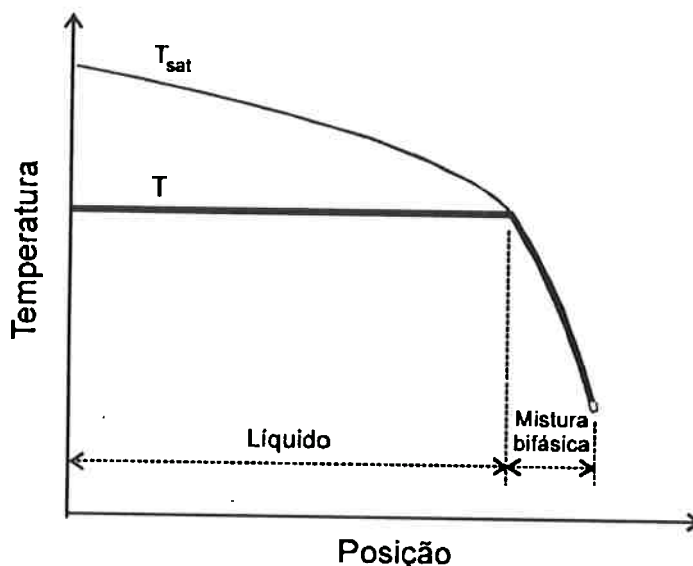


Figura 1.6. Perfis típicos de temperatura e temperatura de saturação ao longo de um tubo capilar adiabático, sem o fenômeno do atraso de vaporização.

É muito freqüente que o início da vaporização não ocorra no ponto onde a pressão do fluido se iguala à pressão de saturação (calculada para o equilíbrio termodinâmico entre o vapor e o líquido, com interface plana). Existe muita especulação sobre o assunto e nos capítulos 4 e 5 ele será abordado com maior profundidade. Um exemplo típico de perfil de temperaturas ao longo de um tubo capilar adiabático onde ocorre o atraso de vaporização é mostrado na figura 1.7. Nessa figura podem ser distinguidas quatro regiões. Na região I existe líquido subresfriado, na região II, líquido superaquecido, na região III, mistura bifásica em não equilíbrio, e, finalmente, na região IV, mistura bifásica em equilíbrio termodinâmico estável.

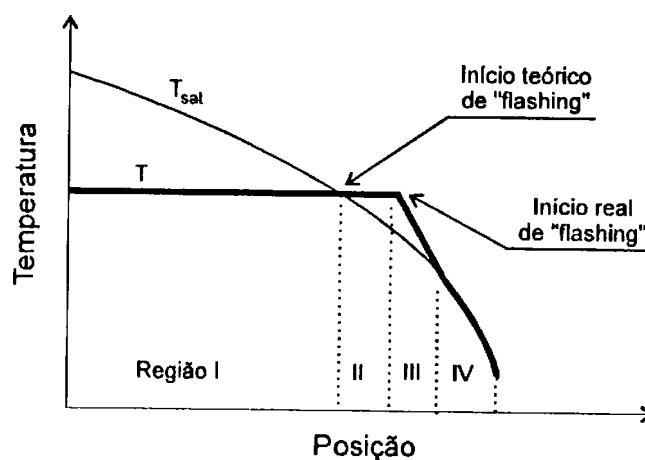


Figura 1.7. Perfis típicos de temperatura e temperatura de saturação ao longo de um tubo capilar adiabático, com o fenômeno do atraso de vaporização.

A associação do tubo capilar e da linha de sucção de forma a constituírem um trocador de calor é uma medida que propicia o aumento do coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração, dependendo do fluido utilizado, conforme visto anteriormente. A figura 1.8 mostra o fluxograma simplificado de um sistema de refrigeração com trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. As figuras 1.9 e 1.10 mostram a utilização do tubo capilar não adiabático em um refrigerador doméstico.

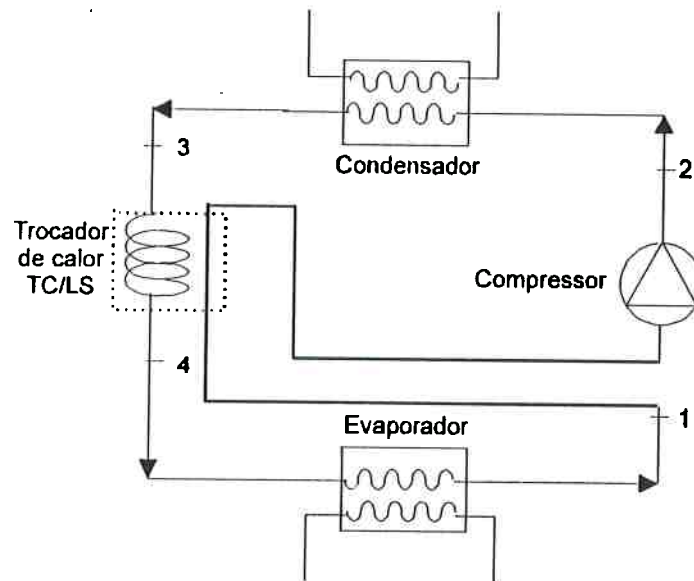
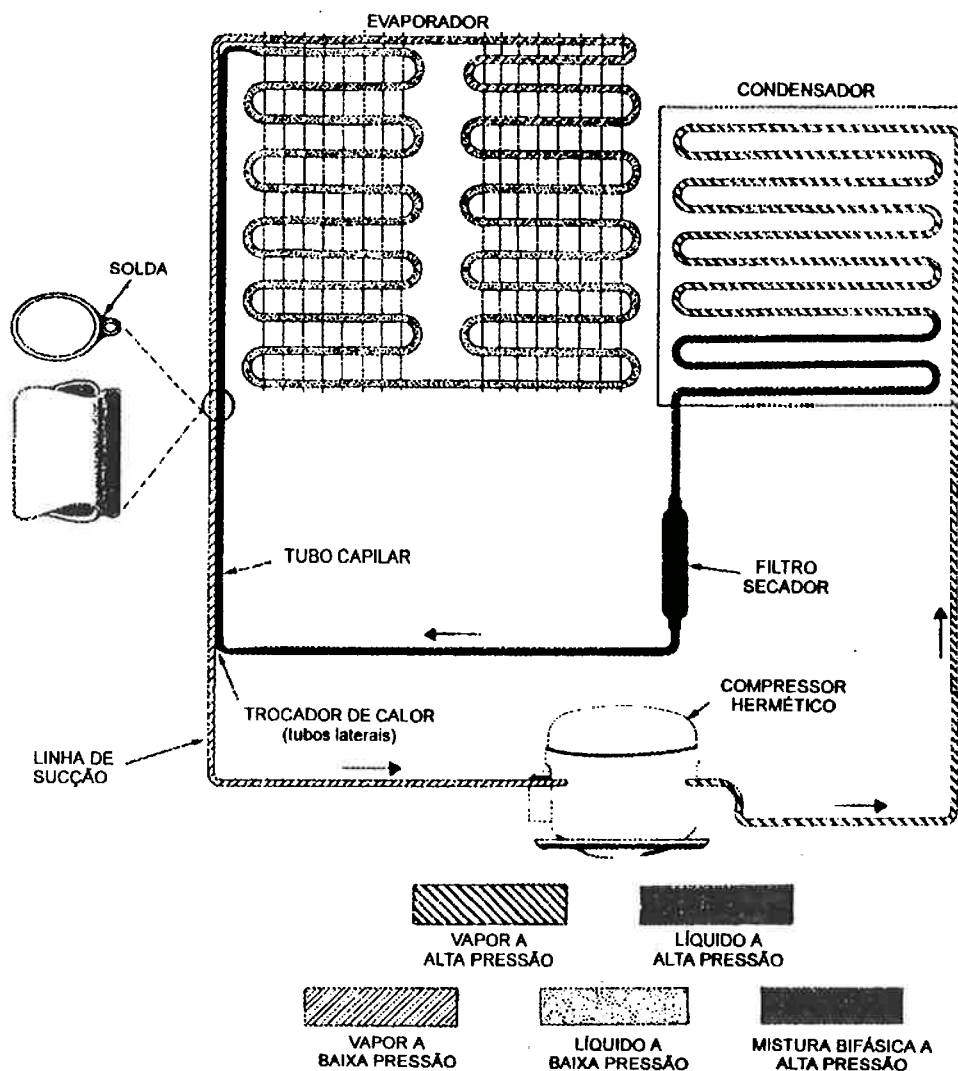


Figura 1.8. Fluxograma simplificado de um sistema de refrigeração com tubo capilar e linha de sucção formando um trocador de calor.

O tubo capilar não adiabático, ou seja, aquele que tem pelo menos um trecho onde a linha de sucção e o tubo capilar trocam calor entre si, pode ter também um trecho adiabático no início e outro no final, conforme mostrado na figura 1.11. A colocação desses trechos adiabáticos nas extremidades é feita para ajustar distâncias e geometrias, compatibilizando o posicionamento dos vários componentes existentes, e também por motivos operacionais. Sabe-se, por exemplo, que a colocação do trocador de calor no início do tubo capilar pode causar grande instabilidade de operação.

O trocador de calor apresentado nas figuras 1.9 e 1.11 é do tipo de tubos laterais. Nessa configuração, os dois tubos são justapostos externamente e unidos por meio de solda. Essa configuração é a utilizada na maioria dos países desenvolvidos. No Brasil, é comum a utilização de uma configuração (trocador de calor de tubos concêntricos) em que o tubo capilar é colocado internamente à linha de sucção, conforme mostrado na figura 1.12. Um de

seus problemas é a falta de controle sobre a perfeita concentricidade, que pode afetar o desempenho. Sua utilização no Brasil se deve principalmente a motivos de custo.



**Figura 1.9.** Sistema de refrigeração de um refrigerador doméstico com tubo capilar não adiabático, do tipo de tubos laterais.

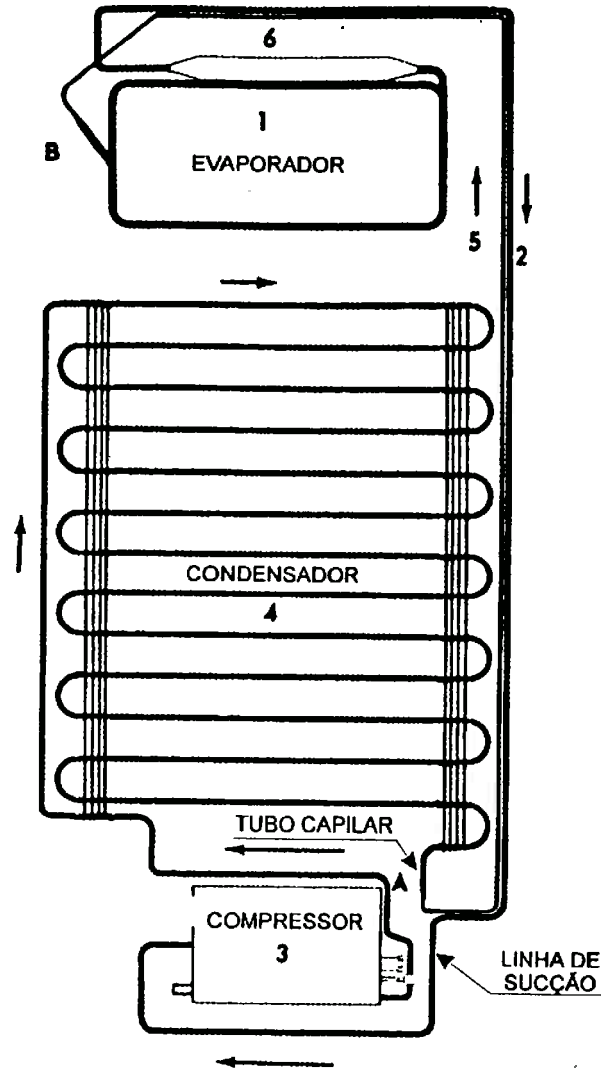


Figura 1.10. Sistema de refrigeração de um refrigerador doméstico com tubo capilar não adiabático.

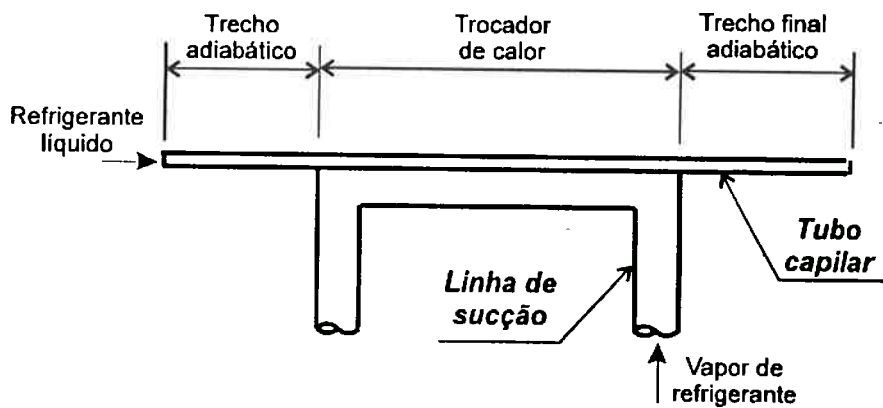
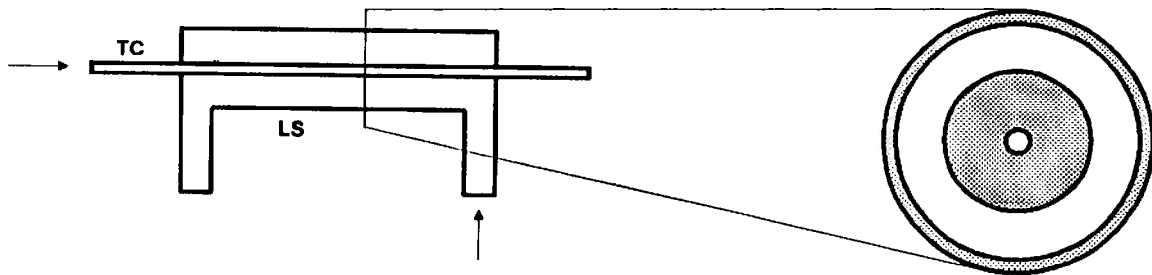


Figura 1.11. Desenho esquemático de um tubo capilar não adiabático com trocador de calor de tubos laterais.



**Figura 1.12.** Desenho esquemático de um tubo capilar não adiabático com trocador de calor do tipo de tubos concêntricos.

O perfil axial de temperaturas típico de um tubo capilar não adiabático difere um pouco daquele apresentado anteriormente para o tubo capilar adiabático. A figura 1.13 apresenta um exemplo desse perfil, para uma situação típica em que existe escoamento em fase líquida em todo o trecho inicial adiabático (só tubo capilar) e durante uma parte do trecho com troca de calor (trocador de calor tubo capilar-linha de sucção). Na região adiabática, a temperatura do fluido é constante, iniciando-se a queda de temperatura quando o escoamento adentra pelo trocador de calor, mesmo que só haja fase líquida. Ao se iniciar o “flashing”, não existe normalmente a mudança abrupta do perfil axial de temperatura. Isso ocorre porque, em virtude do resfriamento do fluido escoando no tubo capilar, a taxa inicial de vaporização é pequena.

Ainda em relação à figura 1.13, pode-se observar que as curvas de temperatura do fluido e de temperatura de saturação tem inclinações próximas (ou pelo menos mais próximas do que no caso do tubo capilar adiabático) junto ao ponto de início de “flashing”, caracterizando uma grande sensibilidade operacional quando algum parâmetro ou variável independente sofre alteração de valor. No exemplo apresentado, não foi admitido qualquer atraso de vaporização.

Após o início do “flashing”, a tendência natural é que exista a constante elevação da fração mássica da fase vapor, em virtude da queda de pressão que ocorre devido ao atrito viscoso. Como visto, a transferência de calor do tubo capilar para a linha de sucção atenua a taxa de vaporização. Sob condições específicas contudo, pode ocorrer a predominância da influência da transferência de calor, que provoca a condensação do fluido, permitindo que o escoamento possa até mesmo retornar a uma condição de fase líquida. Esse tipo de fenômeno provoca usualmente instabilidade no escoamento. As figuras 1.14 e 1.15, que apresentam respectivamente o perfil de pressão ao longo do tubo capilar e o processo no diagrama *pressão x entalpia específica*, exemplificam esta situação.

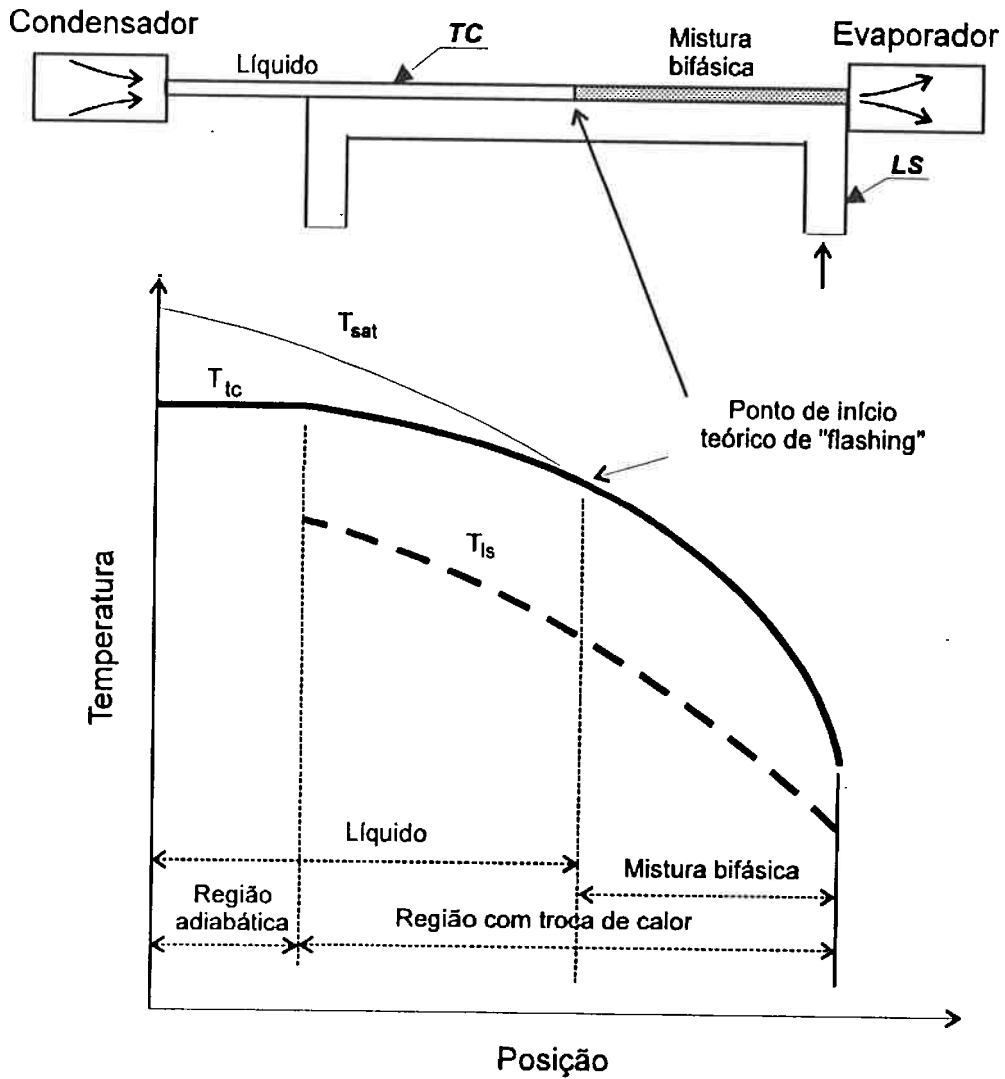


Figura 1.13. Perfis típicos de temperatura e temperatura de saturação ao longo de um tubo capilar não adiabático. A linha tracejada indica o perfil axial de temperatura na linha de sucção.



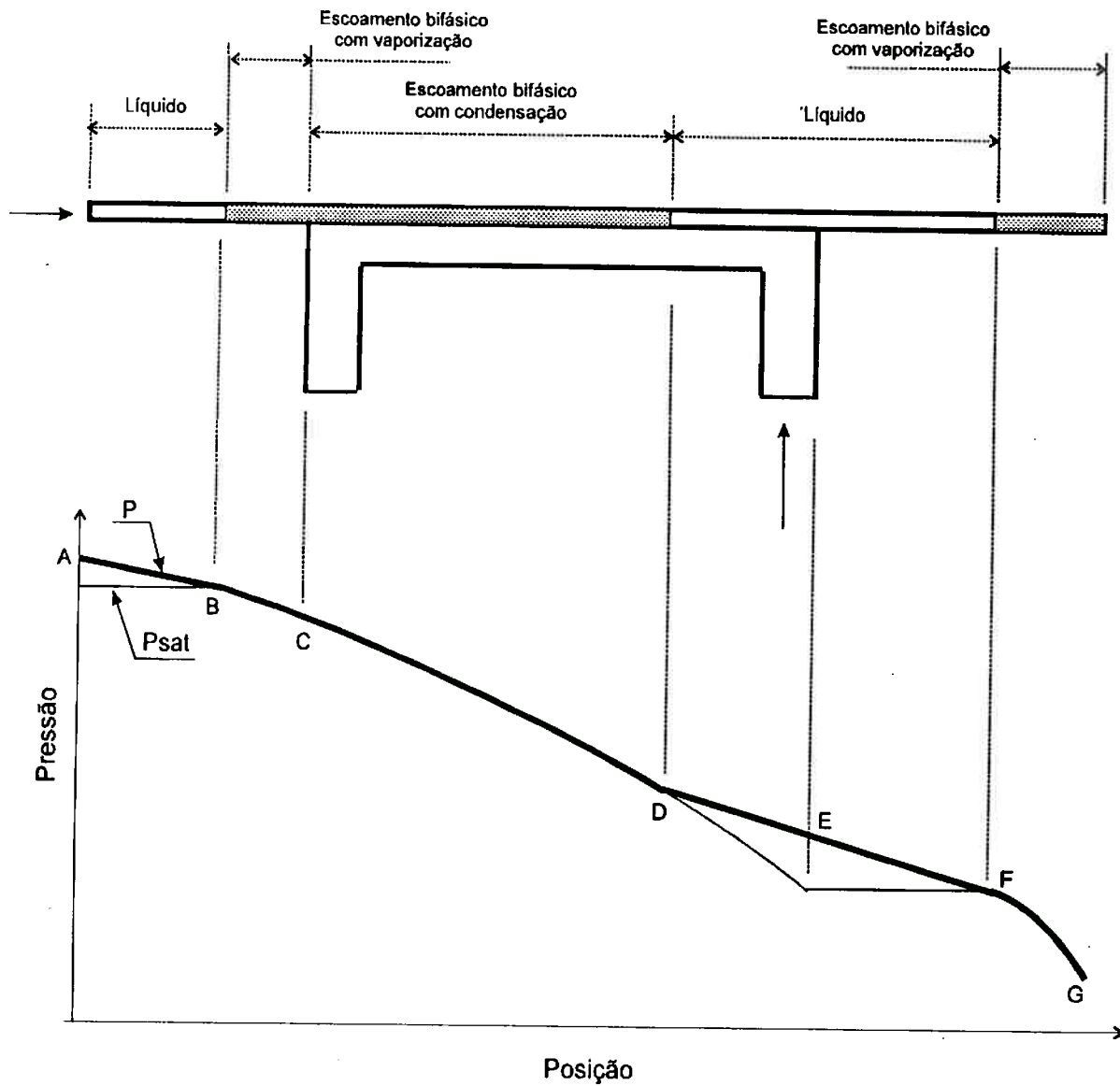


Figura 1.14. Perfil típico de pressão ao longo de um tubo capilar com trocador de calor intermediário, no caso de existência de trecho com escoamento bifásico e condensação de vapor.

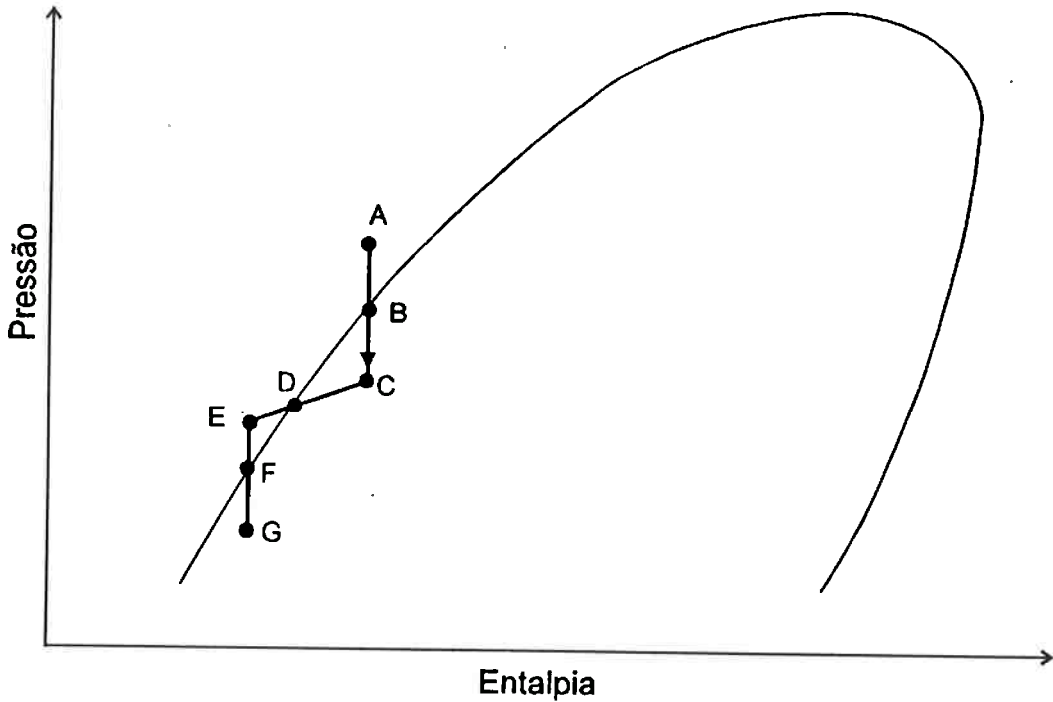


Figura 1.15. Representação, no diagrama pressão x entalpia, do processo de expansão no tubo capilar, no caso de existência de trecho com escoamento bifásico e condensação de vapor.

A figura 1.16 apresenta o desenho esquemático de um tubo capilar não adiabático com as variáveis que caracterizam o escoamento. A classificação das variáveis como dependentes ou independentes enseja muitas combinações, existindo, contudo, dois procedimentos muito comuns:

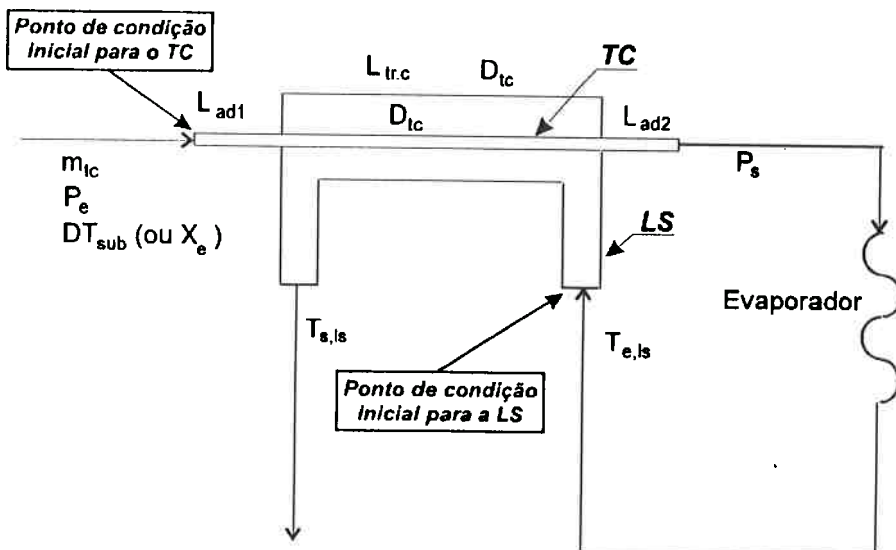


Figura 1.16. Indicação das variáveis que caracterizam o escoamento.

- Deixar  $\dot{m}_{lc}$  e  $T_{ls,s}$  como variáveis dependentes, caso em que se deseja conhecer o desempenho do tubo capilar para condições geométricas fixadas. Nesse caso, a designação “simulação do escoamento” é usual.
- Fazer do comprimento ( $L_{ad1}$ ,  $L_{TrC}$  ou  $L_{ad2}$ ) e de  $T_{ls,s}$  variáveis dependentes. O comprimento a determinar é usualmente o do último trecho. Esse é o caso em que se está dimensionando o tubo capilar.

Conforme será visto adiante na modelagem matemática do problema, existe um sistema de equações diferenciais ordinárias de 1ª ordem que governa o escoamento, exigindo a fixação de condições iniciais para o tubo capilar e para a linha de sucção. Uma das dificuldades numéricas do problema é que trocador de calor tubo capilar-linha de sucção é do tipo contracorrente, com condições iniciais estabelecidas em extremos opostos.

Na estudo do escoamento em tubos capilares não adiabáticos, o fator de atrito, o tipo de escoamento bifásico e o coeficiente de transferência de calor na linha de sucção estão entre as variáveis que têm um papel fundamental no desempenho desse componente, além do atraso de vaporização, mencionado anteriormente. Em relação ao tipo de modelo para o escoamento bifásico, existem basicamente três abordagens: 1) utilização do modelo de escoamento homogêneo (fases escoando sem deslizamento), 2) utilização do modelo de escoamento com fases separadas, em que as fases escoam com velocidades diferentes, mas não se faz qualquer distinção quanto à topologia do escoamento, e 3) utilização do modelo de escoamento com fases separadas, mas considerando a topologia do escoamento (escoamento em bolhas, anular, em névoa, etc.). Em virtude dos altos fluxos mássicos existentes no escoamento no tubo capilar, o modelo homogêneo é utilizado majoritariamente pela maioria dos pesquisadores, principalmente porque permite um tratamento matemático mais simples, sem grande perda de precisão.

Em relação ao fator de atrito, até bem pouco tempo atrás havia questionamentos sobre a adequação do diagrama de Moody para a obtenção do fator de atrito no escoamento em tubos capilares, mesmo para a região com escoamento só de líquido. Apesar dos estudos clássicos no assunto terem sido baseados em parâmetros adimensionais, tais questionamentos incidiam sobre a possibilidade de outros parâmetros influenciarem o fenômeno, fundamentalmente em decorrência do pequeno diâmetro do tubo. Para o fator de atrito no escoamento bifásico, os trabalhos que se baseiam no modelo de escoamento homogêneo

utilizam a mesma equação do fator de atrito monofásico, adotando uma viscosidade equivalente de mistura para cálculo do número de Reynolds. Existem algumas equações para cálculo da viscosidade de mistura, mas não existe consenso absoluto sobre a qualidade de cada uma delas. Nos modelos que consideram a topologia do problema, existe uma formulação específica para cada tipo de escoamento.

No que diz respeito à troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção, o lado que governa o processo é o da linha de sucção, uma vez que o parâmetro  $hA$  desse lado do escoamento é o que apresenta menor valor. Esse é um fato importante, porque na região de escoamento bifásico no interior do tubo capilar ocorre um fenômeno interessante, em que "flashing" e perda de calor coexistem, não se tendo conhecimento da existência de qualquer modelo para cálculo do coeficiente de transferência de calor sob essas condições. Como o lado da linha de sucção é o mais importante, o usual é adotar um modelo simples para o lado do tubo capilar, e modelos mais precisos, amplamente conhecidos na área de transferência de calor, para o lado da linha de sucção.

Para finalizar essa introdução sobre os aspectos que caracterizam o escoamento em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, cabem aqui alguns comentários sobre o escoamento crítico. A bloqueagem do escoamento bifásico foi constatada experimentalmente, pode ser prevista teoricamente, existindo ainda hoje alguma dúvida sobre a concordância entre resultados experimentais e teóricos. Um aspecto interessante que ocorre para o caso de escoamento bifásico é a descontinuidade que existe na velocidade do som calculada no ponto exato em que se inicia o escoamento bifásico. Mais especificamente, o que ocorre é que a velocidade do som calculada para mistura bifásica, no caso limite de título tendendo a zero, é um valor diferente da velocidade do som no líquido. Esse fato, constatado experimentalmente, torna possível ocorrer a bloqueagem do escoamento, havendo só escoamento de líquido no tubo capilar, caso em que o líquido é saturado na seção de saída. Se essa possibilidade não for considerada na construção do código numérico, problemas de estabilidade podem ocorrer.

### 1.3. OBJETIVOS DA PESQUISA

Em vista do que foi anteriormente mencionado, pode-se verificar que existem ainda lacunas a serem pesquisadas no assunto de tubos capilares. Para o presente trabalho de pesquisa foram estabelecidos os seguintes objetivos:

- Desenvolvimento de um modelo matemático do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos que permita com suficiente precisão realizar previsão de desempenho ou dimensionamento. Tal modelo deve ser suficientemente elaborado para evitar discrepâncias indesejáveis entre resultados numéricos e experimentais, e simples o bastante para permitir a implementação de um código numérico com características aceitáveis de estabilidade, tempo de execução (considerados os recursos computacionais disponíveis), e tempo de desenvolvimento. Obviamente, essas características são em certo grau subjetivas e dependem dos recursos materiais e humanos disponíveis.
- Usando o modelo matemático desenvolvido, implantação de um código computacional que permita realizar investigações numéricas do escoamento. Para elaboração desse código computacional deverão ser considerados:
  - avaliação dos métodos numéricos mais adequados ao problema estudado;
  - deverão ser implantadas rotinas específicas para o cálculo das propriedades termodinâmicas e físicas das substâncias envolvidas;
  - o programa deverá ter uma interface homem-máquina amigável, a fim de que outros usuários possam utilizá-lo sem dificuldades;
  - o tempo de execução para cálculo do desempenho deverá ser suficientemente reduzido para permitir a inclusão do código computacional em um programa de simulação do ciclo completo de refrigeração;
  - o fenômeno da condensação e a descontinuidade da velocidade crítica ao se passar da fase líquida para a mistura bifásica devem ser cuidadosamente consideradas;
  - a questão de estabilidade de cálculo deverá ser tratada cuidadosamente, para evitar que o usuário tenha que realizar múltiplas tentativas de solução para cada caso, com revisão dos valores iniciais para  $T_{1s,s}$  e  $\dot{m}_{1c}$ .
- Implantação de uma unidade experimental que permita avaliar o desempenho de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. As variáveis independentes do problema deverão ser rigorosamente controladas, com a devida caracterização das incertezas experimentais envolvidas. O sistema deverá ser isento de óleo, e a influência dessa variável poderá ser pesquisada em trabalhos futuros. Além das variáveis globais avaliadas, deverão ser feitas medições de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção, a fim de se ter uma

caracterização mais precisa dos processos que se desenvolvem ao longo desses dois tubos. Os resultados experimentais deverão ser utilizados para validar e estabelecer as limitações do modelo.

- Pesquisar a influência do atraso de vaporização sobre o desempenho de tubos capilares e os modelos teóricos existentes. Realizar investigações experimentais sobre sua existência e magnitude. Realizar análise de sensibilidade com o programa desenvolvido.
- Proceder a investigações experimentais sobre a validade da equação de Colebrook para escoamento de líquido através de tubos capilares. Avaliar a rugosidade do tubo capilar através de método hidráulico e método geométrico. Investigação do efeito da rugosidade sobre o desempenho do tubo capilar.
- Realizar investigações teóricas e experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico anular na linha de sucção. Avaliação da influência desse parâmetro sobre o desempenho do tubo capilar.
- Realização de investigações teóricas sobre o escoamento bifásico, visando principal, mas não exclusivamente, a aplicação de modelos ao caso do escoamento em tubos capilares.
- Investigação teórica dos modelos para avaliação da perda de carga no escoamento bifásico. Avaliação de modelos para cálculo da viscosidade de mistura equivalente. Investigação da sensibilidade do resultado ao uso dos modelos existentes na literatura.
- Investigação do efeito do encurvamento do tubo capilar sobre a perda de carga e desempenho do tubo capilar.
- Avaliação teórica do efeito da excentricidade do tubo capilar sobre o coeficiente de transferência de calor no escoamento na passagem anular da linha de sucção. Análise da influência sobre o desempenho do tubo capilar.
- Avaliação experimental e teórica do efeito da posição do trocador de calor sobre o desempenho do tubo capilar. Avaliação da influência do tipo de trocador utilizado.
- Investigação numérica do efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho de tubos capilares.
- Realização de investigações teóricas e experimentais sobre o escoamento crítico no escoamento bifásico.

- Investigação numérica e experimental da influência da pressão de condensação, pressão de evaporação, grau de subresfriamento e temperatura de entrada na linha de sucção.
- Investigação do efeito de mudança do fluido R 12 para o fluido alternativo R 134a.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Conforme mencionado anteriormente, o número de trabalhos publicados tratando de tubos capilares é grande para o caso adiabático, e limitado para o caso de tubos capilares não adiabáticos. A presente revisão bibliográfica apresenta um resumo dos trabalhos pesquisados, privilegiando aqueles que apresentam as contribuições mais significativas.

O trabalho de Stabler (1948) é um dos primeiros sobre tubos capilares, dedicando-se em grande parte à propagação de seu uso. Estabelece os conceitos físicos gerais que norteiam seu desempenho e qual é sua influência no equilíbrio geral da operação de um ciclo de refrigeração. Por fim, apresenta curvas limitadas de seleção, as quais permitem determinar, para duas condições de pressão de condensação e um diâmetro fixado, o comprimento de um tubo capilar não adiabático em função do deslocamento do compressor e da temperatura de evaporação. Segundo Stabler, as curvas são válidas tanto para R 12 como para R 22. Sugere que o cálculo do efeito do diâmetro no comprimento pode ser feito admitindo que este último seja proporcional a  $D^{4,6}$  (as simulações numéricas realizadas com o programa desenvolvido na presente pesquisa fornecem expoentes próximos ao de Stabler). Não faz qualquer tentativa de estudo analítico do escoamento.

Os trabalhos de Bolstad e Jordan (1948, 1949) foram os primeiros a apresentar de forma organizada, ampla e consistente um conjunto de resultados experimentais relacionando a vazão através de um tubo capilar com as variáveis que governam seu desempenho. Foram estudados tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. Usando um sistema de refrigeração por compressão de vapor, fizeram medições de vazão de fluido refrigerante, de temperaturas e pressões na entrada e na saída, e de temperaturas ao longo do tubo capilar. As tomadas de pressão ao longo do tubo capilar foram confeccionadas com esmero, de forma a evitar qualquer influência no escoamento. Para vários comprimentos, vários diâmetros de tubo capilar, e várias pressões de condensação, elaboraram curvas experimentais onde a vazão é apresentada em função do “bubble point”, que é a temperatura de saturação do fluido no ponto de início de “flashing”. A utilização desse parâmetro, ao invés do grau de subresfriamento na entrada do tubo capilar, como é usualmente feito até hoje, foi uma maneira criativa de Bolstad e Jordan incluírem e apresentarem resultados válidos tanto para tubos capilares adiabáticos como não adiabáticos, sem trabalho adicional. Como o trocador de calor utilizado por eles era colocado no início do tubo capilar, havia apenas líquido escoando na região de troca de calor,



e a influência desse equipamento era apenas a de abaixar a temperatura do fluido refrigerante previamente ao início de vaporização. O “bubble point” é medido à jusante do trocador de calor, e, para se calcular essa variável, necessita-se fazer apenas um cálculo simples do trocador de calor existente. Dessa forma, os resultados publicados por Bolstad e Jordan são válidos tanto para o caso de tubos capilares adiabáticos como não adiabáticos. Essa abordagem não é utilizada no presente trabalho de pesquisa porque nos tubos capilares não adiabáticos atualmente existentes, são freqüentes os casos em que existe “flashing” na região do trocador de calor. Bolstad e Jordan mediram os fatores de atrito para o escoamento de água no tubo capilar e os resultados obtidos concordaram perfeitamente com os teóricos para a região de escoamento laminar. Para a região de escoamento turbulento, foi observado que a concordância era muito boa para uma rugosidade relativa da ordem de 0,00034 (Apud Erth, 1969). Para a região de escoamento bifásico, Bolstad e Jordan fazem apenas menção de valores médios de  $f$  obtidos para algumas situações. Não é feita menção à existência de qualquer atraso de vaporização, e, de fato, observando os perfis de pressão e temperatura por eles obtidos, nada pode ser afirmado nesse sentido. Foram realizados ensaios utilizando fluido misturado com óleo (sem passar pelo filtro) e fluido “puro” (passagem através de filtro), verificando-se que a existência de óleo provoca aumento de vazão. Atribuíram esse fato à diminuição da temperatura de saturação no caso em que se tem óleo, que, por sua vez, aumenta o comprimento da região com escoamento de líquido. Usando os resultados experimentais obtidos, verificaram que o escoamento é bloqueado na maioria dos casos. Salientam que a influência da pressão de evaporação sobre a vazão mássica é pequena, mesmo nos casos em que o escoamento crítico não ocorre. Observaram que a diminuição do “bubble point” (aumento do grau de subresfriamento) provoca aumento de vazão mássica até um certo limite, o qual corresponde ao caso em que existe apenas líquido escoando no tubo capilar (com líquido no estado saturado na seção de saída). Este último fato tem consequências interessantes no desenvolvimento do simulador numérico, tornando necessário incluir algum tratamento específico para evitar instabilidades de cálculo<sup>1</sup>. No que diz respeito ao equacionamento analítico, Bolstad e Jordan fizeram apenas a apresentação geral, dando informações sobre a forma de utilizá-lo, mas não mostrando qualquer exemplo de cálculo, nem

---

<sup>1</sup>É interessante observar que, no desenvolvimento inicial do simulador numérico, não foi feita qualquer provisão para esse tipo de questão. Foram constatadas instabilidades de cálculo em algumas situações, as quais, após um estudo mais detalhado do equacionamento, indicaram que o problema era decorrência da possibilidade de blocagem com escoamento só de líquido no tubo capilar (líquido saturado na seção de

mesmo para comparar com resultados experimentais por eles obtidos. No equacionamento, adotam escoamento de Fanno e, considerando algumas informações publicadas, pode-se depreender também que o escoamento bifásico homogêneo é utilizado.

Marcy (1949a,b) publicou trabalho apresentando um método teórico para o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos. Utiliza as equações de conservação - massa, quantidade de movimento e energia - e propõe um método gráfico de resolução. Admite que a rugosidade é a mesma para todos os tubos capilares, desde que o processo de fabricação seja o de extrusão. Por isso não considera a rugosidade do tubo na equação do fator de atrito monofásico. Para o escoamento bifásico, admite escoamento homogêneo, mas no cálculo do número de Reynolds considera a viscosidade do líquido, hipótese equivocada, conforme pode ser hoje verificado pela teoria de escoamento bifásico. Usando resultados obtidos com R 12 e SO<sub>2</sub>, realiza algumas poucas comparações entre resultados numéricos e resultados experimentais, obtendo boa concordância.

O trabalho publicado por Whitesel (1957a,b) é um dos mais importantes encontrado na literatura. Whitesel concentrou sua atenção nos casos em que a condição de entrada no tubo capilar era a de líquido saturado ou mistura bifásica. O principal objetivo foi propor fórmulas algébricas para seleção ou análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos. A proposição de uma metodologia de cálculo que dispensasse a integração numérica de equações diferenciais era importante na época, visto que essa atividade podia despendar um grande esforço adicional, por vezes inibidor da investigação teórica. Conforme já mencionado, Whitesel concentrou seu estudo no escoamento bifásico e desenvolveu modelos analíticos considerando dois casos: mistura de um gás incondensável com um líquido muito pouco volátil (p.ex. mistura ar-água) e escoamento de um fluido refrigerante realizando um processo de “flashing”. Em todos os casos foi considerado escoamento pistonado (homogêneo), ou seja, as duas fases com mesma velocidade. Para o caso de fluidos refrigerantes, admitiu processo isoentálpico, encontrando uma expressão para a densidade local da mistura em função da pressão local e do título e pressão na entrada do tubo capilar. Utilizando um fator de atrito médio, realizou a integração da equação da quantidade de movimento, obtendo uma expressão algébrica para a vazão mássica em função do comprimento e das pressões de entrada e saída. Para o fator de atrito médio no escoamento bifásico, utilizou expressão que pondera os fatores de atrito individuais de cada fase (admitindo cada fase escoando isoladamente com a velocidade da

---

*saída). Esse fato foi posteriormente corroborado quando da leitura atenta do trabalho de Bolstad e Jordan (1948, 1949).*

mistura), e multiplicou o resultado por um fator experimental de ajuste. Para obtenção da pressão crítica, determinou analiticamente a pressão para a qual  $\partial m/\partial P_c = 0$ . Realizou ensaios experimentais, os quais foram utilizados para a determinação de um fator  $K$  de ajuste do fator de atrito. Os valores experimentais e os analíticos de vazão mássica concordaram bem, com discrepância de valores na faixa de -8 a 14 %, o que era esperado, visto que os valores experimentais foram utilizados na determinação do fator  $K$ . A metodologia de Whitesel, juntamente com a de Hopkins, foram utilizadas posteriormente como base para a elaboração do método de seleção proposto pela ASHRAE (1988a).

Hopkins (1950) publicou um artigo cujo objetivo principal foi o de fornecer um conjunto de ábacos que permitisse a seleção (cálculo de  $L$ ) de tubos capilares adiabáticos (ou tubos capilares não adiabáticos só com fase líquida no trocador de calor) para um conjunto muito amplo de condições (variáveis consideradas:  $\dot{m}_{lc}$ ,  $D_{lc}$ ,  $T_{evap}$ , "bubble point",  $\Delta T_{sub}$ ), para R 12 e R 22. Hopkins propõe dois métodos de seleção, um simplificado e outro mais preciso, no qual o efeito da temperatura de evaporação pode ser considerado. No processo de seleção são calculados os comprimentos da região de escoamento de líquido e da região de escoamento bifásico. Pouca ênfase é dada à apresentação do modelo matemático utilizado na elaboração dos ábacos, mas as características principais podem ser vistas na tabela 2.1. Os resultados de Hopkins são comparados com os dados experimentais de Bolstad e Jordan (1948, 1949). Os ábacos produzidos por Hopkins têm a vantagem de poderem ser aplicados de forma mais ampla do que as curvas de desempenho elaboradas por Bolstad e Jordan, que se aplicam a um conjunto restrito de comprimentos. No processo de comparação é apresentado um caso em que os perfis de pressão e temperatura calculados por Hopkins concordam perfeitamente com os medidos por Bolstad e Jordan.

Prosek (1953) propôs uma metodologia gráfica de seleção de tubos capilares não adiabáticos para R 12, a qual se baseava em dados de operação de refrigeradores. Na metodologia proposta, Prosek sugere que o comprimento obtido não é o ótimo de uma condição operacional, mas o que melhor atende os requisitos de consumo, parcela do tempo de operação e taxa de abaixamento de temperatura no ensaio de "pull-down", para a faixa usual de condições de operação atingidas pelos refrigeradores ensaiados.

Cooper et al. (1957) desenvolveram um trabalho de natureza teórico-experimental, mas apresentaram apenas os resultados experimentais, não realizando qualquer cálculo numérico com o modelo desenvolvido. Na desenvolvimento do modelo matemático utilizaram as

equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Mostraram que para a linha de Fanno existe uma relação entre pressão e volume específico,  $P = A \ln v + B$ , facilitando a integração da equação da quantidade de movimento, sem a utilização da equação da energia (na realidade a equação anterior resulta da utilização da equação da energia). Fazendo  $dz/dv_s=0$ , obtiveram uma expressão para o volume específico na condição crítica. O fator de atrito adotado para a região de escoamento monofásico é calculado pela equação de Blasius. Para a região bifásica, calcularam o número de Reynolds da mistura utilizando uma média dos números de Reynolds de cada uma das fases puras ponderados pela fração mássica de cada uma delas. O fator de atrito assim calculado foi admitido constante em toda a região de escoamento bifásico. Utilizando os resultados experimentais obtidos com dois tubos capilares de cobre de diâmetros distintos, e com escoamento de R 22, apresentaram curvas de desempenho, relacionando a vazão mássica com a temperatura de entrada no tubo capilar, comprimento e pressão de condensação. Evidenciam nas curvas apresentadas a linha de limite de líquido ("liquid limit line"), a qual indica a máxima vazão possível de ser obtida (fixadas todas as condições, com exceção do grau de subresfriamento), que ocorre quando existe apenas líquido ao longo de todo o tubo capilar, havendo líquido saturado na saída. Realizaram também ensaios experimentais utilizando um tubo capilar de vidro e, para estabilizar o ponto de início de "flashing", tiveram que inserir um fio de cobre em seu interior. Concluíram que o escoamento bifásico é do tipo em névoa ("fog flow") e que o comprimento da região de líquido era sempre maior do que o teórico, evidenciando o atraso de vaporização. Verificaram que o atraso de vaporização era aumentado com a diminuição do diâmetro, aumento do comprimento e aumento da pressão de entrada no tubo capilar.

Mikol (1963) realizou investigações experimentais e numéricas sobre tubos capilares adiabáticos, as quais visavam, fundamentalmente, obter informações sobre os fatores de atrito, realizar inspeções visuais do escoamento, estudar o escoamento crítico, para que, ao final, pudesse propor um modelo matemático consistente do escoamento. Usando um perfilômetro, efetuou a medição da rugosidade do tubo capilar, a qual foi comparada com a rugosidade equivalente, obtida através de ensaio hidráulico, obtendo valores compatíveis (rugosidade relativa de  $4 \cdot 10^{-4}$ ). Dessa forma, evidenciou a validade do diagrama de Moody para o caso de tubos capilares, dotados de pequeno diâmetro. Para a condição de escoamento bifásico, determinou experimentalmente um fator de atrito médio, cujo valor equivalia a cerca de 95 % do obtido para o escoamento monofásico. Observando os perfis de temperatura obtidos, Mikol constatou a existência do atraso de vaporização. Numa parte dos ensaios experimentais, Mikol

utilizou alguns tubos de vidro para inspecionar visualmente o escoamento. Devido à pouca rugosidade do material, teve dificuldade para estabilizar o ponto de início de vaporização. Nos casos em que conseguiu estabilidade, pôde visualizar escoamento em bolhas, na região próxima ao início de vaporização, e escoamento em névoa, próximo à região de saída. Efetuou alguns estudos e medições sobre o escoamento crítico para a mistura bifásica. Observou que a condição de blocagem (condição de máxima vazão do escoamento) ocorria de forma semelhante à do escoamento de um gás. Para os casos em que era pequena a diferença de pressões entre a seção de saída e o reservatório de descarga, constatou uma grande concordância entre a velocidade do som teórica (admitindo escoamento homogêneo) e a velocidade média real do escoamento. No caso de aumento dessa diferença de pressões observou que a referida concordância piorava, propondo novos estudos a respeito.

Christensen e Jorgensen (1969) realizaram um trabalho de natureza exclusivamente experimental analisando o comportamento de tubos capilares não adiabáticos, tratando principalmente da influência do trocador de calor sobre seu desempenho. O trocador de calor analisado foi do tipo de tubos laterais. Notaram que a temperatura de evaporação pouco influencia o resultado. Colocaram o trocador de calor em três posições: na região de entrada, na região central e na região final do tubo capilar. Verificaram que, de maneira geral, o trocador de calor colocado na região inicial do tubo capilar aumenta a vazão (troca de calor mais intensa entre a linha de sucção e o tubo capilar). Para os casos analisados (elevados subresfriamentos), a existência do trocador de calor provocou aumentos de vazão de até 20 % em relação ao tubo capilar adiabático.

Erth (1969) desenvolveu trabalho de doutorado cujo escopo era o estudo do escoamento em tubos capilares adiabáticos e a proposição de um modelo numérico para seleção e análise de desempenho. Como metodologia, se propunha a avaliar os modelos existentes e realizar algum aprimoramento. Erth observa que até aquela data havia muitas publicações sobre tubos capilares, a maioria, no entanto, de natureza qualitativa. Não realizou ensaios experimentais, utilizando os dados obtidos por Bolstad, Mikol, Whitesel e pelo grupo do Battelle Memorial Institute (informações de domínio restrito). Para a região de escoamento de líquido observa que a equação de Colebrook é válida também para tubos capilares, e concentra sua atenção na região de escoamento bifásico. Eliminando algumas restrições impostas nos trabalhos anteriormente referidos, utilizando valores mais precisos para as propriedades dos refrigerantes, e realizando simulações em um computador digital, obteve resultados numéricos corrigidos, utilizando basicamente as metodologias propostas por

Whitesel e Hopkins. Por fim, utilizando uma base de dados mais ampla e mais depurada (desprezou pontos duvidosos) do que a de Whitesel, propôs um modelo semi-empírico, o qual segue de perto o de Whitesel, acrescentando alguns níveis de liberdade aos adotados por este último pesquisador. Usando um computador digital, determinou as constantes que melhor se ajustavam aos resultados experimentais da base de dados. Como resultado final, a equação que calcula o fator de atrito médio bifásico é mais simples do que a proposta por Whitesel. Curiosamente ela depende apenas das condições de título e número de Reynolds da fase líquida na entrada da região bifásica. Erth considerou o atraso de vaporização uma anomalia, não incluindo em seu método qualquer provisão para esse fenômeno.

Sweedyk (1981) desenvolveu um estudo analisando o efeito da rugosidade, da tolerância do diâmetro, da pressão de ensaio, do número de Reynolds e do fator de atrito sobre o desempenho (vazão mássica) de tubos capilares. Considerando a incerteza de 25  $\mu\text{m}$  prevista por norma para o diâmetro do tubo capilar, avaliou em até 5 % a variação de vazão mássica, dependendo do diâmetro nominal. Analisando a rugosidade relativa do tubo capilar, observou uma grande discrepância de valores, com variações que iam desde  $1,9 \cdot 10^{-4}$  até  $1,4 \cdot 10^{-3}$ . Testou vários tubos de mesmas dimensões nominais (comprimento e diâmetro), obtendo diferenças de vazão de até 21 %, atribuindo esses resultados ao desvio do diâmetro do valor nominal e, principalmente, à variação de rugosidade de um tubo para outro. Observou que equipamentos de ar condicionado de mesmo modelo tinham desempenhos diferentes devido a esse mesmo motivo. Em função disso tudo, propõe que sejam fixadas rugosidades admissíveis para os tubos capilares. Propõe igualmente que a ASHRAE estabeleça curvas relacionando a vazão obtida em ensaios normalizados realizados com  $\text{N}_2$  e a vazão com fluido refrigerante.

Goldstein (1981) propôs um conjunto simples de equações diferenciais para simulação do escoamento de refrigerantes em tubos capilares adiabáticos. Adotou modelo homogêneo para o escoamento bifásico, mas não faz qualquer comentário sobre como obter os fatores de atrito. Calcula a velocidade do som no escoamento bifásico admitindo o modelo de equilíbrio homogêneo.

Rizza (1982) desenvolveu um estudo teórico para cálculo da vazão mássica de tubos capilares adiabáticos só com escoamento bifásico. Para o fator de atrito do escoamento utiliza equações que incorporam a rugosidade, admitida a mesma para qualquer tubo capilar. Para o escoamento bifásico propõe equações específicas para cada padrão de escoamento (em bolhas, pistonado, em névoa e anular), propondo também condições para delimitar cada tipo de escoamento. Compara resultados numéricos com resultados de Whitesel e obtém desvio médio

de 4 %.

Koizumi e Yokoyama (1980) realizaram experimento e desenvolveram modelo matemático para tubos capilares adiabáticos usando R 22. Utilizando um tubo de vidro, observaram que o escoamento bifásico se inicia pela formação de bolhas junto à parede, que se direcionam para a região central, vão crescendo e coalescendo à medida que o escoamento se desenvolve. Em toda a região bifásica observam um grande número de bolhas dispersas no escoamento, o que leva os autores a concluir que o escoamento é homogêneo. Implementaram também uma seção de testes com tubo capilar de cobre, instrumentado com termopares e transdutores de pressão ao longo de todo o comprimento. Constataram a existência do atraso de vaporização, com graus de superaquecimento do líquido entre 2 e 4 °C. No desenvolvimento do modelo matemático, utilizam a equação de Blasius (ou seja, consideram tubo liso) para o fator de atrito monofásico. Para o escoamento bifásico, a mesma equação é utilizada, mas o número de Reynolds é calculado com a viscosidade cinemática do líquido e o volume específico da mistura. Comparando resultados numéricos de comprimento com os experimentais, obtiveram diferença de 3 %, quando o ponto exato de início de "flashing" era utilizado. Observaram também que o aumento da vazão mássica e a diminuição do diâmetro aumentam o grau de superaquecimento.

Pate desenvolveu em 1982 tese de doutorado no assunto de tubos capilares não adiabáticos. Por ser bastante completo e minucioso passou a ser o principal trabalho de referência no assunto. Pate concentrou-se no estudo do escoamento na região de troca de calor, utilizando um trocador de calor do tipo de tubos laterais. Implementou uma unidade experimental onde os ensaios foram realizados através de processo "batch", ou seja, o fluido era armazenado em um reservatório a alta pressão, escoava através do tubo capilar, sendo posteriormente armazenado em um reservatório a baixa pressão. Essa configuração foi tomada como modelo para implementação da bancada experimental utilizada na presente pesquisa. A vantagem dessa configuração é o excelente controle sobre as variáveis independentes, e a ausência de óleo. Foram instalados vários termopares ao longo do tubo capilar, bem como ao longo da linha de sucção. Ao longo do tubo capilar foram também instalados alguns transdutores de pressão, permitindo o acompanhamento detalhado do processo nos dois tubos (tubo capilar e linha de sucção). Pate mediu inicialmente o fator de atrito monofásico, obtendo uma correlação de ajuste em função do número de Reynolds que, se comparada à equação de Colebrook, fornece valores muito maiores de rugosidade do que as normalmente divulgadas. Utilizando as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, em sua

forma diferencial, desenvolveu um modelo teórico tradicional. Além do fator de atrito obtido experimentalmente para a região de líquido, utiliza modelo homogêneo para a região de escoamento bifásico. Através de investigações experimentais observa que a equação de Dukler é a mais apropriada para a determinação da viscosidade média da mistura. Para o coeficiente de transferência de calor na linha de sucção, utiliza a equação de Colburn. Integra as equações que governam o fenômeno através de um método implícito. Mostra que os gráficos de pressão e temperatura não apontam para a existência de atraso de vaporização na região do trocador de calor. Comparando perfis de temperatura experimentais e numéricos, observa que o perfil de temperatura numérico da linha de sucção é muito sensível ao ponto fixado para o início de vaporização. A fim de diminuir essa sensibilidade, e considerando os resultados experimentais obtidos, propõe um modelo adicional em que é imposta a restrição de variação linear do título. Pate observa que o resultado final é pouco sensível a desvios dessa hipótese. Para usar essa restrição, o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo capilar (cujo valor absoluto pouco afeta o fenômeno) foi transformado numa variável dependente, ou seja, essa variável foi escolhida para absorver todas as incertezas do modelo. Para determinar a condição inicial de gradiente do título, utiliza o modelo completo de variação não linear para um trecho inicial de 6 polegadas, seguindo depois com o modelo de variação linear. A partir dessa abscissa, no modelo de variação linear do título o processo que ocorre no tubo capilar passa curiosamente a independe das condições existentes na linha de sucção, e o que ocorre na linha de sucção é apenas decorrência do processo que se desenvolve no tubo capilar.

Kuijpers e Janssen (1983) realizaram um estudo enfocando principalmente a influência do atraso de vaporização sobre a vazão mássica em tubos capilares adiabáticos. Mencionam que outros trabalhos constataram níveis de superaquecimento do líquido de até 10 °C. Utilizando resultados obtidos em uma bancada com sistema de refrigeração por compressão de vapor, Kuijpers e Janssen puderam constatar também a existência do atraso de vaporização. A partir de vários resultados, obtiveram, de forma muito aproximada, uma expressão relacionando o atraso de vaporização (medido pela diminuição da pressão de início de "flashing", ou seja, o "underpressure of vaporization") com o fluxo mássico e a densidade do líquido. Em tal expressão, o atraso de vaporização decresce quadraticamente com o fluxo mássico, podendo ser uma indicação do efeito da turbulência, segundo os pesquisadores. Kuijpers e Janssen desenvolveram um modelo analítico para o escoamento, usando as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Utilizaram a equação de Colebrook para obter o fator de atrito e, no escoamento bifásico, uma viscosidade de



mistura calculada a partir das viscosidades das fases ponderadas pelas frações mássicas. Obtiveram boa concordância com os resultados experimentais (desvios máximos de até 12 %). Observam que a desconsideração do atraso de vaporização pode subavaliar a vazão mássica em até 12 %.

Maczek (1983) realizou trabalho cujo objetivo principal foi estudar o atraso de vaporização no escoamento em tubos capilares. Utiliza um modelo de nucleação e crescimento de bolhas. Para calcular o fator de atrito bifásico, multiplica o fator de atrito monofásico, calculado pela equação de Blasius, por um fator de ajuste pouco usual, função do número de Froude. Compara seus próprios resultados experimentais (não detalhados no artigo) com os resultados numéricos, considerando e não considerando o atraso de vaporização. Sem utilizar o modelo de crescimento de bolhas, obtém resultados numéricos com desvios máximos de 16 % na vazão mássica, enquanto que com o modelo de crescimento de bolhas o desvio máximo é de 12 %.

Schulz (1985) publicou trabalho apresentando o estado da arte no assunto de escoamento através de tubos capilares e sua influência sobre o desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Schulz não realizou qualquer estudo próprio sobre o assunto.

Melo e Negrão (1988) apresentaram trabalho propondo um modelo matemático para simulação do escoamento através de tubos capilares adiabáticos. São utilizadas as equações fundamentais para escoamento homogêneo e, para o fator de atrito na região bifásica é utilizada a equação proposta por Erth (1969), que se baseia essencialmente em resultados experimentais obtidos por vários outros pesquisadores. Utilizando os resultados experimentais de Bolstad & Jordan (1948) e Ungar et al. (Apud Melo e Negrão, 1988), Melo e Negrão mostram que o modelo proposto apresenta desvios menores do que os do método ASHRAE (1988a), o que era esperado, visto que os dados de referência são os mesmos que os utilizados por Erth na obtenção da referida expressão do fator de atrito.

A ASHRAE (1988a) propõe uma metodologia gráfica de seleção de tubos capilares adiabáticos, baseada nos trabalhos de Hopkins (1950) e Whitesel (1950a, 1950b). A metodologia é válida apenas para o caso de escoamento de R 12 e R 22, mas é bastante tradicional na indústria de refrigeração. O método se inicia pelo cálculo da vazão mássica para a pressão e o subresfriamento (ou título) existentes na entrada do tubo capilar, considerando um diâmetro e um comprimento de referências, admitindo escoamento crítico. Em seguida, são feitas correções, considerando o diâmetro e o comprimento reais, além de uma eventual

correção no caso do escoamento não ser crítico. Existindo um trocador de calor, a mesma metodologia pode ser utilizada, contanto que a temperatura de entrada do refrigerante líquido seja artificialmente diminuída da queda de temperatura que ocorre no trocador de calor. Esse ajuste do método para tubo capilar não adiabático só é válido quando não existe “flashing” na região de troca de calor, o que nem sempre é verdadeiro.

Kuehl e Goldschmidt (1990) implementaram unidade experimental para obter curvas empíricas de desempenho de tubos capilares adiabáticos com escoamento de R 22. Observam que existem muitos dados na literatura, mas o detalhamento de métodos e condições deixa muito a desejar, ensejando a realização de ensaios experimentais próprios. Determinam curvas de vazão em função da pressão de entrada, para vários graus de subresfriamento e obtém expressões do comprimento em função da vazão mássica para vários diâmetros. Realizando ensaios com e sem filtro de óleo, observam que o óleo pode provocar aumento de vazão de até 6 %. Enrolaram o tubo capilar (com curvatura não especificada no artigo) e obtiveram 5 % de aumento da queda de pressão, concluindo que esse resultado é possivelmente devido ao amassamento do tubo no processo de enrolamento, pois o raio de curvatura utilizado não justificaria tamanha influência. Por fim, através da medição do perfil de temperatura e pressão, evidenciam a existência do atraso de vaporização.

Posteriormente os mesmos pesquisadores (Goldschmidt e Kuehl, 1991), aprofundaram os estudos, criando um modelo matemático para o escoamento através de tubos capilares adiabáticos. O modelo considera as equações de conservação na forma diferencial, mas, na equação da energia, desprezam o termo de energia cinética. Adotam escoamento bifásico homogêneo, fator de atrito do diagrama de Moody, e viscosidade de mistura pela equação de McAdams. Para o escoamento crítico, adotam equação que considera processo isoentálpico<sup>1</sup>. O método de integração é o de Runge-Kutta, mas salientam que o método de Adams-Moulton é possivelmente mais preciso, observando, no entanto, que a dificuldade de implementação desse método decorre da necessidade de utilização de passo de integração variável, visto que o gradiente de pressão cresce muito ao longo do tubo capilar<sup>2</sup>. Por fim, constatam que a desconsideração do atraso de vaporização pode produzir desvios consideráveis nos resultados

---

<sup>1</sup>*Aparentemente deve ter havido algum engano grosseiro na publicação, pois a adoção do modelo de equilíbrio isoentálpico para o cálculo do fluxo mássico crítico é inconsistente com a utilização do modelo homogêneo no equacionamento principal.*

<sup>2</sup>*Como será visto adiante, o método de Adams-Brashforth foi o método de integração adotado na presente pesquisa, mostrando-se muito adequado à resolução do conjunto de equações que governam o problema. A dificuldade relativa ao elevado gradiente de pressão na região final do tubo capilar, mencionada pelos*

numéricos. Mencionam que os desvios do modelo podem ser inferiores a 10 % caso tal fenômeno seja considerado. Nesse sentido, resolvem adotar um valor médio constante para o grau de superaquecimento do líquido. Por fim, usando o modelo numérico desenvolvido fazem uma análise de sensibilidade, investigando a influência da vazão mássica, pressão de entrada, grau de superaquecimento do líquido, diâmetro e rugosidade sobre o comprimento requerido para o tubo capilar.

Yan e Wang (1991) desenvolveram modelo matemático para escoamento em tubos capilares não adiabáticos. Utilizam as equações de conservação, adotam modelo de escoamento bifásico homogêneo e, para o fator de atrito monofásico, a equação de Blasius ou Colebrook, dependendo da rugosidade. Para o região de escoamento bifásico, utilizam um fator de atrito que é uma média dos fatores de atrito de cada fase multiplicados pela fração mássica de cada uma delas. Para o coeficiente de transferência de calor da linha de sucção e tubo capilar com escoamento monofásico utilizam a equação de Dittus-Boelter. Para o tubo capilar, no escoamento bifásico, utilizam equações não usuais para cálculo de  $h$ , não citando a referência. Observam a possibilidade de casos em que o título cresce na região inicial de "flashing", seguindo-se um processo de diminuição do título (condensação), devido à prevalência da influência da troca de calor sobre a perda de pressão. Associam esse fenômeno ao surgimento de condições instáveis de operação, sendo esse o motivo pelo qual o trocador de calor deve ser colocado mais próximo da região final do tubo capilar, conforme também observado no Manual da ASHRAE (1988a). Observam também que a troca de calor pode aumentar a vazão em até 19 %. Salientam, por fim, que o perfil de título pode sofrer grandes desvios da linearidade, em contraposição ao observado por Pate (1982).

Li et al. (1990), do grupo da Universidade de Concórdia, Montreal, realizaram investigações experimentais visando relacionar o atraso de vaporização com algumas variáveis do escoamento através de tubos capilares. Foram feitas medições de pressão e temperatura ao longo de tubos capilares, e, pelas indicações da publicação, as medições foram efetuadas com bastante cuidado. A partir dos gráficos de pressão real e pressão de saturação ao longo do tubo capilar, os autores observam a existência de quatro regiões de escoamento: região com líquido subresfriado, região com líquido superaquecido (metaestável), região com mistura bifásica metaestável e região com mistura bifásica em equilíbrio termodinâmico estável. Concluíram que o atraso de vaporização (medido pelo superaquecimento do líquido) é tanto

---

*pesquisadores, foi superada pelo desenvolvimento de uma variação do método, o qual permite passo variável de integração.*

mais intenso quanto menor o diâmetro, maior o fluxo mássico e menor o grau de subresfriamento na entrada do tubo capilar. Realizaram um experimento em que a pressão do reservatório de jusante (pressão de evaporação do sistema de refrigeração) era sucessivamente diminuída. Observaram que aquém da pressão crítica, a vazão se mantinha inalterada, mas, curiosamente, o perfil de pressões na região de escoamento bifásico continuava a sofrer sucessivos rebaixamentos, restando um questionamento sobre se a velocidade no escoamento bifásico teria atingido o valor sônico na seção de saída.

Posteriormente, o mesmo grupo (Li, 1991a), usando o modelo de nucleação heterogênea e crescimento de bolhas, sugerem uma expressão que permite calcular quantitativamente o grau de superaquecimento (ou o “underpressure of vaporization”, parâmetro por eles utilizado). Comparando com os resultados experimentais, obtiveram diferenças cujo desvio padrão é de 26 %.

Lin et al. (1991), ainda do grupo da Universidade de Concórdia, realizaram estudos não propriamente sobre o desempenho de tubos capilares, mas objetivando principalmente a determinação do fator de atrito no escoamento bifásico nesse tipo de dispositivo. Foram efetuados testes experimentais usando um sistema de refrigeração com compressão de vapor, no qual foi instalado um tubo capilar contendo termopares a cada 10 ou 7,5 cm e transdutores de pressão a cada 20 ou 15 cm. A abordagem matemática inicial foi a de utilizar a metodologia tradicional do escoamento bifásico, ou seja, calcular a perda de pressão real como um múltiplo da perda de pressão caso houvesse apenas líquido escoando (multiplicador bifásico). Utilizando valores experimentais de título ao longo do tubo capilar, e os resultados do trabalho de Petry (Apud Lin et al., 1991), concluiu-se que a taxa de deslizamento entre as fases era pequena, indicando que o escoamento podia ser considerado homogêneo (concordando com as observações de Cooper, Mikol e Dudley, e Koizumi e Yokoyama). Dessa forma a questão ficou relegada à determinação da viscosidade equivalente da mistura ao longo do escoamento. Foram utilizados os resultados de 238 ensaios para proposição da equação da viscosidade de mistura. Segundo os pesquisadores, a referida expressão fornece diferenças em relação aos dados experimentais cuja distribuição tem desvio padrão de cerca de 15 %, enquanto que as viscosidades de mistura apresentadas por McAdams e Cicchitti fornecem “diferenças médias” de cerca de 24 %. Deve-se observar que o critério de comparação é algo confuso (“desvio padrão das diferenças” x “diferenças médias”). Os autores não fazem qualquer menção sobre a incerteza dos valores de diâmetro (deve-se lembrar que para o escoamento bifásico  $\dot{m} \propto D^n$ ,

$n > 2$ ) e a equação admitida para descrever o escoamento rugoso é a de Churchill (Apud Kakaç, 1987), que apresenta desvios de até 3 % em relação à equação de Colebrook.

O trabalho mais recente desse grupo (Li, 1991b) propõe um modelo completo para o escoamento de tubos capilares adiabáticos. O modelo inclui as expressões para o superaquecimento do líquido e para o fator de atrito por eles obtidas anteriormente. Inclui até uma expressão que permite contabilizar a taxa de vaporização na região de escoamento bifásico sem equilíbrio. Por fim, para a região de escoamento bifásico, consideram a possibilidade de velocidades diferentes para as duas fases (escoamento bifásico não homogêneo), adotando o modelo de “drift flux” para calcular o deslizamento entre as fases. O resultado disso tudo é o modelo mais complexo encontrado na literatura para o escoamento em tubos capilares adiabáticos. Considerando os perfis de temperatura e pressão medidos pelos autores, e os resultados numéricos obtidos, o modelo desenvolvido parece ser bom.

Wijaya (1991) realizou trabalho teórico-experimental visando comparar o desempenho de tubos capilares adiabáticos utilizando os fluidos R 12 e R 134a. No desenvolvimento do modelo matemático utiliza as equações de conservação, modelo homogêneo para o escoamento bifásico, equação de Colebrook para o fator de atrito monofásico, e equação de Niaz para o fator de atrito bifásico. Não considerou o atraso de vaporização. Para o R 12 obteve resultados numéricos de vazão mássica cujos desvios em relação aos valores experimentais estão na faixa de -3 a 18 %. Para o R 134a, os desvios estão entre -5 e -17 %. O autor observa que a tendência do R 134a produzir vazões mássicas maiores aumenta com o subresfriamento, e que as diferenças entre os dois fluidos tendem a aumentar com o comprimento do tubo capilar. De qualquer forma, as diferenças de vazão mássica calculadas para os dois fluidos são pequenas, sempre inferiores a 5 %. Realizando ensaios experimentais com e sem separador de óleo não obteve variação significativa de vazão.

Dirik et al. (1994) apresentaram um trabalho de natureza teórico-experimental sobre tubos capilares não adiabáticos utilizando R 134a, e que segue de perto o tratamento dado à presente pesquisa. A unidade experimental tem um sistema com compressor de vapor e o tipo de trocador de calor utilizado é o de tubos concêntricos. Não são feitas medições de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar. O modelo matemático utilizado considera as equações de conservação, o fator de atrito monofásico é calculado pela equação de Colebrook e a viscosidade da mistura bifásica é calculada pela equação de McAdams (escoamento homogêneo). Para o coeficiente de transferência de calor na linha de sucção, utilizam a equação de Gnielinski corrigida por um fator. Consideram a possibilidade de atraso de

vaporização apenas para a região adiabática do tubo capilar, utilizando a equação de Chen para o seu cálculo. Comparando os resultados numéricos com os experimentais, obtém desvios máximos de 10 %, tanto para tubos capilares adiabáticos como não adiabáticos.

Peixoto (1994) apresentou tese de doutorado tratando de forma bastante ampla a questão de escoamento do R 134a em tubos capilares não adiabáticos. No trabalho são considerados trocadores de calor do tipo de tubos laterais e tubos concêntricos. No desenvolvimento do modelo matemático, a equação do fator de atrito de Pate é utilizada para a região de escoamento de líquido. Para o escoamento bifásico, o modelo homogêneo é adotado, utilizando-se a equação de Dukler para cálculo da viscosidade equivalente da mistura, que, em conjunto com a equação de Pate permite calcular o fator de atrito bifásico. Utilizando o laboratório do ACRC (Air Conditioning and Refrigeration Center), nos E.U.A., obteve um conjunto de resultados experimentais em relação aos quais os resultados numéricos foram comparados. O aparato experimental utilizado é um ciclo, o qual, de forma inusitada, realiza a compressão do líquido e não do vapor. Muito embora nesse sistema o controle das variáveis independentes seja melhor do que no ciclo de compressão de vapor, é possivelmente ainda inferior ao da unidade do tipo "batch". Na realização dos ensaios com trocador de calor do tipo de tubos concêntricos, não foi feito qualquer controle da excentricidade do tubo capilar em relação à linha de sucção. Nesse caso, também não foi realizada a medição do perfil de temperaturas do tubo capilar e da linha de sucção. Na implementação do modelo numérico, foi adotada uma metodologia diferente de todas as outras encontradas na literatura. As equações diferenciais foram discretizadas, e foi construído um amplo sistema de equações algébricas aplicado a todo o tubo capilar, método esse que contrasta com a metodologia de realizar a integração a partir da posição inicial do tubo capilar, através de um processo de "marching down". Na metodologia proposta por Peixoto, converge-se simultaneamente todas as temperaturas e pressões ao longo do tubo capilar e linha de sucção. Na solução do sistema de equações algébricas foi utilizado o método de Newton-Raphson incorporado a um aplicativo disponível no mercado (programa EES). Uma das vantagens dessa metodologia é a rapidez de implementação do modelo numérico e a possibilidade de trocar rapidamente a combinação entre variáveis dependentes e independentes. Existem, no entanto, algumas desvantagens. Como existe a possibilidade de várias regiões de escoamento, cada uma com um conjunto de equações particulares, o processo iterativo exige freqüentemente a intervenção do usuário. Além disso, a questão do arbitramento do valor inicial do método iterativo é problemática, exigindo igualmente a intervenção do usuário. Na comparação entre resultados numéricos e

experimentais foram encontradas diferenças médias de cerca de 5 % para tubos capilares adiabáticos, 8 % para tubos capilares não adiabáticos com trocadores de calor de tubos laterais e 9 % para tubos capilares com trocadores de calor de tubos concêntricos. Não foram fornecidas informações sobre a dispersão dessas diferenças.

Escanes et al. (1995) desenvolveram um modelo matemático para simular o escoamento em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, mas principalmente os do primeiro tipo. De forma inédita, consideram a possibilidade de transitório do escoamento, muito embora isso não seja muito importante para o tubo capilar, visto as massas acumuladas serem muito pequenas, além de haver um grande trecho com líquido. Utilizam modelo de escoamento bifásico homogêneo. Para o fator de atrito monofásico e bifásico utilizam a equação de Churchill. Para o escoamento bifásico, a viscosidade é a de mistura, sendo analisada a influência que o uso das correlações de McAdams, Owen, Dukler e Lin pode ter sobre o resultado. Na análise numérica que realizam sobre um caso hipotético de transitório, é difícil se estabelecer a importância do transitório, porque ao invés de proporem um função do tipo resalto para a temperatura de entrada, utilizam uma função linear crescente. Comparam os resultados numéricos obtidos com os experimentais de Bolstad e Whitesel, obtendo, em geral, boa concordância, principalmente quando as equações de Owen e Dukler são utilizadas para o cálculo da viscosidade de mistura.

Melo et al. (1995) apresentaram trabalho em que o perfil de temperatura e pressão ao longo de tubos capilares adiabáticos foram medidos. Foi observado que a introdução de tomadas de pressão ao longo do tubo capilar tem alguma influência sobre o desempenho do mesmo. Comprovaram a existência do atraso de vaporização, mas obtiveram valores para o “underpressure of vaporization” muito superiores aos previstos pela equação de Li et al. (1991a). Observaram também que, para mesmas condições operacionais, o atraso de vaporização tem comportamento caótico, ficando difícil obter qualquer modelo para o fenômeno.

A tabela 2.1 compara características dos principais trabalhos desenvolvidos até o momento sobre o assunto de escoamento através de tubos capilares, posicionando a presente pesquisa comparativamente às demais.

Tabela 2.1. Principais características do presente trabalho em comparação com trabalhos prévios publicados.

Autor	Ano publ.	TC ad/ n. ad.	Tipo HX	Tipo de experimento	Mediu perfil de P e T ?	Fluidos estu- dados	Propôs modelo num. ?	Processo termodinâmico mod. numérico	Modelo esc. bifásico	Fator de atrito no esc. monofásico	Fator de atrito no esc. bifásico
Stabler	1948	N.Ad.	Tubos laterais	Ciclo de compressão de vapor	Não	R12 R22	Não	--	--	--	--
Bolstad & Jordan	1948 1949	Ad. N.Ad.(só c/liq. no HX)	Tubos laterais	Ciclo de compressão de vapor	Sim, para adiabático	R12	Sim	Escoamento de Fanno	Homogêneo	Valores médios experimentais.	Valores médios experimentais
Marcy	1949	Ad.	--	--	--	R12 SO2	Sim	Escoamento de Fanno	Homogêneo	$f_1 = \frac{0,376}{Re_1^{0,26}}$	$f_{ip} = \frac{0,376}{Re_1^{0,26}}$
Whitesel	1957	Ad.	--	TC ligado a reserv. de fluido ref. na entrada e descarregando p/ atmosfera na saída.	Não	R12 R22	Sim	Isoentálpico $\rho_m = f(P_1, \rho_1, X_1)$	"Plug flow" (homogêneo)	$f_{ip} = K[f_1(1-\bar{X}) + \bar{f}_v \bar{X}]$ $\bar{f}_1 = 0,328 \left( \frac{\bar{\mu}_l}{\rho_l D \bar{V}_m} \right)^{0,25}$ $\bar{f}_v = 0,328 \left( \frac{\bar{\mu}_v}{\rho_v D \bar{V}_m} \right)^{0,25}$ $K = f(P_1, X_1) \text{ (experimental)}$	
Hopkins	1950	Ad. N.Ad.(só c/liq. no HX)	--	Usou dados de Bolstad	--	R12 R22	Modelo usado p/ gerar tabelas	Isoentálpico	Homogêneo	$f_1 = \frac{C}{Re^{0,2}}$	$f_{ip} = \frac{C}{Re_m^{0,2}}$
Cooper et al.	1957	Ad.	--	Não mencionam.	?	R22	Sim	Esc. de Fanno	Homogêneo	$f_1 = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$	$\bar{f}_{ip} = \frac{0,328}{Re_m^{0,25}}$ $Re_m = Re_1 + \frac{X_2}{2}(Re_v + Re_1)$
Christensen e Jorgensen	1967	N.Ad.	Tubos laterais	Sistema de refrig. por compressão de vapor	Não	R12	Não	--	--	--	--
Erth	1970	Ad.	--	Utilizou dados de Whitesel, Bolstad e Battelle Mem. Inst.	--	R12 R22	Sim	Esc. Fanno	Homogêneo	Estudou região de esc. bifásico	$\bar{f}_{ip} = \frac{3,1}{\sqrt{Re_1}} \exp \left[ \frac{(1 - X_e)^{0,25}}{2,4} \right]$
Rizza	1982	Ad.	--	Utilizou dados de Whitesel.	--	--	Sim	--	Considera os diferentes tipos de esc.	--	Utiliza equação específica para cada padrão de escoamento. Para ebulição subresfriada, regime em bolhas e em névoa adota: $f_{ip} = \frac{0,44}{Re_1^{0,25}}, \text{ para } Re < 100.000$ $f_{ip} = 0,00448 + \frac{0,308}{Re^{0,237}}, \text{ para } Re > 100.000$



Tabela 2.1. Principais características do presente trabalho em comparação com trabalhos prévios publicados (continuação)

Autor	Viscosidade mistura bifásica	Método de integração	Outras características do modelo numérico	Diferença res. num. x res. exp.	Aborda esc. crítico?	Considera atraso de vaporização?	Considera efeito do óleo?	Considera efeito da curvatura?	Observações
Stabler	--	--	--	--	--	--	Menciona que diminui vazão.	--	Propõe curvas de seleção: $L = f(\text{desl.comp, Pevap})$
Boistad & Jordan	Nada comenta	--	Só apresenta eqs. conservação e menciona como poderiam ser resolvidas.	--	Constata a existência	Não	Observa que aumenta vazão	Não	Apresenta curvas exp. de vazão= f(bubble point) para vários L, D e Pcond.
Marcy	$\mu = \mu_1$	Gráfico	--	< 5 %	--	Não	Não	Não	--
Whitesel	--	Faz integração analítica aproximada e obtém equação algébrica como solução	Obtém $m = f(L, \dots)$ com uma eq. algébrica.	-8 a 14 %	Obtém Pcrit fazendo $\frac{\partial m}{\partial P_s} = 0$ na eq. de m obtida.	Não	Não	Não	Uma das ref. adotadas para produzir método ASHRAE.
Hopkins	$\mu = \mu_1(1 - X) + \mu_2 X$	Faz integração numérica aproximada	--	--	Curvas de seleção confirmam biocagem	Não	Não	Não	Principal resultados são curvas de seleção. É uma das ref. adotadas p/ produzir met. ASHRAE.
Cooper et al.	--	--	--	--	Calcula crit usando: $\frac{\partial Z}{\partial v_2} = 0$	Constata em tubo capilar de vidro	Não	Não	Não realizou cálculos numéricos com modelo matemático desenvolvido.
Christensen e Jorgensen	--	--	--	--	Menciona a influência	Não	Não	Não	Estudado principalmente o efeito da posição do troc. de calor e da Tevap e apresentou res. exp.
Erth	--	Obtém equação algébrica semi-empírica.	--	85 % das dif. inferiores a 20 % para vazão mas.	Obtém derivando expressão de vazão mássica.	Não	Não	Não	--
Rizza	--	Obtém equação algébrica.	--	4 % em média	Sim	Não	Não	Não	--

Tabela 2.1. Principais características do presente trabalho em comparação com trabalhos prévios publicados (continuação)

Autor	Ano publ.	TC ad/ n. ad.	Tipo HX	Tipo de experimento	Mediu perfil de P e T?	Fluidos estudados	Propôs modelo num.?	Processo termodinâmico mod. numérico	Modelo esc. bifásico	Fator de atrito no esc. monofásico	Fator de atrito no esc. bifásico
Koizumi e Yokoyama	1982	Ad.	--	Sistema de refr. por compressão de vapor	Sim	R22	Sim	Isoentálpico $\ln v = aP + b$	Homogêneo	Eq. Blasius: $f_1 = \frac{0,3164}{Re_1^{0,25}}$	$f_{ip} = \frac{0,3164}{Re_m^{0,25}}$ $Re_m = \frac{DG_v}{\vartheta_l}$
Pate	1982	N.Ad.	Tubos laterais	Processo "batch" s/óleo.	Sim	R12	Sim	Varição linear do título	Homogêneo	Curva experimental: $f_1 = \frac{3,49}{Re^{0,47}}$	$f_{ip} = \frac{3,49}{Re_m^{0,47}}$
Kuijpers & Janssen	1983	Ad.	--	Ciclo por compressão de vapor	Não	R12	Sim	Esc. Fanno	Homogêneo	Eq. Colebrook $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{\epsilon}{3,7D_{eq}} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right]$	Eq. Colebrook com viscosidade da mistura $\frac{1}{\sqrt{f_{ip}}} = -2 \log \left[ \frac{\epsilon}{3,7D_{eq}} + \frac{2,51}{Re_m\sqrt{f_{ip}}} \right]$
Maczek	1983	Ad.	--		Sim				Geração e cresc. bolhas	Eq. Blasius $f_1 = \frac{0,3164}{Re_1^{0,25}}$	$f_1 = \frac{0,3164}{Re_l^{0,25}} \eta$
Yan e Wang	1991	Ad. N.Ad.	Tubos laterais		Sim			Esc. Fanno + troca de calor	Homogêneo	Blasius ou Colebrook	$f_{ip} = Xf_v + (1-X)f_l$
Goldschmidt e Kuehl	1991	Ad.	--	Ciclo por compressão de vapor	Sim	R22	Sim	Isoentálpico	Homogêneo	Eq. Colebrook	Eq. Colebrook e viscosidade de McAdams
Li et al	1991	Ad.	--	Sistema de ref. por compressão de vapor	Sim	R12	Sim	Esc. Fanno	"Drift flux" (heterogêneo)	Eq. Churchill: $f_1 = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re_l} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}$ $A = \left\{ 2,457 \ln \left[ \frac{1}{\left( \frac{7}{Re_l} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\epsilon}{D}} \right] \right\}^{16}$ $B = \left( \frac{37530}{Re_l} \right)^{16}$	Eq. Churchill mas usando viscosidade da mistura no cálculo do número de Re.

Tabela 2.1. Principais características do presente trabalho em comparação com trabalhos prévios publicados (continuação)

Autor	Viscosidade mistura bifásica	Método de integração	Outras características do modelo numérico	Diferença res. num. x res. exp.	Aborda esc. crítico?	Considera atraso de vaporização?	Considera efeito do óleo?	Considera efeito da curvatura?	Observações
Koizumi e Yokoyama	--		--	3 % quando início de flashing é exato	Sim	Sim	Não	Não	--
Pate	Eq. Dukler $\mu_m = \frac{X \nu \mu_v + (1 - X) \nu_l \mu_l}{\nu_m}$	Método implícito.	Propõe modelo de variação linear do título.	Compara só perfis de T	Usa modelo homogêneo isoentrópico	Não constata experimentalmente	Não	Não	Atenção maior voltada para a região de troca de calor.
Kuijpers & Janssen	$\mu = \mu_l (1 - X) + \mu_v X$	Runge-Kutta.	Inclui modelo para região bifásica "metaestável".	< 12 %	Sim	Sim	Não	Não	Sugere expressão para o atraso de vaporização
Maczek		Runge-Kutta Gill	--	< 12	--	Sim	Não	Não	--
Yan e Wang			--		Sim	Não	Não	Não	--
Goldschmidt e Kuehl	Eq. McAdams: $\frac{1}{\mu_m} = \frac{X}{\mu_v} + \frac{(1 - X)}{\mu_l}$	Runge-Kutta	--	< 10 %	Modelo esc. isoentrópico	Valor fixo para grau de superaq.	Observa que vazão aumenta	Faz alguns testes	--
Li et al	Eq. Lin: $\mu_m = \frac{\mu_l \mu_v}{\mu_v + X^{1.4} (\mu_l + \mu_v)}$	Runge-Kutta.	--			Eq. Chen	Não	Não	Obtém boa concordância entre perfis exp. e calculados de pressão e temperatura

Tabela 2.1. Principais características do presente trabalho em comparação com trabalhos prévios publicados (continuação)

Autor	Ano publ.	TC ad/ n. ad.	Tipo HX	Tipo de experimento	Mediu perfil de P e T?	Fluidos estudados	Propôs modelo num.?	Processo termodinâmico mod. numérico	Modelo esc. bifásico	Fator de atrito no esc. monofásico	Fator de atrito no esc. bifásico	Autor
Wijaya	1991	Ad.	--	Sistema de refrig. por compressão de vapor	Sim	R12 R134a	Sim	Esc. Fanno	Homogêneo	Eq. Colebrook	Eq. Niaz	Wijaya
Dirik et al.	1994	N. Ad.	Tubos conc.	Sistema de refrig. por compressão de vapor	Não	R134a	Sim	Esc. Fanno + troca de calor	Homogêneo	Eq. Colebrook	Eq. Colebrook com número de Re da mistura	Dirik et al.
Peixoto	1994	Ad. N. Ad.	Laterais Conc. (s/con-trole pos.)	Ciclo com compressão de líquido	Só p/ tubos laterais	R134a	Sim	Esc. Fanno + troca de calor	Homogêneo	Eq. de Pate: $f_l = \frac{3,49}{Re^{0,47}}$	$f_{tp} = \frac{3,49}{Re_m^{0,47}}$	Peixoto
Escanes et al.	1995	Ad.	--	Compara com resultados de Bolstad e Whitesel	--	R12 R22	Sim	Esc. Fanno	Homogêneo	Eq. Churchill	Eq. Churchill com número de Reynolds da mistura	Escanes et al.
Presente trabalho	1995	Ad. N. Ad.	Tubos conc.	Processo "batch" s/óleo.	Sim	R12 R134a	Sim	Esc. Fanno + troca de calor	Homogêneo	Eq. de Serghides (dif. menor que 1% em relação a Colebrook): $\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{A_5}{2} - \frac{(A_5 - B_2)^2}{2(A_5 - 2B_2 + C_1)}$ $A_5 = -0,8686 \ln\left(\frac{\varepsilon / D_{eq}}{3,7} + \frac{12}{Re}\right)$ $B_2 = -0,8686 \ln\left(\frac{\varepsilon / D_{eq}}{3,7} + \frac{2,51 A_5}{Re}\right)$ $C_1 = -0,8686 \ln\left(\frac{\varepsilon / D_{eq}}{3,7} + \frac{2,51 B_2}{Re}\right)$	Eq. de Serghides e viscosidade de mistura para cálculo de Re	Presente trabalho

Tabela 2.1. Principais características do presente trabalho em comparação com trabalhos prévios publicados (continuação)

Autor	Viscosidade mistura bifásica	Método de integração	Outras características do modelo numérico	Diferença res. num. x res. exp.	Aborda esc. crítico?	Considera atraso de vaporização?	Considera efeito do óleo?	Considera efeito da curvatura?	Observações
Wijaya				-3 a -18 %	Sim	Não	Observa que vazão pouco varia	Não	--
Dirik et al.	Eq. McAdams: $\frac{1}{\mu_m} = \frac{X}{\mu_v} + \frac{(1-X)}{\mu_l}$	Runge-Kutta	--	< 10 %	Sim	Eq. Chen	Não	Não	Considera atraso de vaporiz. apenas na região adiabática
Peixoto	Eq. de Dukler: $\mu_m = \frac{[X^v \mu_v + (1-X)^v \mu_l]}{v_m}$	Transformação das eqs de diferenças finitas de todos os intervalos em um sistema de eqs. algébricas. Solução por Newton-Raphson.	--	< 10 %	Sim	Não	Não	Não	Faz estudo para avaliar efeito do escoamento com fases separadas.
Escanes et al.	Análise influência do uso das eqs de McAdams, Dukler, Lin e Owen	Método implícito	Considera o transitório.	Boa concordância.	Sim	Não	Não	Não	--
Presente trabalho	Eq. Dukler: $\mu_m = \frac{[X^v \mu_v + (1-X)^v \mu_l]}{v_m}$	Métodos disponíveis: 1) Runge-Kutta 4a. ordem 2) Adams-Brashforth 4a. ordem com passo variável. 3) Adams-Moulton 4a. ordem com passo variável.	1) Considera possibilidade de blocagem só com líquido. 2) Considera possibilidade de condensação no trecho bifásico 3) Considera possibilidade de troca de calor com ambiente. Admite perfil de UA e de Tamb.	< 10 %	Sim	Sim	Não	Sim. Considera possibilidade de perfil de curvatura.	--

## 3. UNIDADE LABORATORIAL

### 3.1. INTRODUÇÃO

Uma unidade experimental para ensaio de tubos capilares deve perseguir o controle rígido de algumas variáveis de processo. No caso de tubos capilares adiabáticos, essas variáveis são a pressão e a temperatura do fluido na entrada do tubo capilar. No caso não adiabático, a temperatura na entrada da linha de sucção é uma variável que deve ser controlada adicionalmente.

A grande maioria das unidades experimentais mencionadas na literatura aberta foi construída utilizando o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, e se destina à análise do escoamento através de tubos capilares adiabáticos. Uma das características do ciclo de refrigeração por compressão de vapor é a dependência que existe entre as variáveis de processo, ou seja, ao se atuar sobre uma variável qualquer, as variáveis restantes sofrem algum tipo de alteração, cuja intensidade depende da sensibilidade de cada uma delas à variável manipulada. Nos artigos consultados, observa-se sempre a implementação de algumas modificações no ciclo de refrigeração básico, visando minimizar tal dependência, facilitando o controle da unidade. Como exemplo, podem ser citadas a utilização de dois compressores em paralelo e a introdução de válvulas de “by pass” em vários componentes. A verdade é que, ao que parece, resta sempre algum tipo de dificuldade de controle. Em decorrência disso, é difícil a obtenção do regime permanente, conforme se vê freqüentemente relatado na literatura (vide, por exemplo Kuehl e Godschmidt, 1990). Por outro lado, tais unidades laboratoriais têm a vantagem de poderem ser facilmente implementadas, por utilizarem componentes de linha da indústria de refrigeração.

Uma alternativa ao ciclo de compressão de vapor, da qual alguns poucos trabalhos de investigação experimental, incluindo a presente pesquisa, fizeram uso, é o processo por batelada (processo “batch”). O termo inglês “blow down” é mais freqüentemente utilizado na área de refrigeração para designar o tipo de processo descrito a seguir. Nesta configuração, a seção de teste, constituída pelo tubo capilar a ser ensaiado, é colocado entre dois reservatórios, um de “alta” e um de “baixa” pressão e o refrigerante escoar através do tubo capilar durante um determinado período, o qual é definido pela capacidade dos reservatórios. Um exemplo simplificado dessa configuração é a unidade construída por Whitesel (1957a,

1957b), em que o refrigerante era descarregado para a atmosfera, na saída do tubo capilar. Os trabalhos de Mikol (1963) e Pate (1982) são exemplos de sistemas “fechados” mais sofisticados, nos quais o refrigerante armazenado no reservatório de “baixa” pressão é retornado intermitentemente ao reservatório de “alta” pressão, por intermédio de um sistema auxiliar (vide detalhes mais adiante). A bancada tipo “blow down” tem a vantagem de permitir o controle acurado e independente das variáveis envolvidas no processo, principalmente da pressão na entrada no tubo capilar, mas apresenta a desvantagem de utilizar uma grande quantidade de refrigerante, devido à sua característica de processo descontínuo (necessidade de garantir um ensaio ininterrupto de pelo menos 3 h).

Outra concepção de unidade experimental foi empregada por Peixoto (1994), tendo por objetivo reunir as vantagens das duas concepções anteriormente mencionadas. A unidade experimental foi construída no ACRC (Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, E.U.A.). A unidade conta com um pequeno reservatório de baixa pressão, fazendo-se o contínuo retorno do refrigerante, em fase líquida, para a entrada do tubo capilar, através de uma bomba de diafragma. Essa bomba permite o uso de uma quantidade limitada de fluido refrigerante, bem como a utilização de refrigerante puro (sem óleo), ao contrário do que ocorre quando se utiliza o sistema por compressão de vapor. A unidade tem um conjunto de equipamentos auxiliares para garantir que o refrigerante retorne em fase líquida para a entrada do tubo capilar. Segundo relato do pesquisador anteriormente citado, apesar de permitir um controle de pressão melhor do que o das unidades com o sistema tradicional de compressão de vapor, a utilização da bomba diafragma introduziu pulsações de pressão na entrada do tubo capilar, que foram apenas atenuadas com a introdução de um reservatório adicional de refrigerante na saída da bomba, no qual o fluido é armazenado no estado saturado. Restaram, contudo, algumas dificuldades de controle.

## **3.2. UNIDADE EXPERIMENTAL CONSTRUÍDA**

### **3.2.1. DESCRIÇÃO GERAL**

A implementação de uma unidade experimental para teste de tubos capilares no âmbito da presente pesquisa teve como objetivo principal avaliar a adequação do modelo matemático proposto à simulação numérica do escoamento. Conforme mencionado anteriormente, a

unidade implementada na USP é do tipo “blow-down”, tendo em vista principalmente um controle acurado das variáveis independentes de processo. O fluxograma esquemático simplificado da unidade experimental é apresentado na figura 3.1.

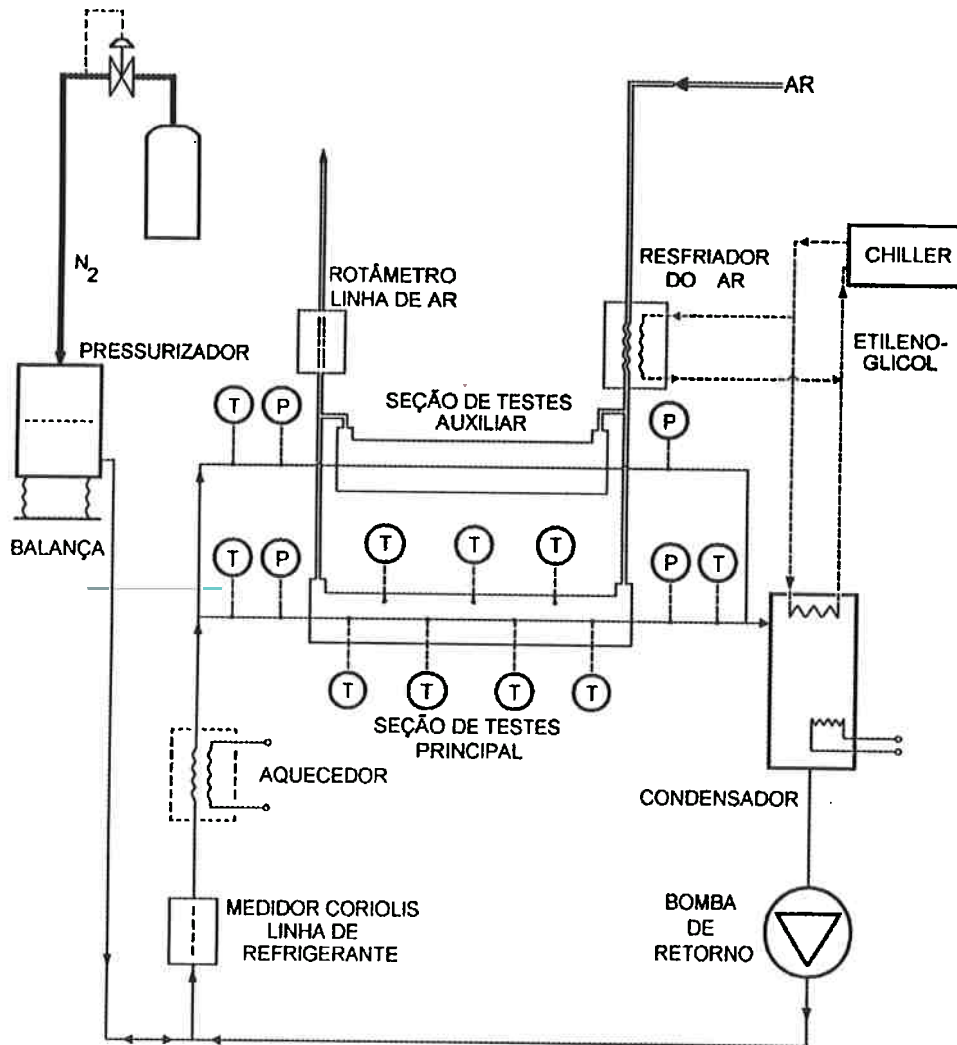


Figura 3.1. Esquema Simplificado da Unidade Laboratorial.

A unidade conta com duas seções de testes, uma principal e outra auxiliar. A principal diferença entre elas é que, na principal, além dos instrumentos colocados na entrada e saída do tubo capilar e da linha de sucção, foram instalados termopares na parede do tubo capilar e no escoamento através da linha de sucção, ao longo de todo o comprimento, permitindo a obtenção de um conjunto grande de informações para a análise aprofundada do processo. A seção auxiliar de testes, por ser mais simples, permite a rápida substituição do tubo capilar, e se destina ao estudo experimental do efeito do diâmetro, encurvamento do tubo capilar, posição do trocador de calor e do isolamento, a serem realizados em pesquisas futuras.



Passando à descrição do processo, na região à montante do tubo capilar o refrigerante é acumulado em um reservatório de alta pressão, dotado de uma bexiga pressurizada com nitrogênio. A saída do tubo capilar é conectada a um reservatório de baixa pressão, onde o refrigerante é condensado através do uso de uma solução gelada de etilenoglicol (etilenoglicol a cerca de  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). O fluido refrigerante, por diferença de pressão, flui do reservatório de alta para o de baixa pressão através do tubo capilar. Estes reservatórios de alta e baixa pressão representam, respectivamente, o condensador e o evaporador do sistema de refrigeração do refrigerador ou “freezer”. Uma bomba de diafragma instalada paralelamente entre os reservatórios faz o retorno do refrigerante para o reservatório de alta pressão ao final de cada teste<sup>1</sup>. O sistema todo é isento de óleo.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção utilizado na seção de testes é do tipo de tubos concêntricos. O escoamento na linha de sucção se dá em contracorrente ao do tubo capilar. Na linha de sucção foi utilizado ar seco ao invés de vapor de fluido refrigerante, fluido utilizado no processo real. A utilização de ar facilita o controle do processo e a instalação de termopares ao longo do trocador de calor. O diâmetro da linha de sucção e a vazão de ar tiveram que ser modificados de forma a produzirem os mesmos perfis de temperatura e de taxa de transferência de calor do caso real. Conforme pôde ser visto na figura 3.1, o ar seco é inicialmente resfriado e depois levemente reaquecido por intermédio de uma resistência elétrica (não indicada no fluxograma), permitindo o controle fino de temperatura na entrada da linha de sucção.

### 3.2.2. INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE

A unidade laboratorial conta com vários sensores para medição e controle das variáveis de interesse. Estas variáveis são: pressão na entrada e na saída do tubo capilar, vazão mássica de fluido refrigerante através do tubo capilar, vazão mássica de ar através da linha de sucção, e temperaturas de parede do tubo capilar e do ar na linha de sucção, nas entradas e ao longo de todo o trocador de calor. A instrumentação utilizada para essa finalidade é apresentada a seguir:

---

<sup>1</sup>Na fase inicial dos ensaios, não existia a referida bomba. Para realizar o retorno do refrigerante, eram ligadas duas resistências elétricas no condensador para o aumento de pressão no reservatório. O único problema desse procedimento é sua elevada duração. A utilização da bomba abrevia o processo, muito embora tenha havido, algumas vezes, dificuldades de bombeamento devido à cavitação.

- **Pressão.** As pressões na entrada e na saída do tubo capilar foram medidas com dois transdutores de pressão da marca Dresser-Ashcroft, com faixas de operação, respectivamente de -1 a 10 kgf/cm<sup>2</sup> efetivos e de -1 a 23 kgf/cm<sup>2</sup> efetivos, com incerteza global (sensores + sistema de aquisição) de 2 kPa.
- **Temperatura.** As medições de temperatura foram feitas com termopares do tipo T (cobre-constantan), havendo uma incerteza global (termopares + zero físico + sistema de aquisição) de 0,3 °C. Ao longo do trocador de calor foram utilizados 21 termopares na parede do tubo capilar e 12 imersos na linha de sucção. Como referência de temperatura para a junta fria, foi utilizado um banho de água com gelo (“zero físico”).
- **Vazão.** A vazão mássica de refrigerante foi medida com medidor do tipo Coriolis da marca MicroMotion, com faixa de operação de 0 a 10 kg/h. A incerteza global (sensor + sistema de aquisição) das medidas feitas com este instrumento é de 0,05 kg/h. A medida de vazão mássica de ar seco foi realizada com dois rotâmetros da marca Omel, com faixas de operação respectivamente de 0 a 5 kg/h e de 0 a 10 kg/h, com uma incerteza de medida de 5 %.

O medidor de vazão de fluido refrigerante, como pôde ser visto na figura 3.1, foi instalado à montante do tubo capilar, num ponto em que se garante que apenas líquido esteja passando pelo instrumento, dado que a presença de bolhas poderia produzir incorreções.

Os sensores de pressão foram instalados antes da seção de entrada e após a seção de saída do tubo capilar, conforme mostrado na figura 3.2. A influência da contração na entrada e da expansão na saída foi avaliada e considerada nas simulações.

As medidas de temperatura na seção de testes principal foram feitas em diversos pontos ao longo do tubo capilar e da linha de sucção, conforme indicado na figura 3.3 e tabela 3.1.

As variáveis controladas na unidade laboratorial são a pressão na entrada e na saída do tubo capilar, a temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar e a temperatura do ar na entrada da linha de sucção.

Conforme dito anteriormente, o reservatório de alta pressão é dotado de uma bexiga flexível, enchida com N<sub>2</sub> gasoso. A pressão no interior da bexiga é controlada, garantindo, por sua vez, o controle de pressão do refrigerante na entrada do tubo capilar. Para o controle de pressão do N<sub>2</sub> no interior da bexiga, inicialmente foi utilizada uma válvula automática, a qual

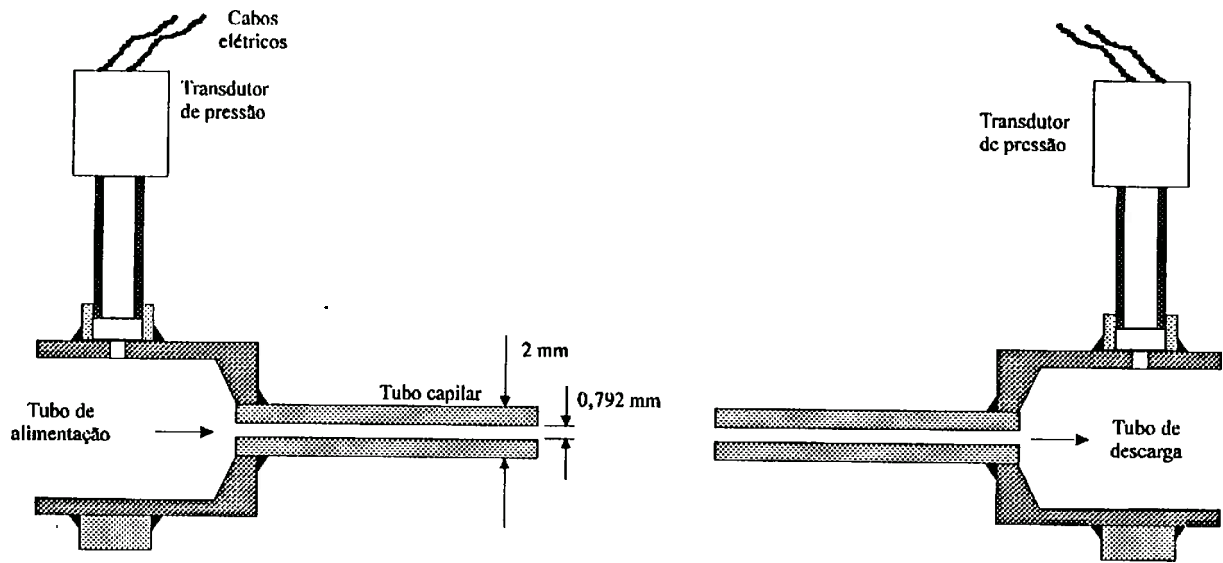


Figura 3.2. Desenho esquemático do posicionamento dos transdutores de pressão na entrada e na saída do tubo capilar.

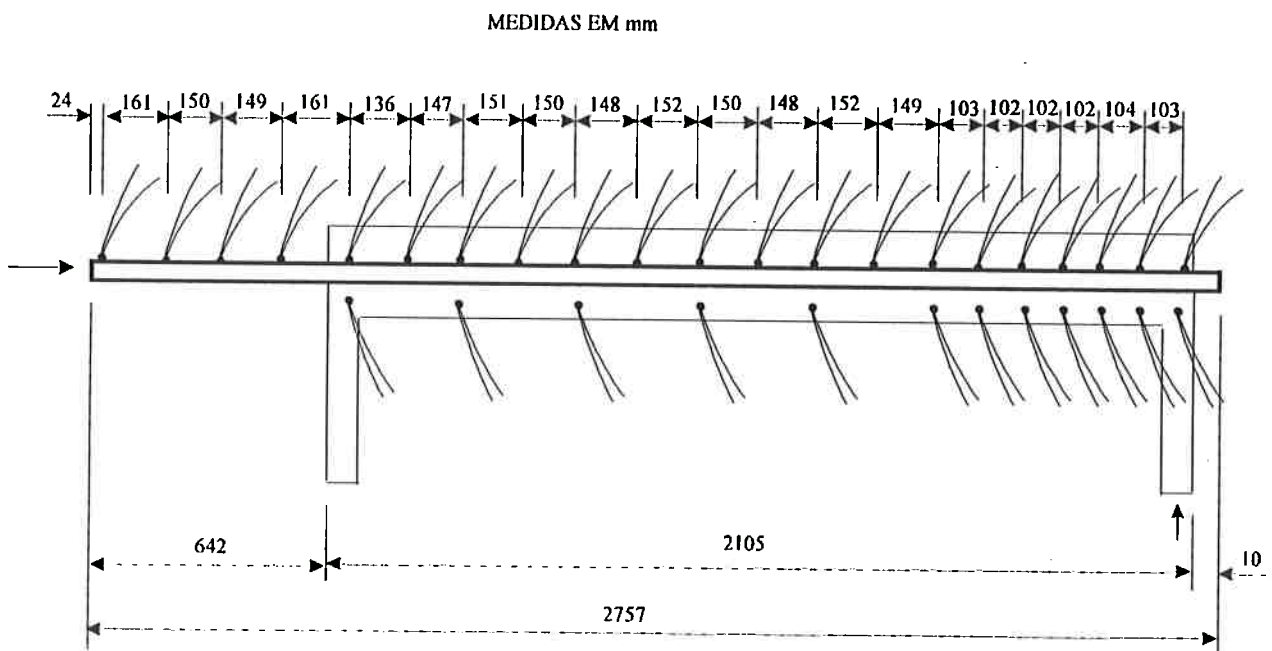


Figura 3.3. Desenho esquemático indicando o posicionamento dos termopares ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.

Tabela 3.1. Posição dos Termopares na Seção de Testes

Termopar	Posição em relação ao início do tubo capilar (mm)	Posição em relação ao início do trocador de calor (mm)
<b>Termopares na parede do TC</b>		
TP 0	24	-618
TP 31-1	185	-457
TP 1	335	-307
TP 31-2	484	-158
TP 2	645	3
TP 31-3	781	139
TP 3	928	286
TP 31-4	1079	437
TP 4	1229	587
TP 31-5	1377	735
TP 5	1529	887
TP 31-6	1679	1037
TP 6	1827	1185
TP 31-7	1979	1337
TP 7	2128	1486
TP 8	2231	1589
TP 9	2333	1691
TP 10	2435	1793
TP 11	2537	1895
TP 12	2641	1999
TP 13	2744	2102
<b>Termopares instalados na linha de sucção</b>		
TP 25	645	3
TP 24	925	283
TP 23	1225	583
TP 22	1524	882
TP 21	1826	1184
TP 20	2124	1482
TP 19	2230	1588
TP 18	2330	1688
TP 17	2433	1791
TP 16	2533	1891
TP 15	2637	1995
TP 14	2744	2102

se mostrou inadequada, pois permitia oscilações de pressão de até 10 kPa ao redor do valor nominal. Para estreitar essa faixa, foi montado um dispositivo especial, conforme mostrado na figura 3.4. O sistema se fundamenta na pressão medida pelo transdutor de pressão colocado na entrada do tubo capilar. Em função dessa pressão, o microcomputador utilizado na aquisição de dados decide se a válvula solenóide, colocada à jusante da válvula de controle, deve ser aberta ou fechada, controlando portanto a passagem de  $N_2$  para a bexiga. Para melhor controlar o período do ciclo de controle "on-off", foi instalado um orifício de 0,3 mm à jusante da válvula solenóide. Com esse sistema, foi possível controlar a pressão numa faixa de  $\pm 2$  kPa ao redor do valor nominal.

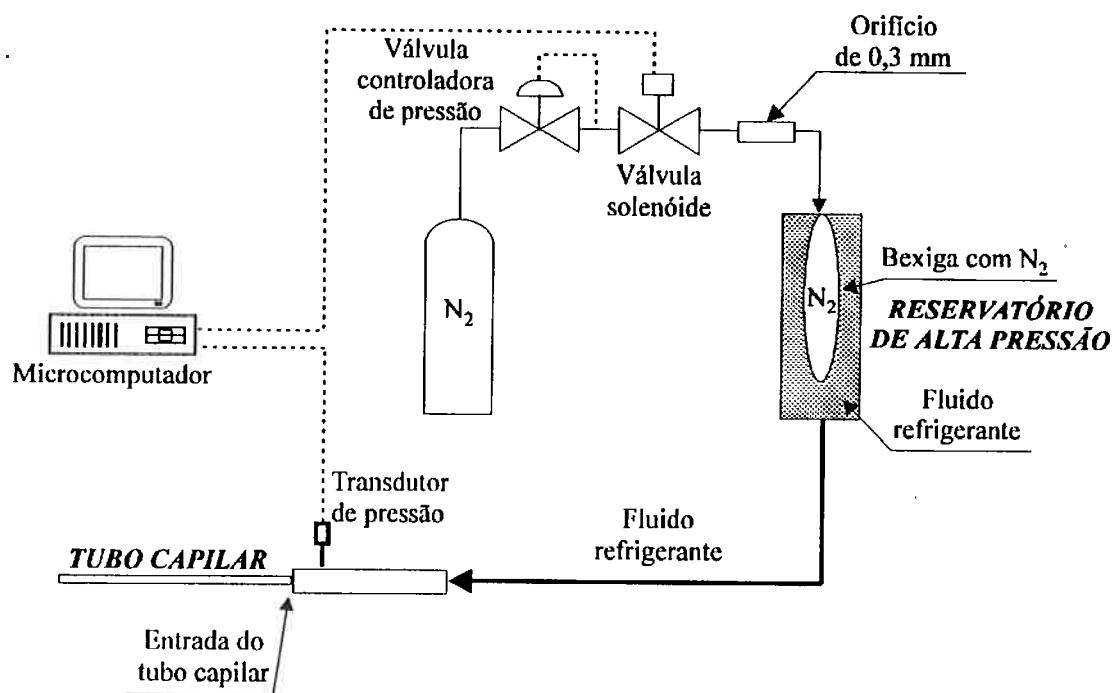


Figura 3.4. Esquema do sistema utilizado para o controle de pressão na entrada do tubo capilar.

A pressão na saída no tubo capilar corresponde à pressão reinante no condensador. A pressão neste reservatório, por sua vez, pode ser controlada pela vazão de etilenoglicol utilizado para o resfriamento do reservatório. Avaliações teóricas, e mesmo experimentais, indicaram que, para temperaturas de saturação no condensador inferiores a  $-20$  °C, o escoamento no tubo capilar é bloqueado, ou seja, independe da pressão do reservatório de descarga. Como todos os testes seriam realizados com o condensador a temperaturas ao redor de  $-25$  °C, não foi necessário implementar um sistema acurado de controle de pressão de descarga, bastando garantir manualmente uma temperatura suficientemente baixa no

condensador.

Nos ensaios realizados, foram utilizados dois níveis de temperatura na entrada da linha de sucção:  $-20$  e  $-15$  °C. Para o resfriamento do ar seco, foi utilizada uma serpentina com etilenoglicol a cerca de  $-35$  °C. Após ser resfriado até cerca de  $-25$  °C, o ar seco é levemente aquecido através de uma resistência elétrica de fita, atuada por um controlador automático de temperatura, do tipo PID. Um termômetro de resistência localizado na entrada da linha de sucção fornece o sinal da variável controlada.

Os ensaios com tubos capilares foram realizados com subresfriamento,  $T_{sat} - T_{real}$ , variando entre 3 e 12 °C. No reservatório de alta pressão, o refrigerante é armazenado à temperatura ambiente, correspondendo a um subresfriamento superior a 12 °C, valor máximo previsto para os ensaios. Dessa forma, é necessário aquecer o fluido refrigerante previamente à sua entrada no tubo capilar, o que é feito com a utilização de duas resistências elétricas. A primeira, de imersão, foi instalada em um reservatório de líquido e a outra, de fita, foi instalada ao redor do tubo que alimenta a seção de testes. Ambas as resistências são atuadas por controladores automáticos, tipo PID, e as variáveis controladas são respectivamente, a temperatura na saída do reservatório e a temperatura na entrada do tubo capilar. Na fase inicial dos ensaios, foi utilizada apenas a resistência de imersão, mas o controle de temperatura apresentava dificuldades, as quais foram posteriormente eliminadas com a instalação da resistência de fita.

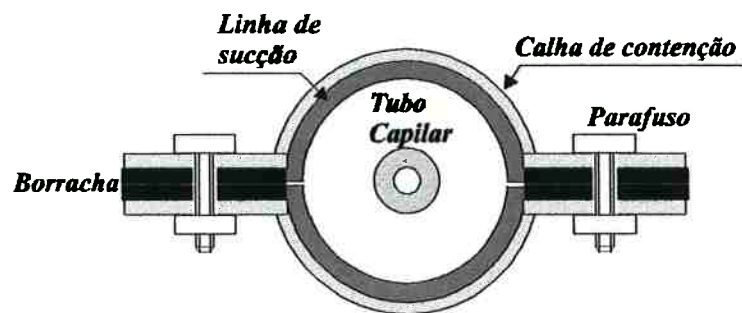
### 3.2.3. MONTAGEM DA SEÇÃO DE TESTES PRINCIPAL

As dimensões geométricas básicas da seção de testes principal já foram apresentadas na figura 3.3. A figura 3.4a contém uma fotografia com a vista geral da seção de testes montada.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção é do tipo tubos concêntricos. Para que os termopares que medem a temperatura de parede do tubo capilar e a temperatura do escoamento na linha de sucção pudessem ser instalados, a linha de sucção teve que ser bipartida. A figura 3.5 apresenta o desenho esquemático de uma seção transversal do trocador de calor. Para garantir a fixação das paredes da linha de sucção foi utilizada uma calha de contenção. Para evitar o vazamento de fluido da linha de sucção para o ambiente, bem como para permitir a passagem dos fios de termopares, foi utilizada uma junta de vedação de



**Figura 3.4a.** Vista geral da unidade experimental, destacando a seção principal de testes com isolamento severo (isolamento recoberto com alumínio corrugado).

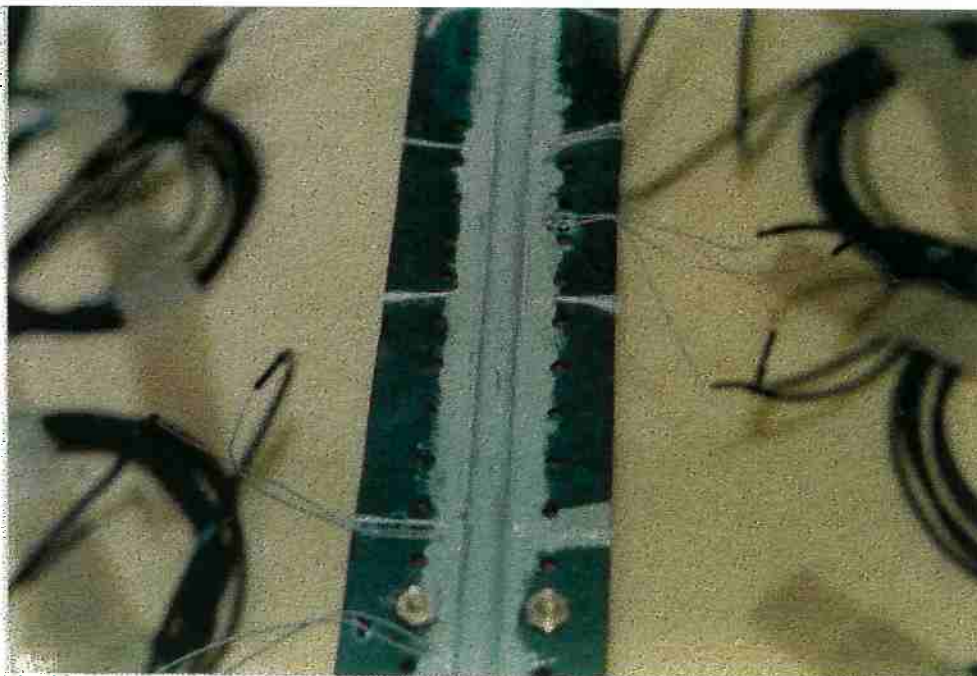


**Figura 3.5.** Corte transversal de uma seção do trocador de calor salientando a bipartição da parede da linha de sucção (para passagem dos fios de termopares), a calha de contenção e a borracha de vedação.

borracha sintética (neoprene). As figuras 3.6, 3.7, 3.8, 3.9 e 3.10 apresentam fotografias da instalação, salientando essa montagem.



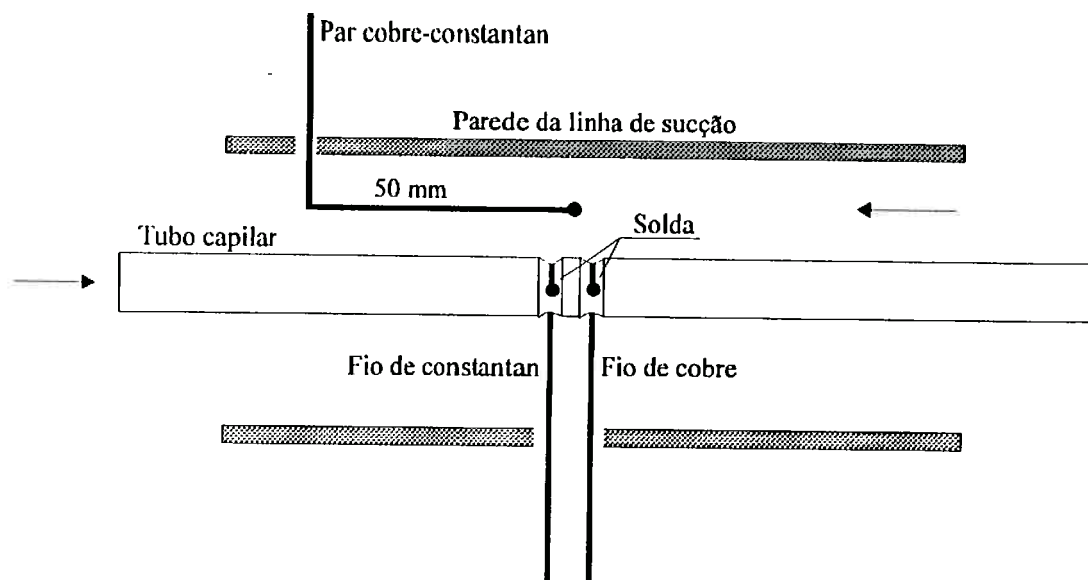
**Figura 3.6.** Detalhe da seção transversal da linha de sucção previamente à montagem, salientando o corte transversal.



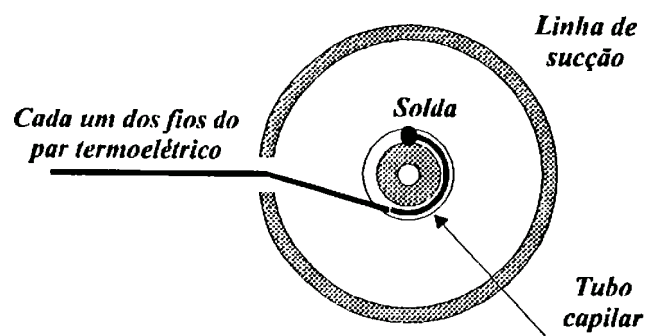
**Figura 3.7.** Seção de testes durante o processo de montagem previamente à instalação da calha superior de contenção.



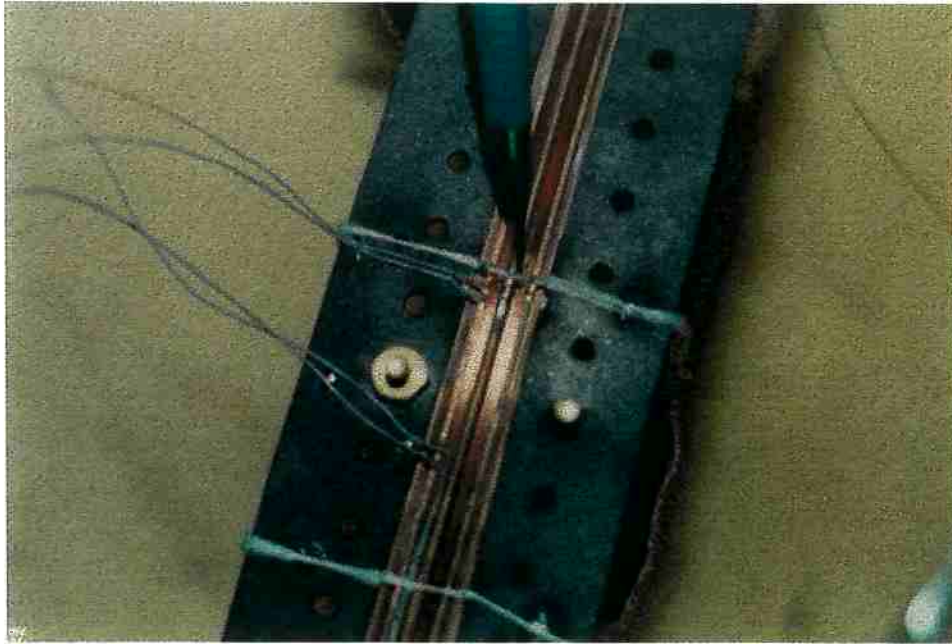
axial foi providenciado para evitar erros de medição devido ao efeito aleta. Considerando um trecho reto de 50 mm, analiticamente foi possível estimar em  $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$  o erro de medição proveniente desse efeito. As figuras 3.13 e 3.14 apresentam fotografias dos termopares instalados, antes do fechamento do trocador de calor.



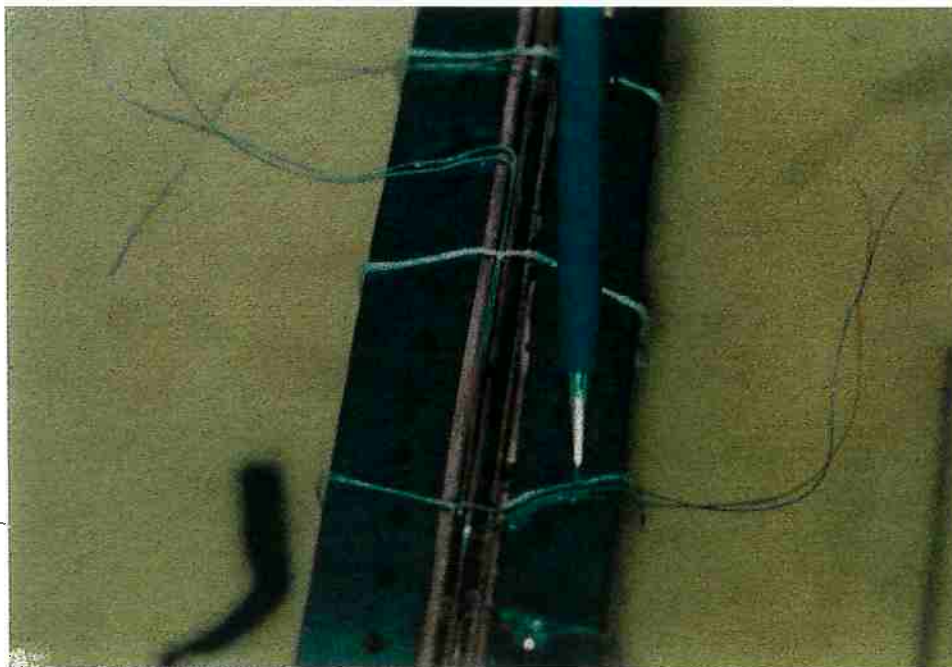
**Figura 3.11.** Corte transversal do trocador de calor ilustrando a montagem de alguns termopares.



**Figura 3.12.** Seção transversal do trocador de calor, ilustrando a instalação de um termopar na parede do tubo capilar.



**Figura 3.13.** Detalhe do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção previamente ao seu fechamento.



**Figura 3.14.** Detalhe do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção previamente ao seu fechamento.

A conexão entre o tubo capilar e a linha de sucção na entrada e saída do trocador de calor foi feita através de cabeçotes de nylon bipartidos, conforme mostrado anteriormente nas figuras 3.9 e 3.10. Esses cabeçotes de nylon tiveram que ser instalados devido à bipartição da

linha de sucção.

A fim de garantir que o tubo capilar ficasse retilíneo, e também para que houvesse compensação da dilatação térmica diferenciada entre o tubo capilar e a linha de sucção, foi projetado e construído um dispositivo tensionador do tubo capilar, dotado de molas, conforme mostrado nas fotografias das figuras 3.15 e 3.16.

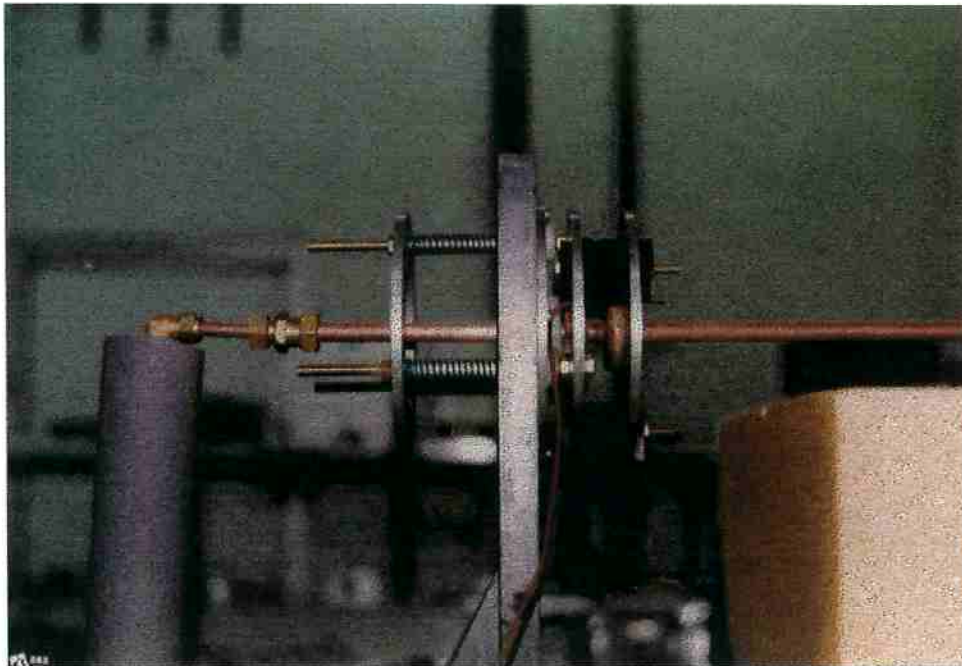
O conjunto da seção de testes principal foi isolado com blocos de poliuretano expandido, envolvido com frio asfalto e tule, e com alumínio corrugado, como pode ser visto nas fotografias das figuras 3.17 e 3.18. A seção auxiliar foi isolada com poliestireno expandido flexível.

#### 3.2.4. *SUBSTITUIÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE NA LINHA DE SUCCÃO: ESTUDO DE SIMILARIDADE*

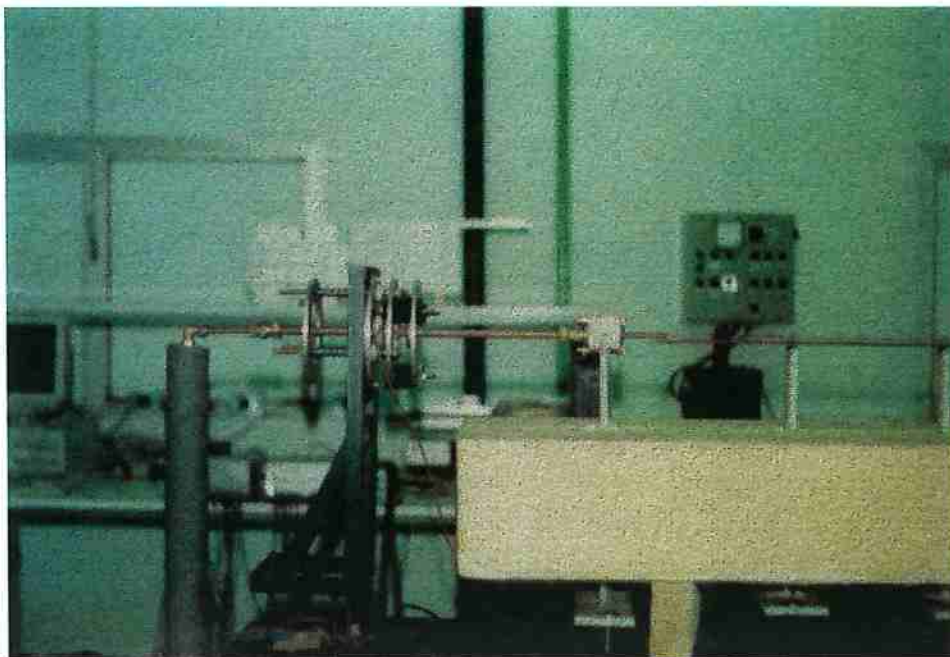
Conforme mencionado anteriormente, ao invés de vapor de fluido refrigerante, foi utilizado ar seco na linha de sucção. Para que o perfil longitudinal de temperatura e o de taxa local de transferência de calor não se modificassem, ou no máximo sofressem pequenas alterações, foi necessário redimensionar o diâmetro interno da linha de sucção e a relação  $\dot{m}_{LS}/\dot{m}_{TC}$ . Não se pode esquecer que o objetivo da implementação da unidade laboratorial é o de validar o modelo matemático do escoamento através de tubos capilares. Dessa forma, o mais importante de tudo é que as simulações numéricas sejam efetuadas para as mesmas condições dos ensaios experimentais e a utilização de ar na linha de sucção não introduz qualquer dificuldade adicional. A vantagem de manter os perfis de  $T_{ls}$  e  $\dot{Q}''_{ls}$  é que os resultados podem ser tomados como os valores reais que seriam obtidos caso vapor de fluido refrigerante tivesse sido utilizado.

O desenvolvimento analítico que permite encontrar a referida condição de “similaridade” é apresentado no apêndice A. As modificações necessárias em  $D_{ls}$  e em  $\dot{m}_{ls}$  são as seguintes:

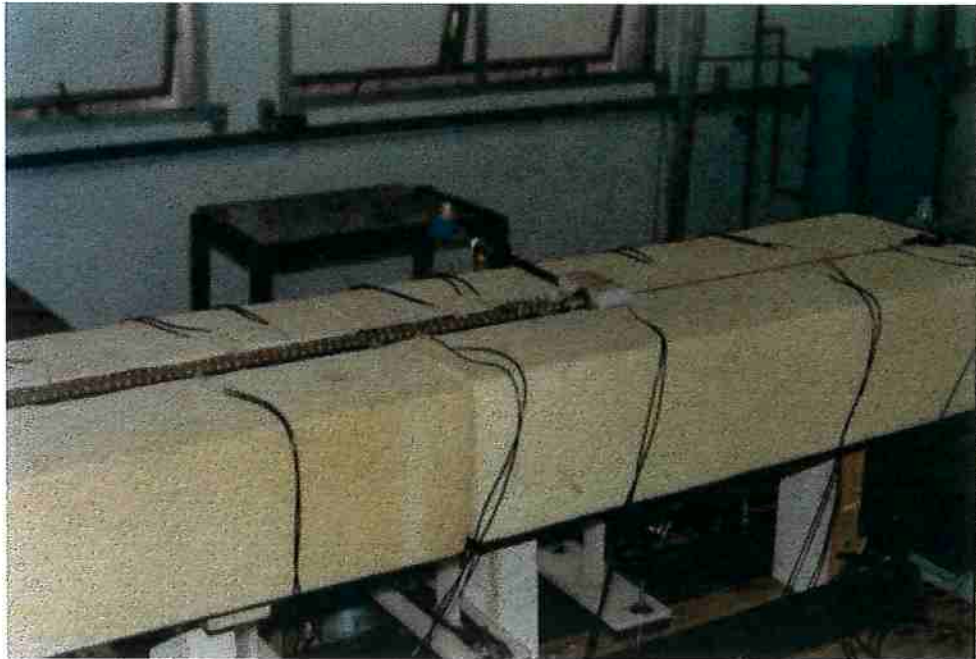
- Diâmetro da linha de sucção: aumento de 5,0 para 6,0 mm



**Figura 3.15.** Detalhe do dispositivo tensionador da seção de testes que permite o controle da tração e a dilatação diferenciada do tubo capilar e da linha de sucção.



**Figura 3.16.** Posicionamento do dispositivo de tracionamento do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção na instalação experimental.



**Figura 3.17.** Isolamento da seção principal de testes antes do fechamento.



**Figura 3.18.** Seção de testes montada com isolamento protegido por capa de alumínio corrugado.

- Vazão de ar:
  - Com CFC 12 escoando no tubo capilar:  $(\dot{m}_{LS}/\dot{m}_{TC}) = 0,59$ .
  - Com HFC 134a escoando no tubo capilar:  $(\dot{m}_{LS}/\dot{m}_{TC}) = 0,88$ .

### 3.2.6. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

#### *Introdução*

O “hardware” do sistema de aquisição de dados utilizado na unidade laboratorial implementada é composto de uma série de placas conversoras da LYNX, de um microcomputador e de um programa de aquisição desenvolvido em Turbo Pascal versão 6.0<sup>1</sup>.

Inicialmente são utilizados sensores que convertem as grandezas físicas medidas (temperatura, pressão, etc.), em sinais elétricos analógicos (tensão ou corrente). Cada sinal analógico é enviado a um sistema que o converte em sinal digital (conversor analógico/digital), que por sua vez é armazenado em uma posição de memória do microcomputador, ficando disponível para manipulação/tratamento. Dependendo da natureza do sinal gerado pelo sensor, pode ser necessário seu condicionamento antes de seu envio ao conversor A/D.

#### *Definição do Sistema*

O sistema de aquisição de dados foi projetado tendo em vista as seguintes características e requisitos gerais de monitoramento:

- Sensores utilizados:
  - termopares tipo T (cobre-constantan): 45 unidades (sinal em milivolts);
  - transdutores de pressão: 02 (sinal em miliamperes);
  - medidor de vazão por efeito Coriolis: 01 unidade (sinal em miliamperes).
  
- Utilização de zero físico para referência dos termopares.

---

<sup>1</sup> Marca Registrada Borland.

- Curvas de calibração implementadas via software.
- Faixa de sinal de entrada regulável por software.
- Eliminação de ruído via software.

A partir destas características, foi definido o seguinte “hardware” (vide figura 3.19 mostrando o fluxograma simplificado do sistema):

- Duas placas conversoras A/D modelo CAD12/32. Uma das placas possui 32 canais, e a outra 16 canais. Estas placas recebem sinais de tensão (V), com ganho programável, e os transformam em sinais digitais com resolução de 12 bits.
- Uma placa condicionadora de sinal modelo PCX1601, com 16 canais. Esta placa recebe sinais de corrente elétrica (mA) dos transdutores de pressão e dos medidores de vazão mássica por efeito Coriolis, e os converte em sinais na faixa de 1,0 a 5,0 V, compatível com a entrada da CAD12/32 de 16 canais citada anteriormente.
- Quatro placas condicionadoras de sinal modelo PCX0802, com 8 canais cada. Esta placa pode receber diversos tipos de sinal de entrada, incluindo termopares. No presente caso, a placa recebe o sinal de termopares tipo T (cobre-constantan) na faixa de  $-100$  a  $+100^{\circ}\text{C}$ , que corresponde aproximadamente a um sinal de entrada de  $-4,0$  a  $+4,0$  mV, e os converte em sinais na faixa de  $-5,0$  a  $+5,0$  V, compatíveis com a CAD12/32 de 32 canais.
- Seletor de 24 canais para termopares da IOPE, ligado a um dos canais de uma placa PCX 0802, permitindo aumentar o número de termopares monitorados. Este seletor foi utilizado para a conexão de termopares auxiliares da seção de testes.
- Cabos de interligação e placa de adaptação PCX3201, utilizada para conectar as 4 placas PCX0802 com uma CAD12/32. Estas placas são ligadas a um computador AT-386 20 MHz da ITAUTEC

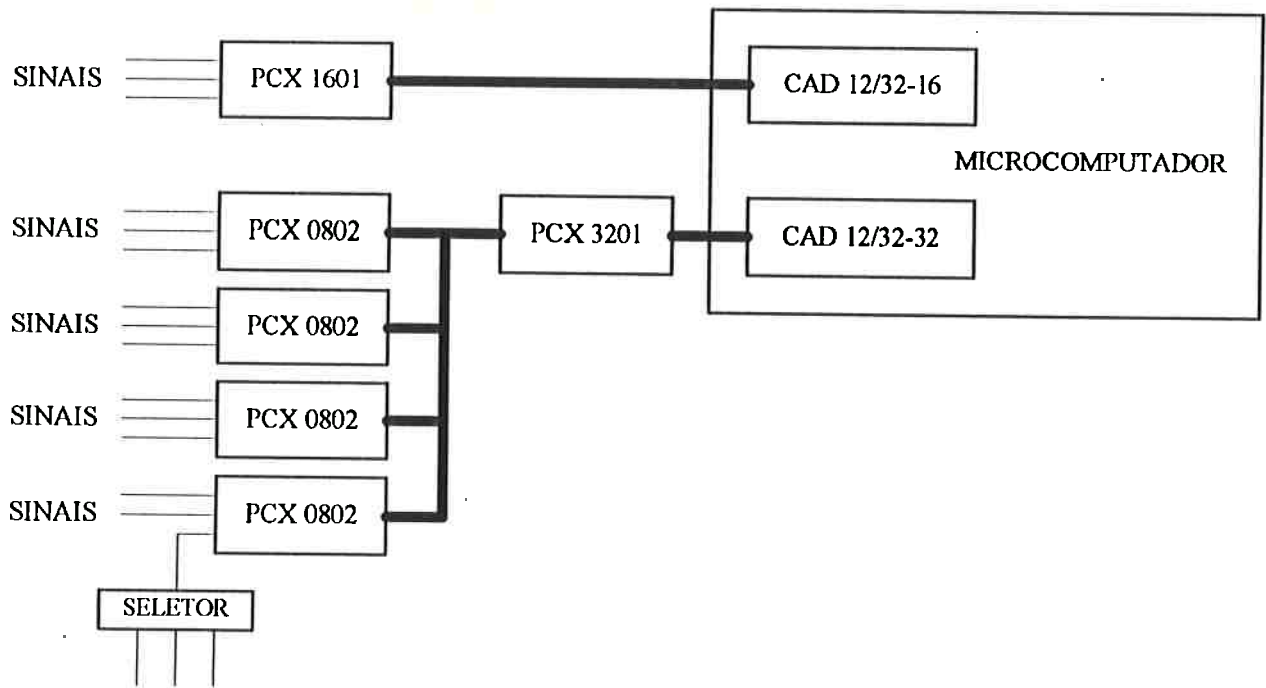


Figura 3.19. Fluxograma simplificado indicativo do "hardware" utilizado.

### *Programa de Aquisição de Dados*

O programa de aquisição de dados desenvolvido realiza as seguintes tarefas:

- Realização da leitura digital correspondente a cada um dos canais dos sensores de temperatura, pressão e vazão.
- Estabelecimento da correspondência entre o valor da leitura digital e o valor do sinal de mV ou mA do sinal primário.
- Estabelecimento da correspondência entre o valor de mV ou mA do sinal primário e a medida da grandeza física monitorada ( $^{\circ}\text{C}$ , kPa, kg/s). As funções utilizadas nessa conversão são as curvas de calibração dos instrumentos utilizados. As curvas de calibração dos termopares e do medidor Coriolis foram obtidas no próprio laboratório implementado. As dos transdutores de pressão foram obtidas em laboratórios do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT).
- Controle da pressão na entrada do tubo capilar, atuando na válvula solenóide instalada na saída do reservatório de  $\text{N}_2$ .



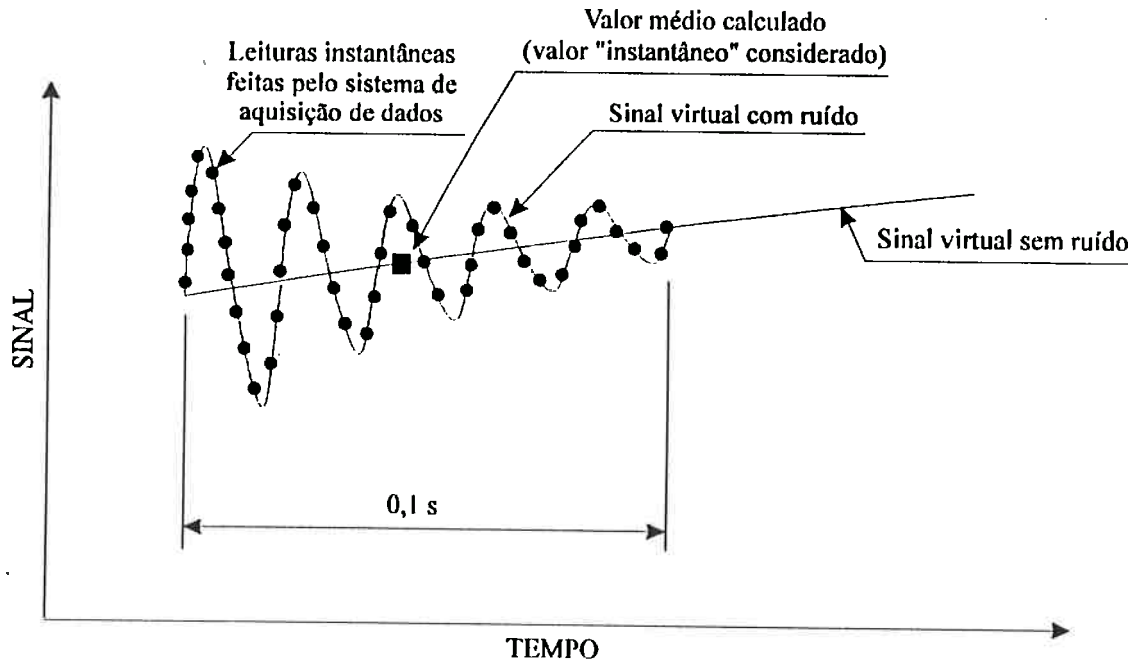
- Eliminação de eventuais ruídos nos sinais coletados.
- Apresentação na tela do microcomputador, de forma conveniente, do valor das grandezas físicas monitoradas durante o ensaio, atualizando a tela na frequência desejada pelo usuário.
- Armazenamento de todos os dados coletados durante o ensaio, permitindo uma análise subsequente completa do processo, incluindo a elaboração de tabelas e gráficos.
- Armazenamento de dados instantâneos do processo, dependendo do interesse do usuário.

O sistema de aquisição de dados permite realizar até 1250 leituras por segundo em cada canal (frequência de 60 kHz para cada canal, havendo 48 canais no total). A alta taxa de amostragem, a alta frequência dos ruídos existentes<sup>1</sup> e a dinâmica lenta dos processos térmicos analisados tornaram possível implementar um sistema simplificado de eliminação de ruídos. Foi implementado um “filtro de média”, uma rotina que coleta tantos valores quanto possível em um pequeno intervalo de tempo (neste caso 0,1 s), sendo calculada a média aritmética destes valores. O resultado passa a ser o valor “instantâneo” obtido pelo sistema de aquisição, representativo do intervalo de 0,1 s considerado. A figura 3.20 ilustra o que foi anteriormente mencionado.

O intervalo de tempo para atualização da tela do programa de aquisição é definido pelo usuário. Nos ensaios realizados foi adotado o valor de 3 s. Nesse caso, a cada intervalo de 3 s são coletados tantos valores “instantâneos” quanto possível e apresentado o valor médio de cada canal. Para se ter alguma informação sobre a dispersão da amostra no período de 3 s, são apresentados também, para cada canal, o intervalo de confiança da amostra (nível de confiança de 95 %) e o intervalo de confiança da média. O intervalo de confiança da amostra,  $\sigma_{95}$ , define o intervalo ao redor do valor médio que contém 95 % dos dados da amostra. O intervalo de confiança da média,  $\sigma_{\bar{95}}$ , define o intervalo que contém a média, com confiabilidade de 95 %.

Além dos valores calculados para cada intervalo de 3 s, o programa calcula as médias e os intervalos de confiança de cada canal nos últimos 10 minutos de ensaio. Esses dados podem ser utilizados para avaliar se o regime permanente foi atingido. Durante a fase inicial de realização de ensaios experimentais, essas informações foram de fato utilizadas. Com o

<sup>1</sup>Muito embora a frequência do ruído seja alta, a frequência de coleta de dados é maior ainda, permitindo realizar várias leituras em cada ciclo do sinal de ruído. Esse fato é uma condição necessária, mas não suficiente, para permitir a utilização da metodologia simplificada adotada.



**Figura 3.20.** Ilustração de um sinal com ruído e de como o programa de aquisição de dados filtra o sinal.

andamento dos trabalhos, foi possível conhecer a dinâmica (constante de tempo) da unidade experimental, tais informações foram pouco utilizadas.

Atingido o regime permanente, o usuário pode gravar em disco os dados médios do último intervalo de 3 s. Com exceção das temperaturas ao longo do trocador de calor, as demais variáveis monitoradas têm todos os seus valores armazenados (média de 3 s) durante todo o ensaio.

### 3.3. METODOLOGIA DE REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

Na unidade experimental implementada foram realizados ensaios com os fluidos CFC 12 e HFC 134a, com e sem escoamento de fluido na linha de sucção (tubo capilar não adiabático e adiabático, respectivamente). Para cada fluido foram fixadas as temperaturas de condensação de 40, 45, 50 e 55 °C, a temperatura de evaporação foi sempre mantida em um valor inferior a -20 °C (garantindo escoamento crítico), e foram adotados subresfriamentos de 3, 6, 9 e 12 °C. Para o caso não adiabático, foram realizados ensaios para dois níveis de temperatura na entrada da linha de sucção: -15 e -20 °C. Considerando todas as combinações possíveis resultam 16 pontos de operação para cada fluido, no caso adiabático, e 32, no caso

não adiabático. No caso adiabático, foram realizados poucos ensaios com o CFC 12. O fluido sobre o qual se dedicou mais atenção, nesse caso, foi o HFC 134a.

Os ensaios para cada ponto de operação foram repetidos de 3 a 4 vezes, para se obter uma amostra que fosse minimamente representativa do ponto de operação. Dessa forma, foram obtidos 55 pontos de operação, para tubo capilar adiabático com HFC 134a, 100 pontos de operação, para tubo capilar não adiabático com CFC 12, e 100 pontos de operação, para tubo capilar não adiabático com HFC 134a.

Cada batelada de ensaio teve duração entre 3 e 4 h e o procedimento adotado em cada uma delas foi o seguinte:

1. Fixação da temperatura de condensação (e conseqüentemente da pressão na entrada do tubo capilar). Isto é feito definindo-se, no programa de aquisição, o “set-point” do controlador de pressão.
2. Fixação da temperatura de evaporação (e conseqüentemente da pressão na saída do capilar), através da regulação da vazão de etilenoglicol que circula através do reservatório de baixa pressão.
3. No caso de tubo capilar não adiabático, fixação da pressão (4 bar efetivo, controlado através de uma válvula reguladora de pressão) e da temperatura do ar na entrada na linha de sucção (-15 ou -20 °C), esta última através da regulação da vazão de etilenoglicol no resfriador de ar e do “set-point” do controlador de temperatura (resistência elétrica)
4. Início do ensaio.
5. Ajuste do “set-point” do controlador de temperatura na entrada do tubo capilar, para obtenção de 12 °C de subresfriamento.
6. Espera até que o regime permanente seja atingido. Quando isso ocorre, os dados do ponto de operação são gravados em disco.
7. Repetição dos procedimentos 5 e 6 para subresfriamentos de 9, 6 e 3 °C, respectivamente.
8. Encerramento do ensaio de batelada.

Durante a realização de testes preliminares, foi verificado para o primeiro ponto de operação (12 °C de subresfriamento) que o regime permanente era atingido após 1 h de operação da unidade. Para os demais pontos, tal condição era obtida após 15 min de atuação

no “set-point” de temperatura. Assim, o intervalo de tempo de 1 h, para o primeiro ponto de operação, e o intervalo de tempo de 20 min, para os pontos subsequentes, foram adotados em todas as bateladas de ensaio, salvo condições excepcionais.

Conforme mencionado anteriormente, são apresentados na tela do microcomputador de aquisição de dados os valores das grandezas monitoradas no processo. Adicionalmente são apresentados os intervalos de confiança da amostra e da média correspondentes a cada grandeza. O intervalo de confiança da amostra é calculada a partir do desvio padrão,  $\sigma_x$ , da seguinte forma:

$$\sigma_{95} = \sigma_x \cdot t_{95} \quad (3.1)$$

onde,

$t_{95}$ : fator  $t$  de Student. Seu cálculo aproximado é:

$$t_{95} = 1,96 + \frac{2,36}{(N-1)} + \frac{3,12}{(N-1)^2} + \frac{5,2}{(N-1)^{3,84}} \quad (3.2)$$

N: número de medidas da amostra.

O intervalo de confiança da média é:

$$\sigma_{95} = \frac{\sigma_{95}}{\sqrt{N}} \quad (3.3)$$

O intervalo de confiança da amostra,  $\sigma_{95}$ , define o intervalo ao redor do valor médio que contém 95 % dos dados da amostra. O intervalo de confiança da média,  $\sigma_{95}$ , define o intervalo que, com 95 % de probabilidade, contém a média.

O programa de aquisição de dados gera um conjunto de arquivos de resultados para posterior utilização na análise do processo. Os perfis longitudinais de temperatura e a evolução da vazão mássica ao longo de um ensaio de batelada são exemplos de informações obtidas, e serão exhaustivamente analisados no curso do capítulo 5. As figuras 3.21 e 3.22 apresentam exemplos desses gráficos.

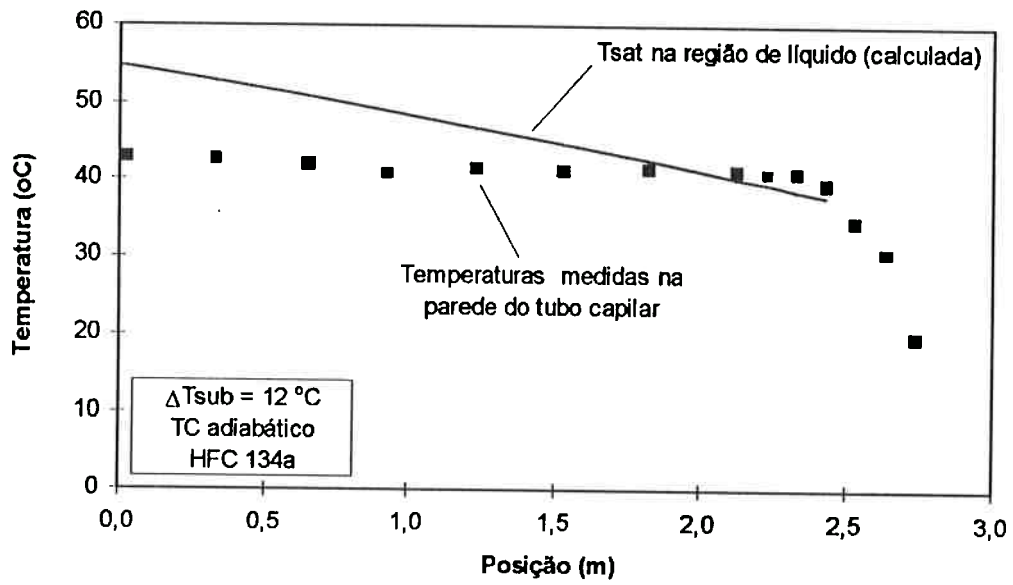


Figura 3.21. Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar para ensaio adiabático (Ensaio AD127).

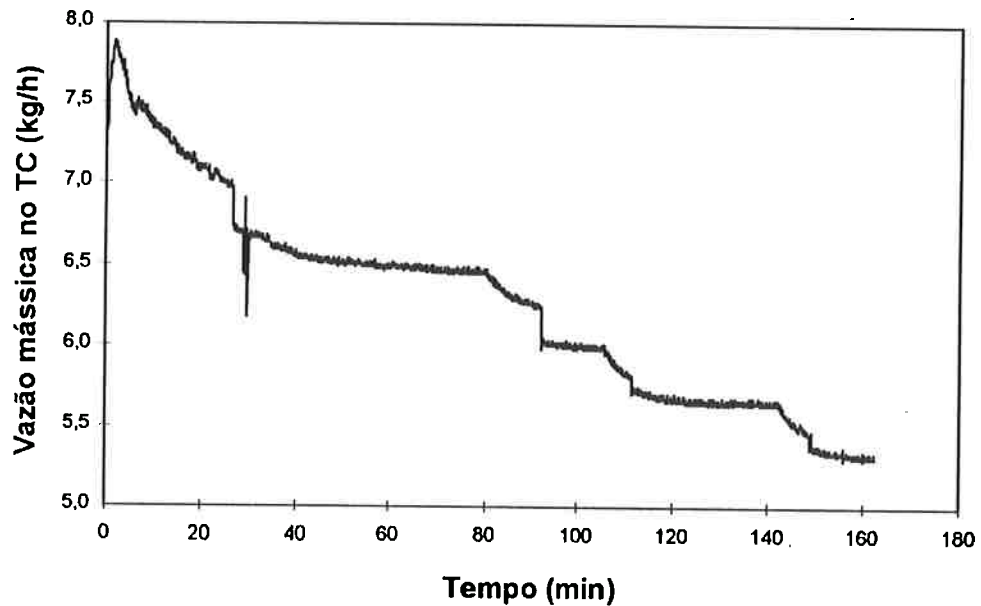


Figura 3.22. Evolução da vazão mássica ao longo do tempo para um ensaio de batelada, para tubo capilar adiabático (Ensaio AD127).

### 3.4. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS PRELIMINARES

#### 3.4.1. MEDIÇÃO DO DIÂMETRO DO TUBO CAPILAR

Como já ressaltado anteriormente, uma das dimensões geométricas que mais afetam o desempenho de tubos capilares é o diâmetro. Assim, é necessário efetuar uma medida confiável e precisa dessa grandeza.

O procedimento adotado neste trabalho foi o de determinar o diâmetro médio através do enchimento do tubo capilar com mercúrio metálico. Dada uma massa inicial conhecida de mercúrio presente em uma seringa, procede-se ao enchimento do tubo capilar, deixando-se extravasar uma parte deste mercúrio através da extremidade oposta, a fim de garantir o perfeito enchimento. Este extravasamento deve ser recolhido em um recipiente de peso conhecido, e a seguir procede-se à pesagem da massa restante na seringa e da extravasada numa balança de precisão. A diferença em relação à massa inicial corresponde à massa que ficou no interior do tubo capilar.

Uma vez conhecido o comprimento do tubo capilar e a densidade média do mercúrio, é possível determinar o volume interno do tubo capilar e, conseqüentemente, seu diâmetro médio. O procedimento é repetido de 3 a 4 vezes para cada tubo capilar utilizado. Considerando a dispersão da amostra de resultados e a incerteza da balança utilizada, foi estimada em 1 % a incerteza da medida de diâmetro assim realizada.

Os resultados obtidos para os tubos capilares utilizados nas seções de teste principal e auxiliar foram respectivamente de 0,792 e 0,800 mm. A medida nominal dos tubos utilizados é de 0,75 mm. As diferenças são superiores aos 25  $\mu\text{m}$  permitidos pela norma. A instalação de tubos com essa medida em um refrigerador projetado para operar com um tubo capilar de 0,75 mm pode provocar perda intolerável de desempenho.

#### 3.4.2. AVALIAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE A SEÇÃO DE TESTES E O AMBIENTE

Um esquema da seção de testes é apresentado na figura 3.23. O trocador de calor ocupa a maior parte do comprimento do tubo capilar. Nessa região, a troca de calor entre o ambiente e o dispositivo de expansão sob teste ocorre principalmente pelas paredes da linha de

ução. Nesse sentido, foram realizados ensaios com ar circulando pela linha de sucção para avaliar o coeficiente global de troca de calor entre a parede da linha de sucção e o ambiente.

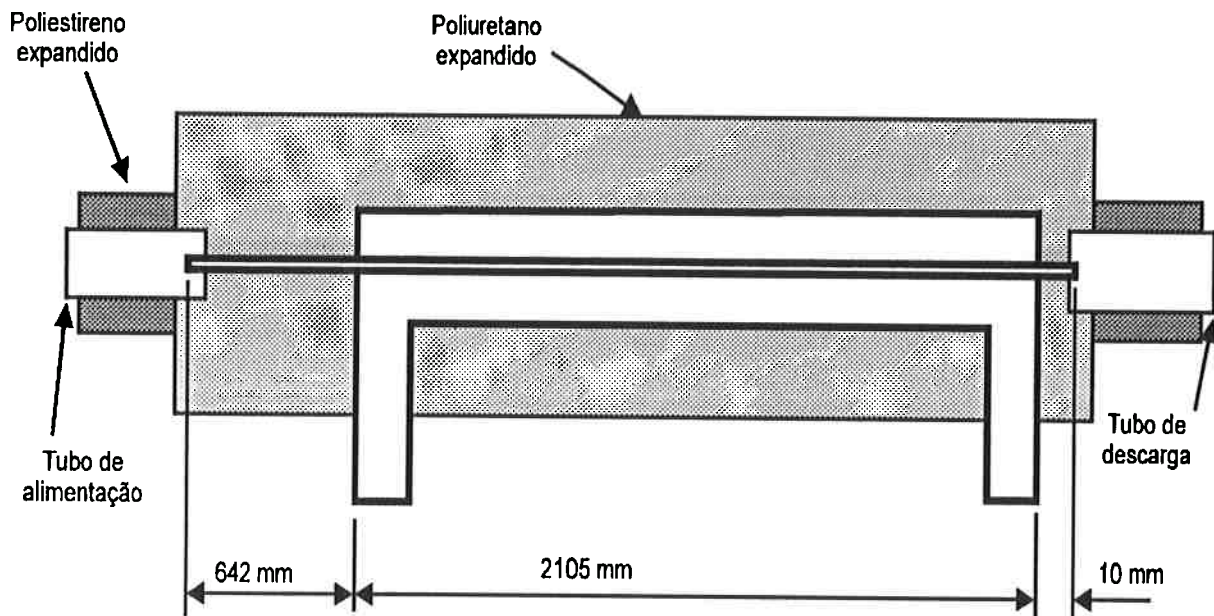


Figura 3.23. Desenho esquemático da instalação do tubo capilar com os isolamentos.

Foram realizados três ensaios experimentais para avaliação de  $UA'_{amb}$ , todos com temperatura de entrada do ar ao redor de 58 °C, temperatura de saída do ar ao redor de 54 °C, vazão de ar de aproximadamente 7,5 kg/h e temperatura ambiente de 28 °C. Os resultados indicaram um valor de  $UA'_{amb}$  de 0,110 W/m.°C. O valor desse parâmetro encontrado por Pate (1982) em aparato experimental semelhante é de 0,12 W/m.°C.

Utilizando o programa de simulação matemática desenvolvido, foi avaliada a influência o efeito da troca de calor com o ambiente, em relação a uma condição de referência onde essa troca de calor não existe. Para vários casos analisados, a influência observada é sempre inferior a 1 % na vazão mássica.

Na região só com tubo capilar, a troca de calor com o ambiente ocorre principalmente pelo contato com os cabeçotes de entrada e saída da linha de sucção. A perda de calor na região inicial foi estimada em 3 W, que ocasiona uma queda de temperatura média de 1,5 °C nessa região.

### **3.4.3. INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS SOBRE O FATOR DE ATRITO**

A fim de medir a rugosidade e também obter uma qualificação inicial da metodologia de medição da perda de pressão no escoamento através do tubo capilar, foram medidos os fatores de atrito de Darcy em uma ampla faixa de número de Reynolds, incluindo a região de escoamento laminar, transição e turbulento.

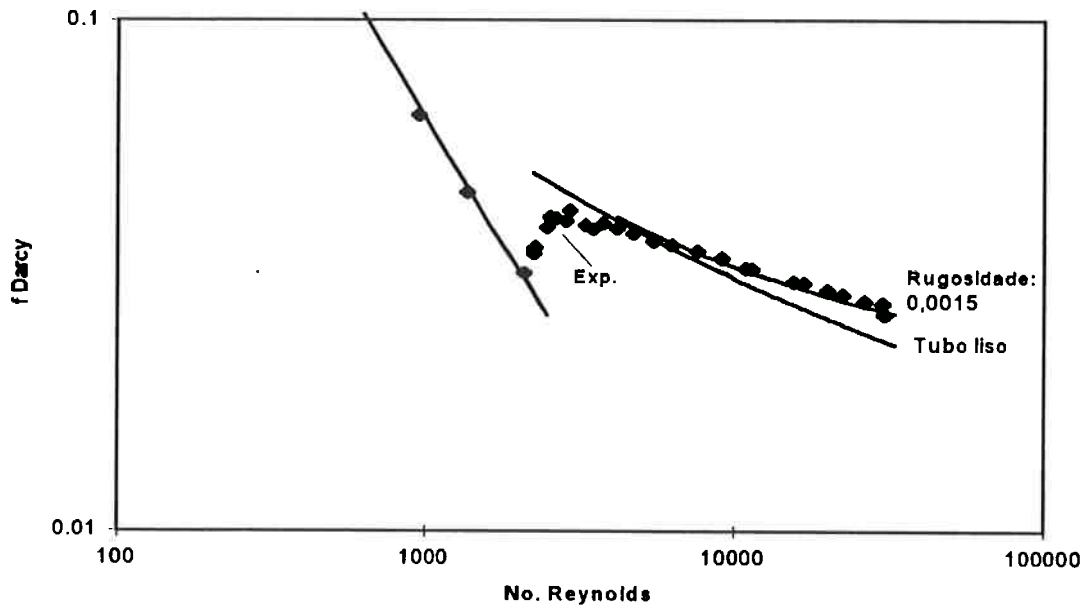
Foram feitas medições com água (antes da carga do sistema com fluido refrigerante) e com fluido refrigerante (após a carga), nas regiões de escoamento laminar, transição e turbulento, para dois tubos capilares. As medições hidráulicas de fator de atrito indicaram uma rugosidade relativa de  $3 \cdot 10^{-3}$ . As medições geométricas de rugosidade para esse tubo indicaram valores aproximadamente iguais, devendo-se lembrar, no entanto, que a rugosidade equivalente (obtida indiretamente via ensaio hidráulico) e a rugosidade geométrica não são grandezas idênticas, embora guardem entre si uma relação estreita. O primeiro tubo analisado se rompeu após a montagem e teve que ser substituído.

Para o segundo tubo, aquele utilizado em toda a seqüência posterior de ensaios, as medidas hidráulicas feitas com água e com fluido refrigerante permitiram calcular uma rugosidade relativa de  $1,5 \cdot 10^{-3}$ . A obtenção desse valor foi conseguida utilizando-se a equação de Colebrook e determinando-se qual rugosidade minimizava a soma dos erros quadráticos. Não foi feita medição da rugosidade geométrica. Para a região laminar, a diferença entre os valores medidos e os teóricos foi sempre inferior a 2 %. A figura 3.24 contém o diagrama que mostra os valores de  $f$  medidos e a comparação com os valores teóricos.

### **3.4.4. INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS SOBRE O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ESCOAMENTO NA LINHA DE SUCCÃO**

Conforme mencionado anteriormente, para que fosse possível a medição do perfil de temperaturas ao longo da linha de sucção (passagem anular), foi utilizado ar ao invés de vapor de fluido refrigerante. O trabalho clássico sobre transferência de calor em passagens anulares é devido a Kays e Leung (Apud Kays & Crawford, 1980 e Rohsenow & Hartnett, 1973), em cujo conteúdo podem ser obtidas informações para cálculo do número de Nusselt para números de Reynolds acima de 10.000. No início da pesquisa foi feita uma estimativa das vazões que poderiam ser obtidas no tubo capilar. Com a substituição de vapor de fluido refrigerante por ar, foi avaliado que o número de Reynolds poderia atingir valores tão baixos





**Figura 3.24.** Fatores de atrito de Darcy medidos para o tubo capilar analisado e comparação com os valores teóricos.

quanto 5.000 (na realidade o valor mínimo obtido posteriormente nos ensaios foi de cerca de 9.000), ocasionando dúvidas neste pesquisador quanto à validade da similaridade pretendida. Tal similaridade só poderia persistir se os resultados de Kays e Leung pudessem ser extrapolados para um número de Reynolds de 5.000. Para avaliar essa questão, foram realizados ensaios experimentais preliminares na seção de testes, circulando-se água pelo tubo capilar e ar pela passagem anular que constitui a linha de sucção.

O procedimento de determinação do coeficiente de transferência de calor consistiu no levantamento dos perfis longitudinais de temperatura da parede do tubo capilar e do escoamento na linha de sucção, verificando-se qual o valor de  $h_{ls}$  que produzia perfis teóricos de temperaturas que minimizam a soma dos quadrados dos erros. Para cada ponto medido, o erro considerado é a diferença entre o valor medido de temperatura e o valor calculado com o  $h_{ls}$  testado. A figura 3.25 é um exemplo em que são apresentados os perfis de temperatura obtidos com o valor ótimo de  $h_{ls}$ . Testes de sensibilidade mostram que variações de  $h_{ls}$  maiores que 15 % em relação ao valor ótimo provocam, na maioria dos casos, uma perda razoável da qualidade da concordância entre os perfis de temperatura medidos e os calculados na linha de sucção e parede do tubo capilar, respectivamente. Na análise não foram considerados os

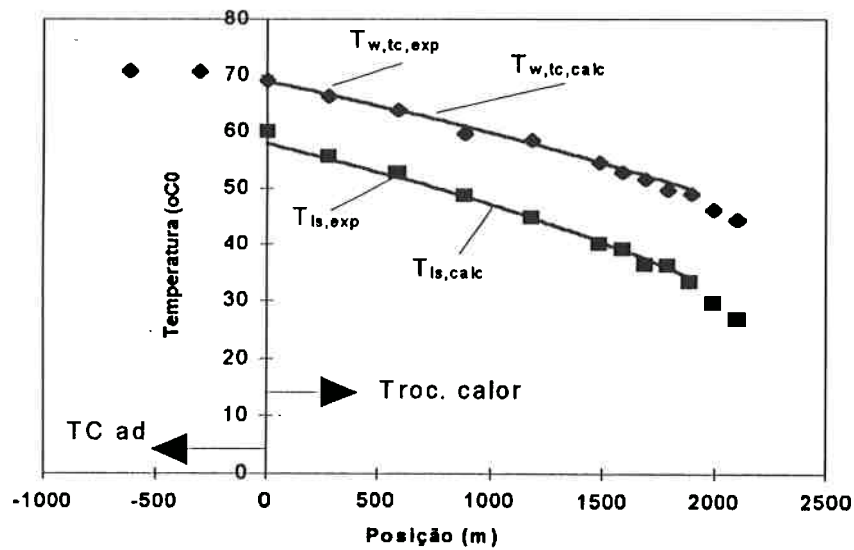


Figura 3.25. Exemplo de perfil de temperatura medido e calculado com escoamento de água (tubo capilar) e ar (linha de sucção) após o ajuste de  $h_{ls}$ .

pontos correspondentes à região de desenvolvimento de perfis na linha de sucção (pontos de maiores abscissas).

A figura 3.26 mostra o gráfico que contém os valores de  $h_{ls}$  medidos e os calculados usando as indicações de Kays e Leung. A diferença média é de cerca de 14%. Como a incerteza dos valores experimentais de  $h$  obtidos na bancada da USP é de cerca de 15%, pode-se considerar que a concordância de resultados é muito boa.

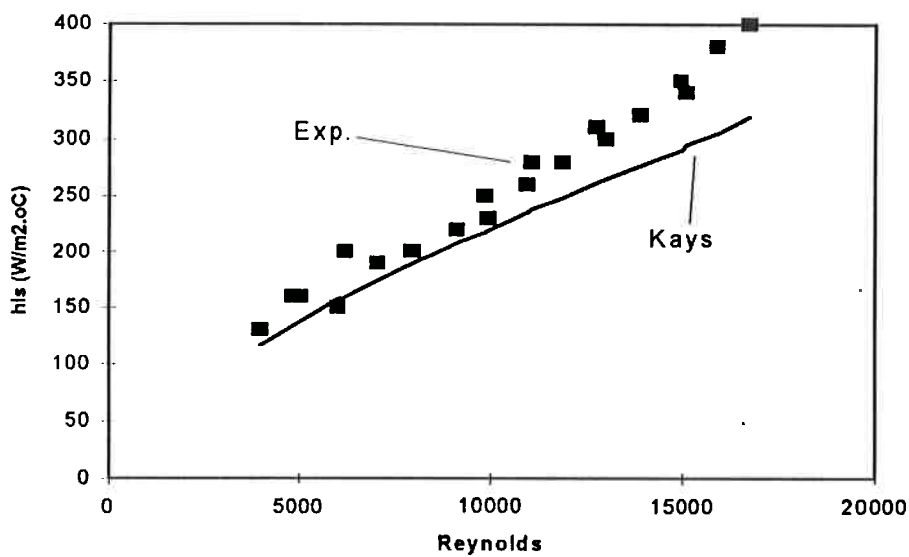


Figura 3.26. Comparação entre valores de  $h_{ls}$  medidos e calculados usando as indicações de Kays e Leung. Para número de Re abaixo de 10.000, os valores de Kays apresentados são extrapolações.

Em vista dos resultados obtidos, pode-se afirmar que a similaridade pretendida entre o escoamento de vapor de fluido refrigerante e o escoamento de ar na linha de sucção é válida para toda a faixa de variação de  $Re$  em que a unidade experimental implementada opera. Dessa forma, a utilização dos dados de Kays e Leung no modelo matemático desenvolvido é adequada, e mesmo preferível aos valores obtidos nos ensaios experimentais realizados, uma vez que os resultados experimentais nos quais aqueles pesquisadores se basearam para desenvolver seus estudos foram obtidos em unidades experimentais especialmente construídas para medir  $h$ , com níveis de incerteza provavelmente menores (exclusivamente no caso da medição de  $h$ ) do que os da bancada da USP.

## 4. MODELAGEM E SIMULAÇÃO MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO

### 4.1. ANÁLISE DOS FENÔMENOS QUE CONDICIONAM O ESCOAMENTO ATRAVÉS DE TUBOS CAPILARES

#### 4.1.1. INTRODUÇÃO

No capítulo 1, foi feita uma breve apresentação de alguns dos fenômenos físicos que condicionam o desempenho de tubos capilares. No presente capítulo, a análise desses fenômenos será aprofundada, tendo em vista principalmente a justificação das hipóteses e modelos adotados nesta pesquisa, conforme será visto ao final deste capítulo.

#### 4.1.2. ESCOAMENTO BIFÁSICO

##### *Considerações iniciais*

Os métodos utilizados para estudar o escoamento bifásico são normalmente extensões daqueles utilizados no escoamento monofásico e consistem na utilização das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Para o escoamento bifásico, tais equações são normalmente escritas em sua forma unidimensional, sendo feitas algumas simplificações para sua resolução, as quais definem o tipo de modelo utilizado. Entre os modelos que descrevem o escoamento bifásico podem ser citados (Collier, 1981) o *Modelo de Escoamento Homogêneo*, o *Modelo de Fases Separadas*, além de modelos específicos para cada padrão de escoamento. Esse assunto será abordado de forma sucinta nos itens seguintes.

Resumidamente pode-se dizer que no modelo homogêneo escoamento bifásico é tratado como se fosse o escoamento monofásico de um fluido com pseudo-propriedades, as quais são funções das propriedades de cada uma das fases.

No modelo de fases separadas, as fases são consideradas escoando separadamente, não se considerando a topologia do escoamento. As velocidades individuais são consideradas, e as equações de conservação são escritas para cada uma das fases, podendo ser combinadas. São

necessárias informações adicionais de natureza empírica, como a relação da fração de vazio, ou da tensão de cisalhamento entre as fases, com as variáveis primárias do escoamento.

Nos modelos específicos para cada padrão de escoamento, as equações de conservação e constitutivas são desenvolvidas e resolvidas especificamente para o padrão de escoamento considerado, levando em conta a topologia do escoamento e as particularidades de cada padrão. Nesse caso é preciso ter um critério conveniente para definir a condição que separa um padrão de escoamento de outro.

### ***Padrões de escoamento***

Uma das principais características do escoamento bifásico é sua topologia. Os vários tipos de geometria que surgem no escoamento gás-líquido, no escoamento horizontal, podem ser agrupados nos seguintes “padrões de escoamento”: em bolhas, pistonado (“plug”), estratificado, em ondas, pistonado (“slug”) e anular. A figura 4.1, ilustra a geometria que caracteriza cada um desses padrões.

Os limites de cada um dos padrões de escoamento é definido através dos assim denominados mapas de escoamento bifásico. Em que pese a relativa subjetividade que possa cercar a definição de um ou outro padrão de escoamento, alguns mapas se consagraram ao longo dos anos. Um deles é o de Baker (Apud Collier, 1981), válido para escoamento gás-líquido horizontal, conforme apresentado na figura 4.2, a seguir. Nessa figura, apresenta-se também o caminho percorrido pelo R 134a no tubo capilar ensaiado, em dois ensaios experimentais típicos realizados na bancada instalada da USP.

### ***Modelo de Escoamento Homogêneo***

Conforme mencionado anteriormente, considera-se neste modelo que o escoamento é o de um fluido homogêneo com propriedades médias calculadas em cada seção transversal. Além de velocidade idêntica para as duas fases, admite-se que elas estejam em equilíbrio termodinâmico. Para o cálculo da perda de pressão por atrito viscoso, utiliza-se um fator de atrito adequado para o escoamento.

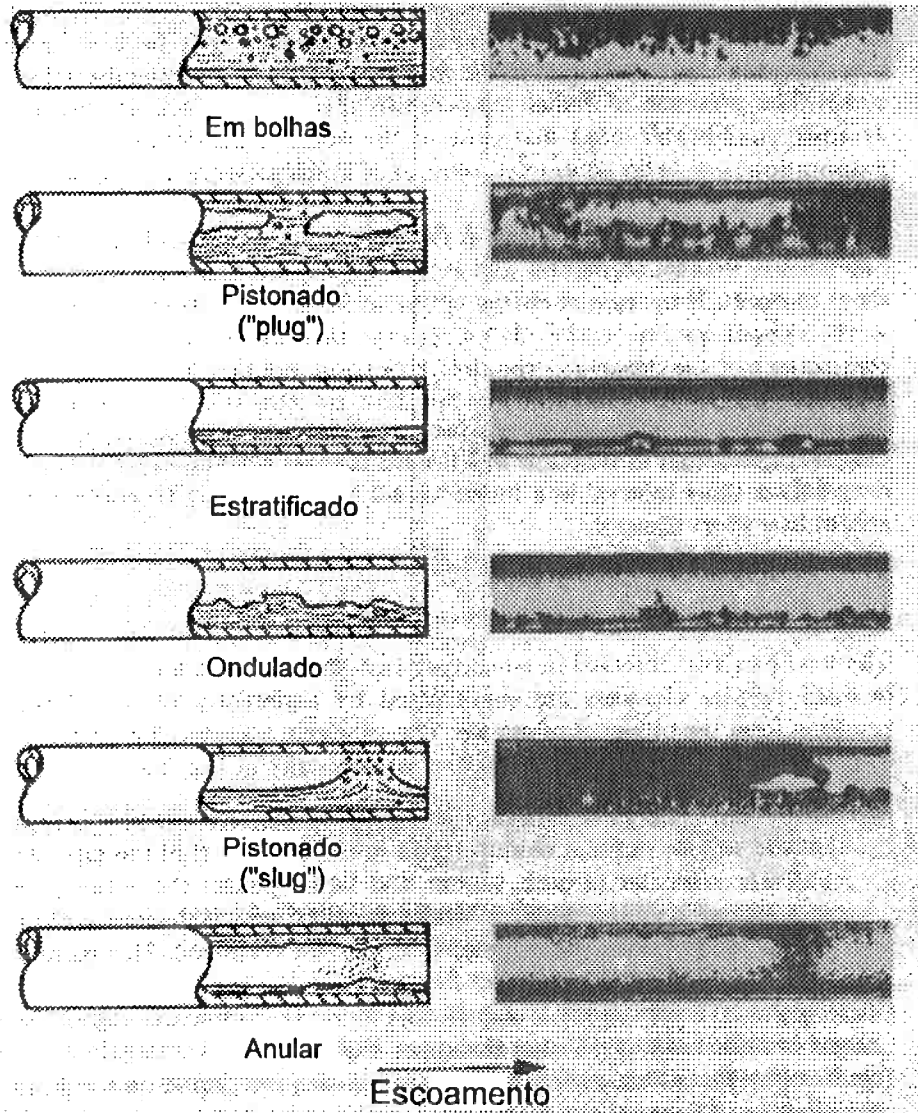


Figura 4.1. Geometria característica de cada padrão de escoamento para tubo horizontal

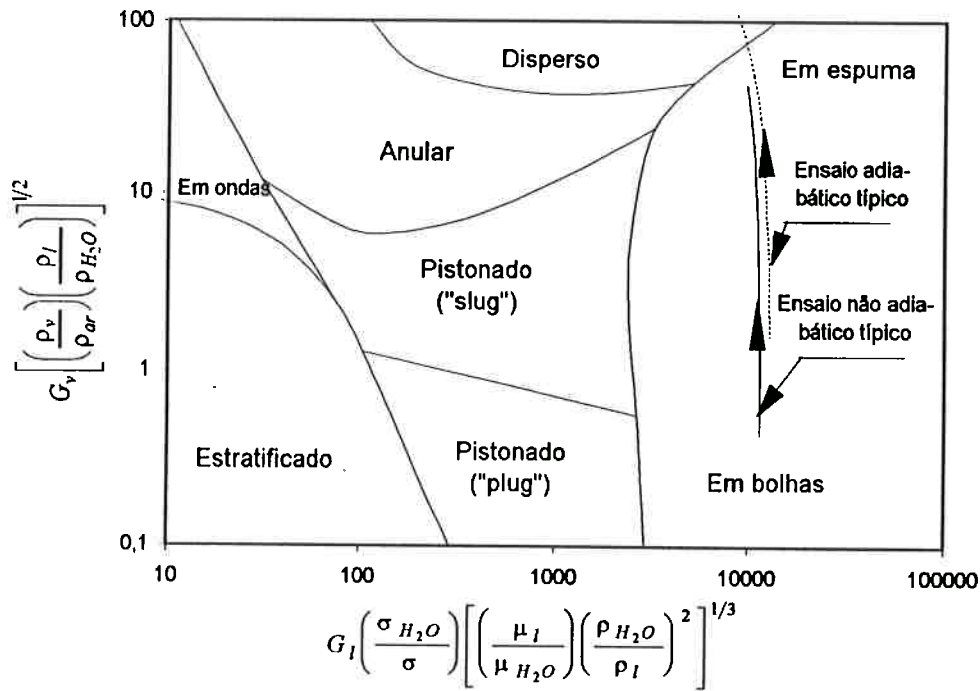


Figura 4.2. Mapa para escoamento bifásico horizontal com indicação do processo percorrido pelo fluido no tubo capilar em dois ensaios experimentais típicos realizados na unidade laboratorial implementada na USP.

O tratamento usual para cálculo do fator de atrito é admitir uma viscosidade média de mistura, em conjunto com uma equação tradicional para cálculo do fator de atrito do escoamento monofásico, como, por exemplo, a equação de Blasius ou de Colebrook. Existem vários modelos para cálculo da viscosidade média de mistura,  $\mu$ , entre os quais pode-se citar:

- Modelo de McAdams (Apud Collier, 1981):

$$\frac{1}{\mu} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \tag{4.1}$$

- Modelo de Cicchitti et al. (Apud Collier, 1981):

$$\mu = x\mu_v + (1-x)\mu_l \tag{4.2}$$

- Modelo de Dukler et al. (Apud Collier, 1981):

$$\mu = \frac{[xv_v\mu_v + (1-x)v_l\mu_l]}{v} \tag{4.3}$$

- Owens (Apud Escanes, 1985):

$$\mu = \mu_l \quad (4.4)$$

- Lin et al. (1991):

$$\mu = \frac{\mu_l \mu_v}{\mu_v + x^{1,4} (\mu_l + \mu_v)} \quad (4.5)$$

As equações de McAdams, Cicchitti e Dukler satisfazem as condições limites de viscosidade para  $x=0$  ( $\mu=\mu_l$ ) e  $x=1$  ( $\mu=\mu_v$ ). As demais satisfazem apenas a condição limite para  $x=0$ . Como no escoamento de tubos capilares, o título não atinge valores muito altos<sup>1</sup>, isto não representa uma dificuldade.

A figura 4.3 apresenta uma comparação entre as viscosidades ao longo do tubo capilar ensaiado na unidade experimental implementada, calculadas com os vários modelos apresentados. Os valores apresentados referem-se a uma condição específica de operação, com tubo capilar adiabático. Pode-se observar nessa figura que os modelos de Dukler e McAdams fornecem valores semelhantes de viscosidade de mistura e o modelo de Lin, valores até 50 % maiores. Os modelos de Cicchitti e Owens fornecem valores de viscosidade que são ainda mais distantes do que os de Dukler e McAdams.

A figura 4.4 repete a comparação, agora com tubo capilar não adiabático. Em um trecho considerável do escoamento bifásico, onde o título é pequeno, as viscosidades calculadas através de todos os modelos apresentados apresentam pequenas diferenças entre si. Apenas no trecho final as diferenças aumentam. De qualquer forma, os modelos de Dukler, McAdams e Lin continuam sendo aqueles que mais concordam entre si, principalmente o de Dukler com o de McAdams.

A influência da viscosidade de mistura sobre o fator de atrito do escoamento bifásico pode ser também analisada. Considerando, por simplicidade, a expressão do fator de atrito para o escoamento hidraulicamente liso, tem-se:

<sup>1</sup>Nos ensaios realizados na unidade experimental implementada, o valor máximo de título alcançado para tubo capilar adiabático foi de 0,369, enquanto que no caso não adiabático, foi de 0,116.



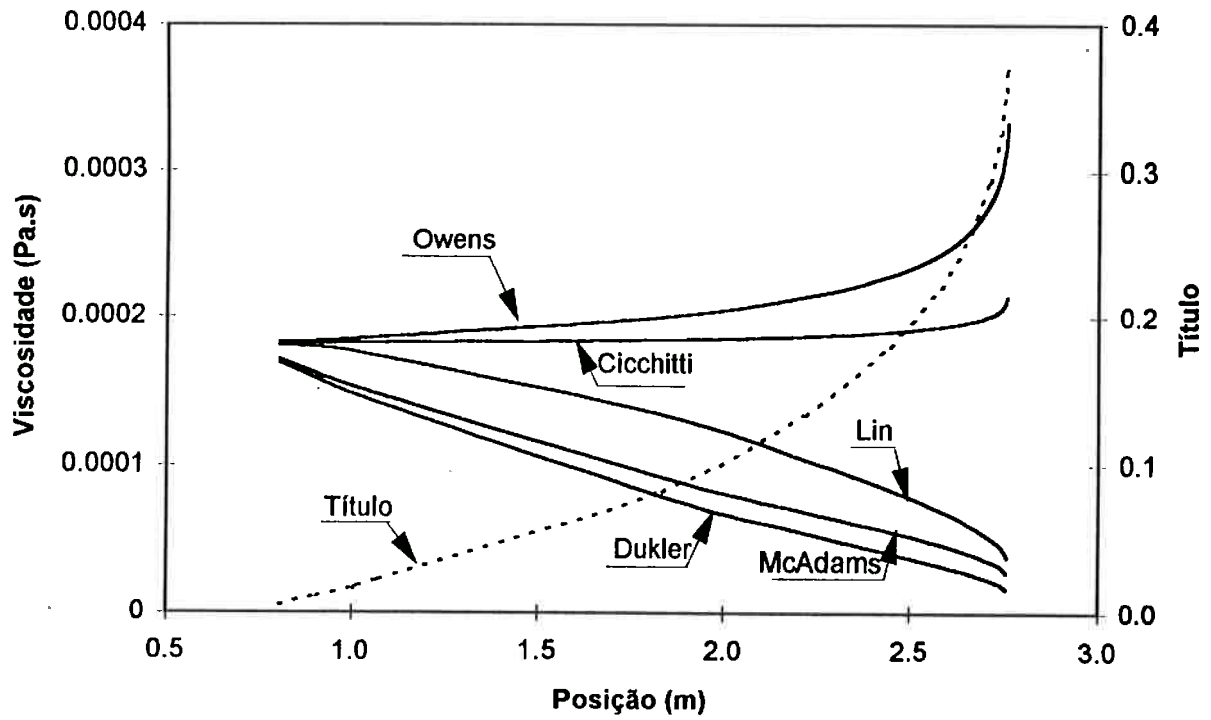


Figura 4.3. Viscosidade de mistura bifásica ao longo de tubo capilar adiabático calculada através de vários modelos para  $T_{cond} = 40\text{ °C}$  e  $\Delta T_{sub} = 3\text{ °C}$ .

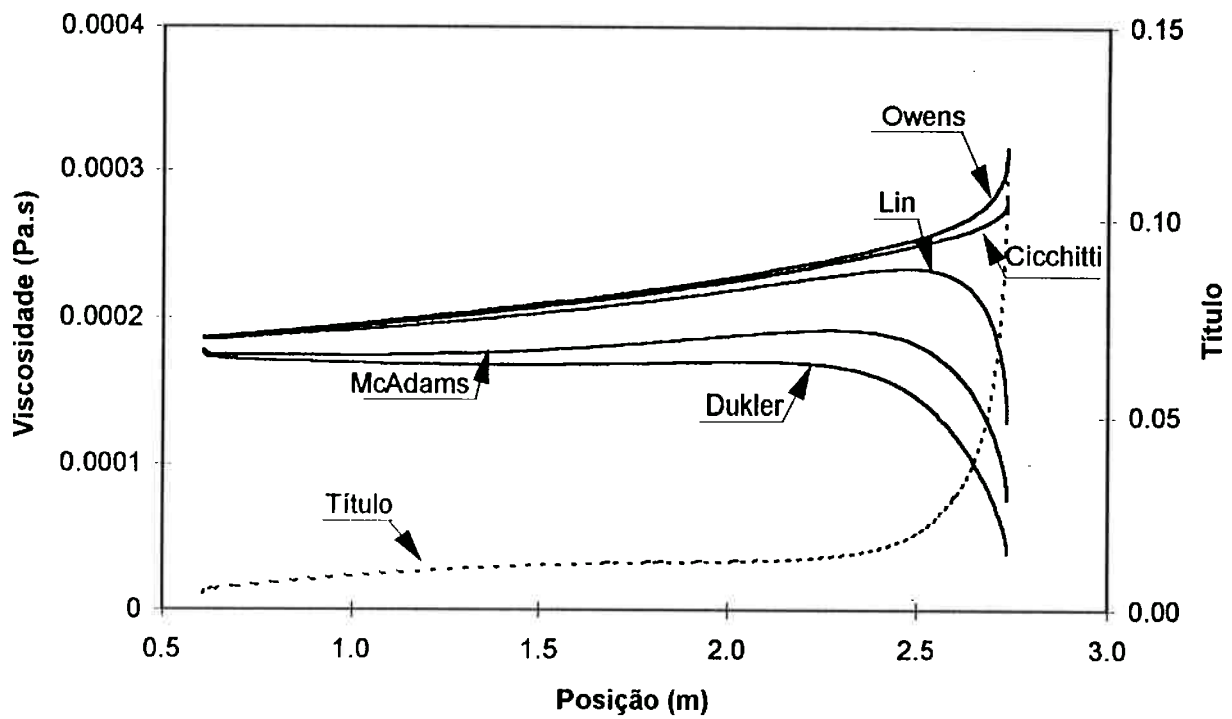


Figura 4.4. Viscosidade de mistura bifásica ao longo de tubo capilar não adiabático calculada através de vários modelos para  $T_{cond} = 40\text{ °C}$  e  $\Delta T_{sub} = 3\text{ °C}$ .

$$f \propto Re^{-0,25} \quad (4.6)$$

$$Re \propto \mu^{-1} \quad (4.7)$$

Portanto:

$$f \propto \mu^{0,25} \quad (4.8)$$

Em virtude da equação 4.8, pode-se verificar que uma alteração, por exemplo, de 50 % na viscosidade de mistura provoca uma alteração de apenas 10 % no fator de atrito.

No modelo homogêneo, a entalpia específica e o volume específico da mistura são assim calculados:

$$h = h_l(1 - x) + h_v x \quad (4.9)$$

$$v = v_l(1 - x) + v_v x \quad (4.10)$$

### *Modelo de Escoamento com Fases Separadas*

Neste modelo admite-se as fases escoando separadamente, mas não são feitas considerações sobre a geometria que cada uma delas desenvolve ao longo do escoamento. Usualmente são consideradas velocidades uniformes na seção transversal, e não necessariamente iguais, para cada uma das fases. O equilíbrio termodinâmico é admitido. No cálculo da perda de pressão por atrito viscoso, o conceito de multiplicadores bifásicos ( $\phi^2$ ) é utilizado. Os multiplicadores bifásicos, assim como a fração de vazio,  $\alpha$ , são relacionados empiricamente com as variáveis independentes do problema.

Um dos multiplicadores bifásicos utilizados é aquele que relaciona a perda real de pressão por atrito viscoso, com a perda de pressão que seria obtida caso todo o escoamento ocorresse em fase líquida:

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(dp/dz)_{visc,real}}{(dp/dz)_{visc,lo}} \quad (4.11)$$

Ou simplesmente,

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(dp/dz)}{(dp/dz)_{lo}} \quad (4.12)$$

Uma forma alternativa de representar o multiplicador bifásico, é relacionar a perda real de pressão com aquela que seria obtida caso somente a fase líquida escoasse, ocupando toda a seção transversal do tubo:

$$\phi_l^2 = \frac{(dp/dz)}{(dp/dz)_l} \quad (4.13)$$

O primeiro trabalho a relacionar os multiplicadores bifásicos e a fração de vazio com as variáveis independentes do modelo é devido a Lochart e Martinelli (1949). A variável independente escolhida na análise do problema foi o parâmetro  $X$  de Martinelli, definido como a relação entre a perda de pressão caso houvesse só escoamento de líquido e a perda de pressão só com escoamento de vapor:

$$X^2 = \frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_v} = \frac{\phi_v^2}{\phi_l^2} \quad (4.14)$$

Os resultados experimentais de Lochart e Martinelli podem ser representados através das seguintes equações:

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (4.15)$$

$$\phi_v^2 = 1 + CX + X^2 \quad (4.16)$$

O valor de  $C$  depende do regime de escoamento de cada uma das fases, conforme apresentado na tabela 4.1.

A equação para a fração de vazio,  $\alpha$ , é:

$$1 - \alpha = X(X^2 + 20X + 1)^{-1/2} \quad (4.17)$$

**Tabela 4.1.** Valor de  $C$  dos resultados de Lochart-Martinelli, em função do regime de escoamento de cada uma das fases.

Regime de escoamento para o líquido	Regime de escoamento para o gás	C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

onde  $X=X_{tt}$ , parâmetro de Martinelli para o caso de escoamento turbulento em ambas as fases, o qual pode ser relacionado com as variáveis do problema através da expressão:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (4.18)$$

Embora apresentados como se fossem destinados a qualquer tipo de escoamento bifásico, os resultados de Lochart e Martinelli são mais adequados para escoamentos adiabáticos a pressões próximas da atmosférica, com misturas ar-líquido.

O trabalho de Martinelli e Nelson (Apud Collier, 1981), desenvolvido posteriormente, apresenta curvas que relacionam o multiplicador bifásico  $\phi_{to}^2$  e a fração de vazio com o título para misturas água-vapor, em vários níveis de pressões. Thom (Apud Collier, 1981), desenvolveu um trabalho semelhante ao de Martinelli e Nelson e, baseado em um conjunto bastante amplo de levantamentos experimentais, publicou resultados mais acurados para misturas água-vapor.

Nenhum dos trabalhos anteriores considera o efeito do fluxo mássico sobre os resultados. Os trabalhos de Baroczy e de Chisholm (Apud Collier, 1981) completaram essa lacuna.

### **Utilização do modelo homogêneo**

A utilização do modelo homogêneo facilita bastante o desenvolvimento das equações que governam o problema, mas sua aplicação é adequada apenas para determinadas condições de escoamento bifásico.

Segundo Whalley (1987), o modelo homogêneo permite obter bons resultados no cálculo das componentes viscosa e gravitacional da variação de pressão para  $G > 2.000$  kg/s.m<sup>2</sup>. A figura 4.5 apresenta uma comparação dos multiplicadores bifásicos, calculados segundo vários modelos, com os valores experimentais para mistura água-vapor a 30 bar. Pode-se observar que, para fluxo mássico de 5000 kg/s.m<sup>2</sup>, o modelo homogêneo oferece resultados muito precisos com frações mássicas de vapor de até 0,2.

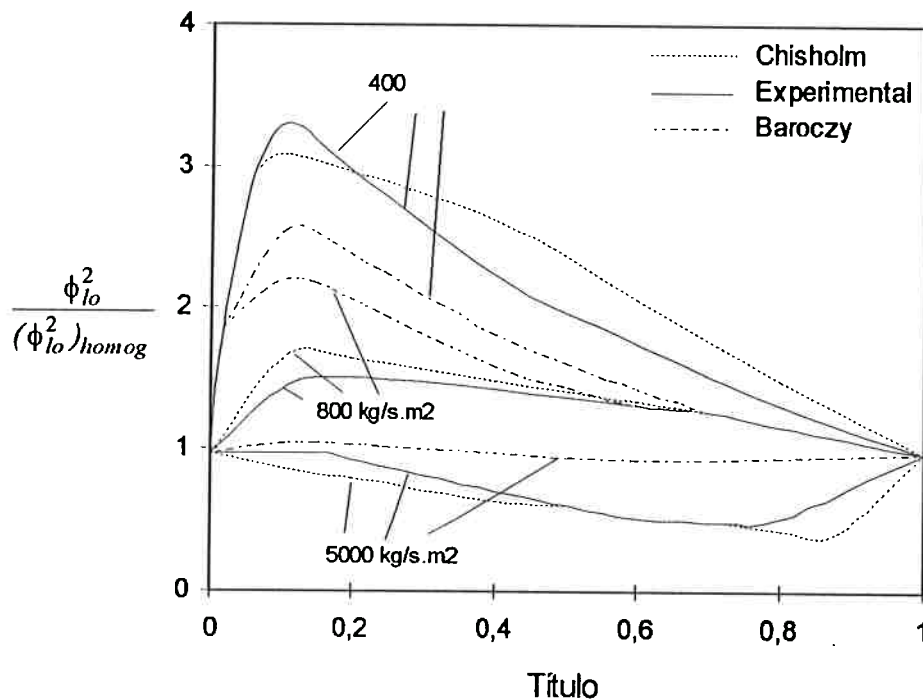


Figura 4.5. Influência do modelo de cálculo sobre o multiplicador bifásico (Apud Collier, 1981).

Peixoto (1994) analisou o efeito do deslizamento entre fases para o escoamento através de tubos capilares. Tratando a razão de deslizamento ( $K=V_g/V_l$ ) como um parâmetro imposto externamente ao modelo, observou que as melhores concordâncias entre os resultados experimentais com os numéricos são obtidas para valores de  $K$  iguais a 1. Comparando as vazões numéricas obtidas com  $K=1$  e  $K=1,8$ , a máxima diferença foi de cerca de 10 %.

#### 4.1.3. FATOR DE ATRITO

A equação da quantidade de movimento do escoamento através do tubo capilar mostra a dependência entre a vazão mássica e o fator de atrito. Para escoamento de líquido, toda a perda de pressão decorre do atrito viscoso, e a referida equação pode ser escrita:

$$\frac{dP_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2D_{tc,i}} \quad (4.19)$$

Para a região de escoamento bifásico, a diminuição de pressão tem duas componentes, uma correspondente ao atrito viscoso e, a outra, devido à aceleração do fluido:

$$\frac{dP_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2D_{tc,i}} - G_{tc}^2 \frac{dv_{tc}}{dz} \quad (4.20)$$

As figuras 4.6 e 4.7 apresentam o gradiente de pressão, a relação entre o termo de atrito viscoso e o termo de aceleração do gradiente de pressão, o fator de atrito de Darcy e o número de Reynolds ao longo do tubo capilar adiabático, para o escoamento considerado na figura 4.3 anterior. As figuras 4.8 e 4.9 apresentam as curvas equivalentes para o tubo capilar não adiabático considerado na figura 4.4 anterior. Observando essas figuras, pode-se notar que o termo viscoso de diminuição de pressão é preponderante na maior parte da extensão do tubo capilar, havendo uma grande participação do termo de aceleração apenas na região final. Isto ocorre principalmente no tubo capilar não adiabático. O aumento do termo de aceleração é o responsável pela grande intensificação do gradiente de pressão verificado na região final do tubo capilar. Em relação ao fator de atrito, no tubo capilar adiabático o valor é de cerca de 0,03 na região só com líquido, diminuindo na região de escoamento bifásico, até atingir um valor de cerca de 0,0175 na região de descarga. Para o tubo capilar não adiabático, a variação é menos intensa. O valor do fator de atrito permanece ao redor de 0,026 até a região final do tubo capilar, havendo em seguida uma queda acentuada até que seja atingido o valor de cerca de 0,018 na seção de descarga. A razão para que o valor do fator de atrito permaneça relativamente inalterado neste caso na maior parte do tubo capilar, incluindo uma região de escoamento bifásico, é que a troca de calor com a linha de sucção inibe a elevação excessiva do título, o que, por sua vez, não permite que o número de Reynolds se eleve excessivamente na região inicial.

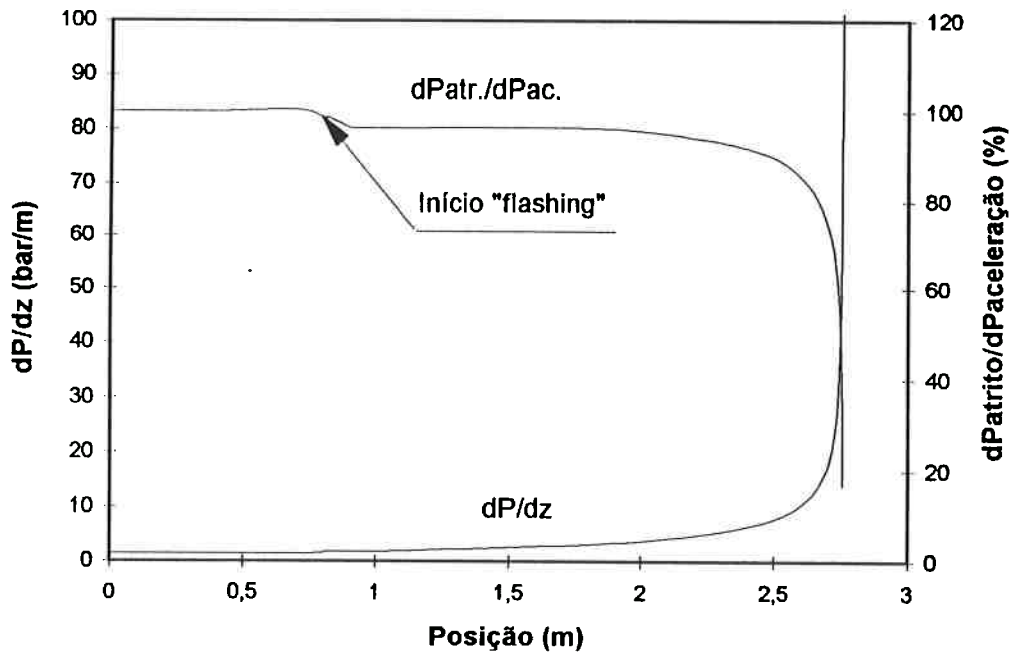


Figura 4.6. Gradiente de pressão e relação entre os termos de atrito e de aceleração ao longo de tubo capilar adiabático,  $T_{cond} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{sub} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

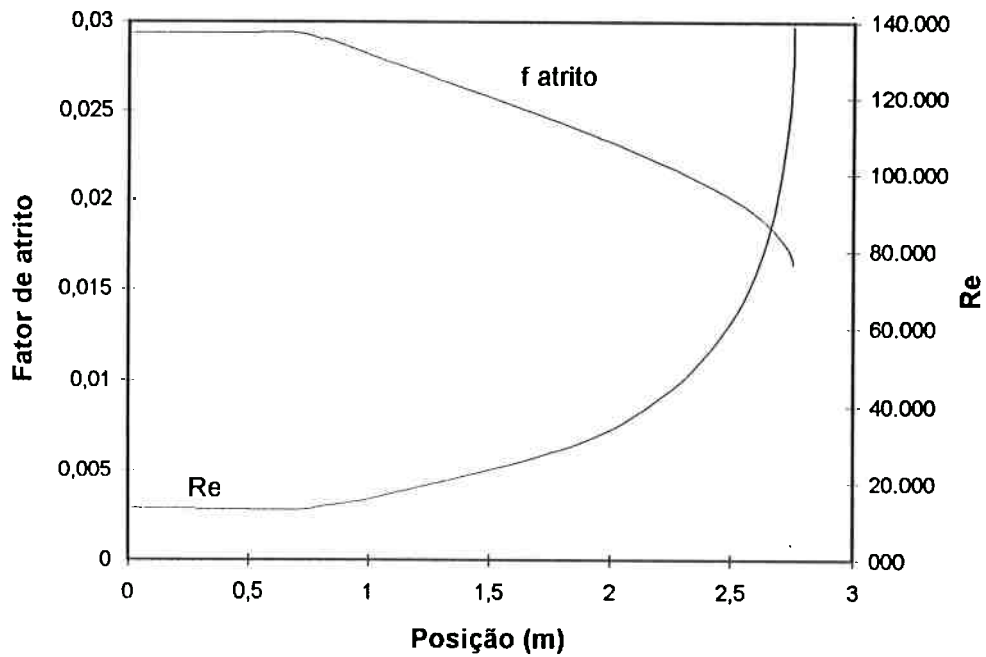


Figura 4.7. Fator de atrito e número de Reynolds da mistura ao longo de tubo capilar adiabático,  $T_{cond} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{sub} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

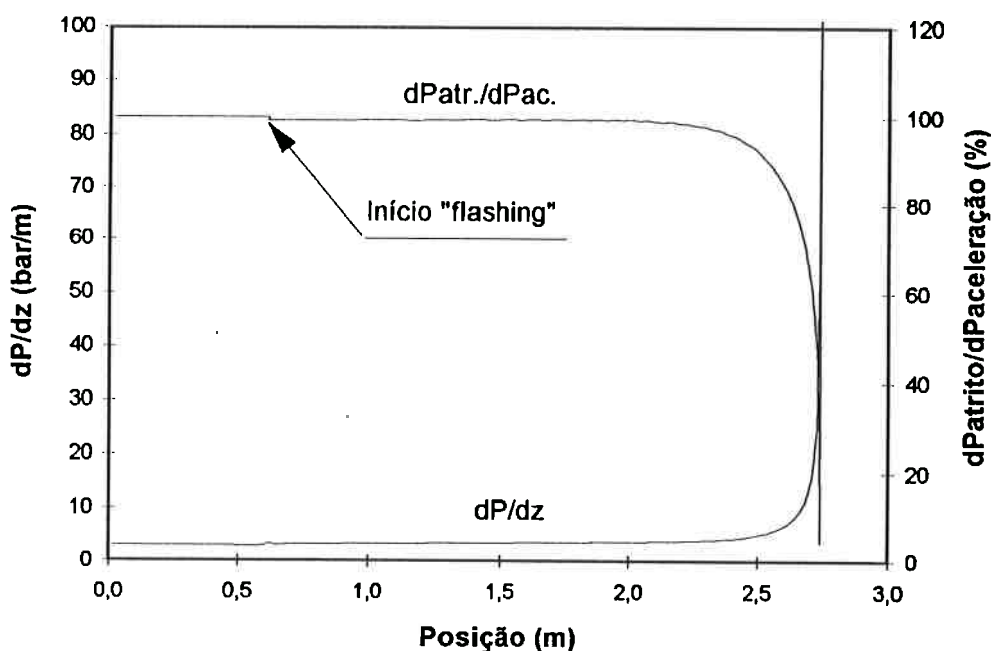


Figura 4.8. Gradiente de pressão e relação entre os termos de atrito e de aceleração ao longo de tubo capilar não adiabático,  $T_{cond} = 55\text{ °C}$ ,  $\Delta T_{sub} = 3\text{ °C}$ .

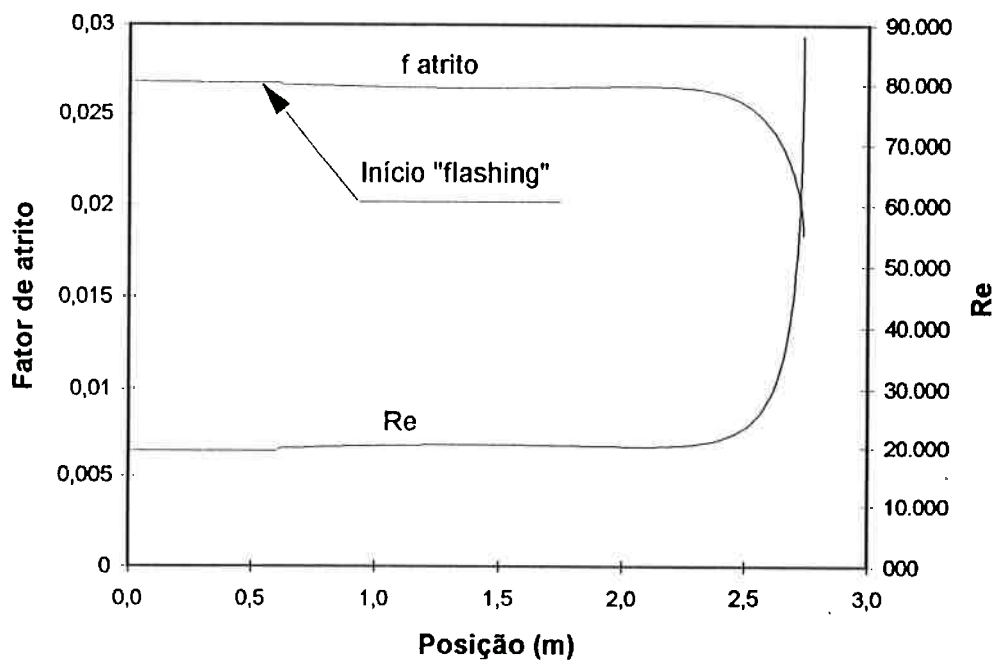


Figura 4.9. Fator de atrito e número de Reynolds da mistura ao longo de tubo capilar não adiabático,  $T_{cond} = 55\text{ °C}$ ,  $\Delta T_{sub} = 3\text{ °C}$ .



Um estudo interessante é o de avaliação de sensibilidade da vazão mássica numérica com o fator de atrito. Para tanto são consideradas individualmente as seguintes modificações no fator de atrito:

- O fator de atrito na região só com líquido é multiplicado por 1,2.
- O fator de atrito na região de escoamento bifásico é multiplicado por 1,2.
- O fator de atrito ao longo de todo o tubo capilar é multiplicado por 1,2.
- O fator de atrito é calculado com a viscosidade respectivamente de McAdams, Cicchitti, Owens e Lin.

A condição de referência é aquela em que o fator de atrito para escoamento hidraulicamente liso e viscosidade de mistura de Dukler. O estudo de sensibilidade é realizado para oito condições de operação:  $T_{cond}$  de 40 e 50 °C e  $\Delta T_{sub}$  de 3 e 12 °C, para tubo capilar adiabático e não adiabático, respectivamente. Os resultados são apresentados nos gráficos das figuras 4.10 e 4.11.

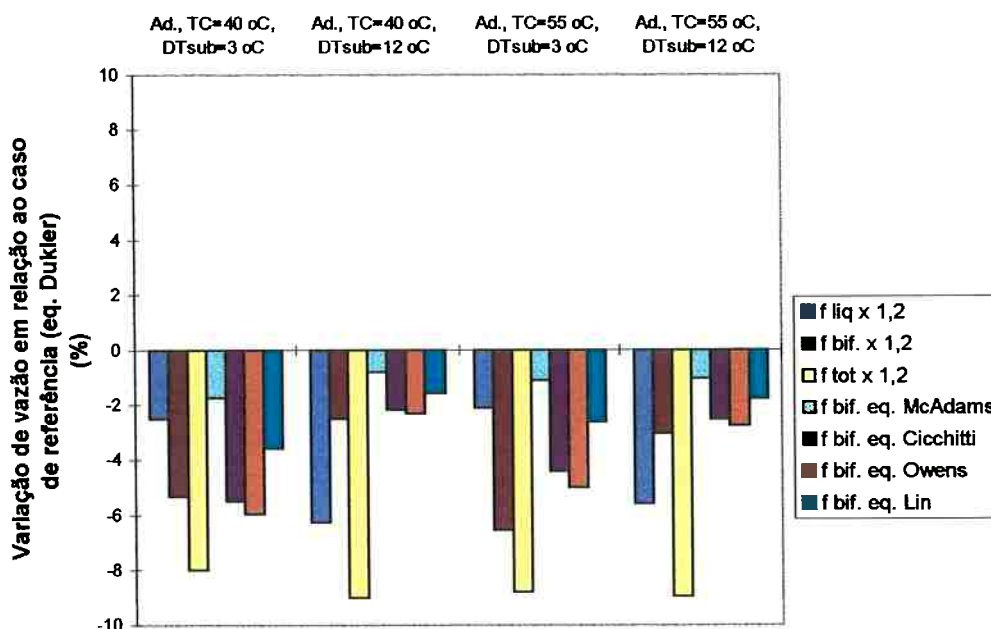
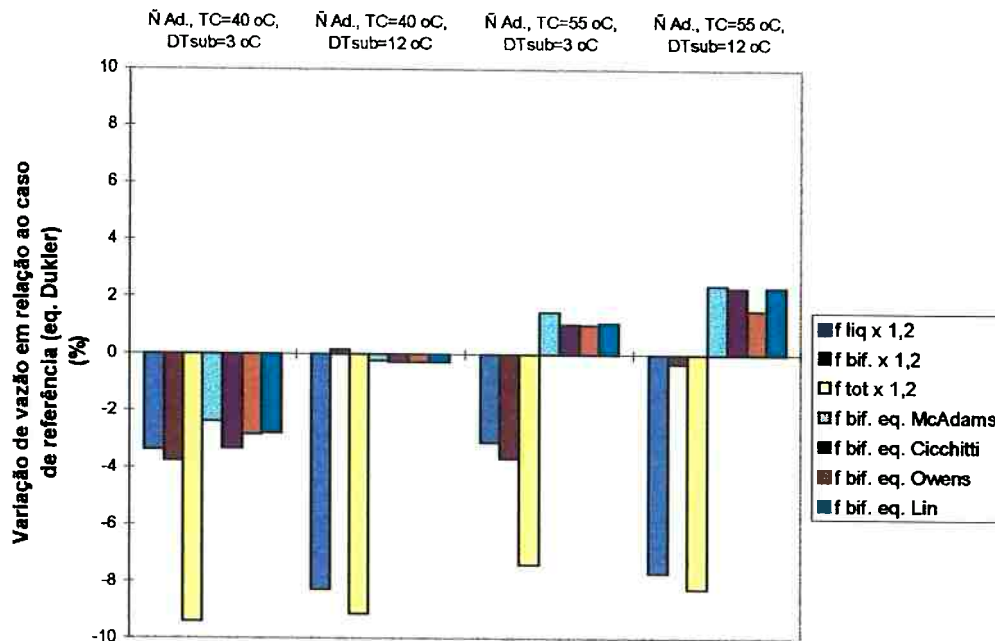


Figura 4.10. Influência do fator de atrito sobre a vazão mássica numérica para tubo capilar adiabático.



**Figura 4.11.** Influência do fator de atrito sobre a vazão mássica numérica para tubo capilar não adiabático.

Algumas conclusões importantes podem ser tiradas dos gráficos anteriores:

- Para tubo capilar adiabático, os resultados são pouco sensíveis à mudança da temperatura de condensação. No caso de tubo capilar não adiabático essa afirmação é válida apenas para os casos em que se multiplica  $f$  por um fator constante. Quando a equação da viscosidade de mistura é alterada,  $T_{cond}$  tem uma influência mais acentuada nessa sensibilidade, podendo ocorrer, inclusive, que o sentido de variação da vazão mássica seja alterado.
- Nos dois tipos de tubo capilar, a influência de multiplicar-se o fator de atrito da região só com líquido por 1,2 é mais intensa para maiores graus de subresfriamento, fato evidente, pois nesse caso o trecho de líquido é mais longo. De forma análoga, a influência da alteração de  $f$  apenas na região de escoamento bifásico é mais acentuada para menores graus de subresfriamento.
- A multiplicação de  $f$  por 1,2 na região bifásica influencia menos a vazão do tubo capilar não adiabático do que a do adiabático. Não há aqui uma explicação evidente para esse comportamento e o resultado deve ser aceito, por enquanto, como uma constatação numérica dessa influência.

- O tipo de equação utilizada no cálculo da viscosidade de mistura, em geral influencia pouco a vazão mássica, principalmente no caso de tubos capilares não adiabáticos. As indicações de literatura sugerem que as equações de Dukler e de Lin são provavelmente as mais adequadas para escoamento através de tubos capilares.
- A influência da multiplicação de  $f$  por 1,2 ao longo de todo o tubo capilar é praticamente a mesma para os dois tipos de tubo capilar. A dependência entre a vazão mássica e o fator de atrito pode ser aproximadamente representada por:

$$\dot{m} \propto \frac{1}{\sqrt{f}} \quad (4.21)$$

Esta dependência seria exata caso houvesse escoamento só de líquido ao longo de todo o tubo capilar. Como existe um trecho com escoamento bifásico, em que há compressibilidade, a referida relação é apenas aproximada. No presente estudo, na situação em que  $f$  foi multiplicado por 1,2 ao longo de todo o tubo capilar, a equação 4.21 prevê um decréscimo de 8,7 % em  $\dot{m}$ , valor muito próximo daqueles obtidos na simulação numérica, indicando que a referida equação se aplica suficientemente bem, mesmo para o caso em que existe escoamento bifásico.

- Os estudos considerando alteração de  $f$  no trecho de líquido são meros exercícios exploratórios, visto que esse parâmetro pode ser muito bem determinado nessa região. O mesmo não pode ser dito para o trecho de escoamento bifásico, pois sua investigação experimental é difícil, e os modelos existentes não são absolutamente consagrados. Os resultados apresentados, contudo, muito embora circunscritos a um conjunto limitado de casos, sugerem que mesmo uma incerteza moderada de  $f$  na região de escoamento bifásico tem uma influência bastante limitada no cálculo de vazão mássica através do tubo capilar.
- Muito embora as conclusões estabelecidas no parágrafo anterior possam contribuir para a convicção de que os erros decorrentes da escolha do modelo homogêneo para representação do escoamento não sejam muito elevados, deve-se observar que o escoamento é governado também pela parcela de aceleração do escoamento, cuja influência não foi analisada isoladamente nesse item. Ou seja, em que pese o tipo de modelo de escoamento possa ter

uma influência pequena na parcela de perda de pressão por atrito viscoso, a influência sobre o termo de aceleração deve ser aprofundada<sup>1</sup>.

#### 4.1.4. ESCOAMENTO CRÍTICO

No assunto de escoamento compressível, um tópico de grande importância é o da blocagem do escoamento. Quando um fluido escoar e é acelerado através de um bocal convergente (seção transversal variável com área continuamente decrescente), ideal (inexistência de atrito viscoso, ou seja, escoamento isoentrópico), se a pressão do reservatório de jusante é continuamente diminuída, a vazão resultante de gás cresce até um limite, que não pode ser ultrapassado. Nessas condições, diz-se que o escoamento está bloqueado, ou que condições críticas de escoamento foram atingidas, e, na seção de saída, a velocidade de escoamento do gás corresponde à velocidade do som. Subseqüentes diminuições de pressão no reservatório de jusante não produzem aumento de vazão, e a pressão na seção de saída do bocal permanece inalterada. A descontinuidade de pressão entre a seção de saída do bocal e o reservatório de descarga ocasiona o aparecimento de ondas de choque externas ao bocal. Se o bocal convergente ideal é substituído por um duto de seção transversal constante, e o atrito viscoso é considerado, o escoamento isoentrópico deixa de existir, surgindo o denominado escoamento de Fanno. Neste caso, a aceleração do fluido, e o efeito de compressibilidade, ocorre devido à variação de densidade com a variação de pressão decorrente do atrito viscoso. A questão de blocagem do escoamento ocorre de forma análoga ao do escoamento isoentrópico. O escoamento de um fluido refrigerante através do tubo capilar adiabático é do tipo de Fanno e o problema da blocagem deve ser considerado. A possibilidade de troca de calor do fluido no tubo capilar com o fluido na linha de sucção, no caso de tubo capilar não adiabático, torna imprópria a designação *escoamento de Fanno* (na realidade o escoamento é uma combinação do escoamento de Fanno com o de Rayleigh) mas o fenômeno físico é o mesmo em sua essência.

A velocidade do som (velocidade crítica) e o fluxo mássico crítico em um fluido homogêneo podem ser calculadas através da expressão:

---

<sup>1</sup> Deve ser observado que a influência da razão de deslizamento sobre a vazão mássica numérica, citada anteriormente, considera, de certa forma, a referida questão da aceleração.

$$V_{crit} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} \quad (4.22)$$

$$G_{crit} = \sqrt{-\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s} \quad (4.23)$$

No escoamento bifásico, a heterogeneidade do meio através do qual a onda mecânica se propaga dificulta o equacionamento do problema. Não há até o momento uma teoria plenamente consolidada, pelo menos ao nível do que existe para o caso de um meio homogêneo. Pate (1982), por exemplo, cita que a velocidade crítica pode ser calculada através de vários modelos que se agrupam nas categorias de *Modelos de Equilíbrio Homogêneo*, *Modelos Homogêneos "Congelados"*, e *Modelos Não Homogêneos*. Eles não serão aqui discutidos, principalmente porque o modelo para a velocidade crítica é uma decorrência natural do modelo de escoamento bifásico utilizado no estudo do problema. Na integração das equações que governam o escoamento, a serem apresentadas na seqüência deste capítulo, a condição de escoamento crítico aparece naturalmente, ocorrendo no ponto em que  $(dP/dz) \rightarrow \infty$  (é possível demonstrar que, nesta condição, o fluxo mássico crítico satisfaz a expressão 4.23). Ou seja, é desnecessário, e mesmo indevido, escolher um modelo para  $V_{crit}$ , desenvolver a expressão 4.22, e verificar em cada passo de integração se  $V \geq V_{crit}$ .

As figuras 4.12 e 4.13 apresentam a velocidade crítica para o R 12 em função da temperatura de saturação, para as condições de líquido saturado, vapor saturado seco e mistura bifásica com vários títulos. No caso da mistura bifásica, a expressão 4.22 foi utilizada admitindo o modelo de equilíbrio homogêneo isoentrópico (Pate, 1982). Os parâmetros críticos foram assim calculados:

$$G_{crit} = \left\{ \frac{-1}{\left(\frac{dv_l}{dP}\right) - \left(\frac{v_{lv}}{s_{lv}}\right)\left(\frac{ds_l}{dP}\right) + x \left[ \left(\frac{dv_{lv}}{dP}\right) - \left(\frac{v_{lv}}{s_{lv}}\right)\left(\frac{ds_{lv}}{dP}\right) \right]} \right\}^{1/2} \quad (4.24)$$

$$V_{crit} = v G_{crit} \quad (4.25)$$

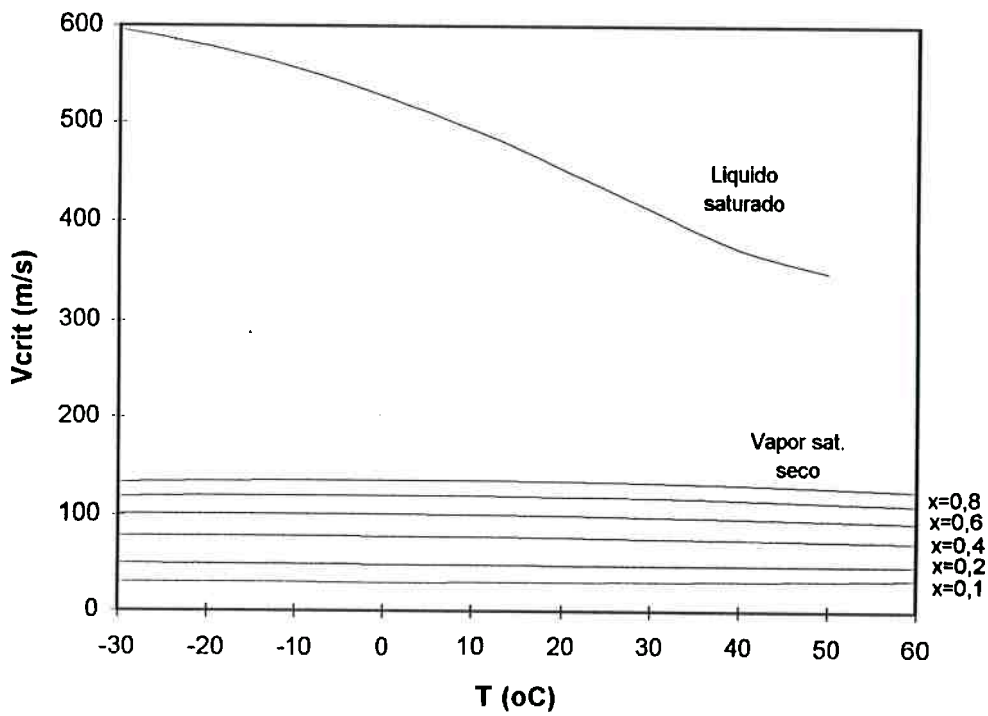


Figura 4.12. Velocidade crítica do líquido saturado, do vapor saturado seco e do vapor saturado úmido para vários títulos (R 12).

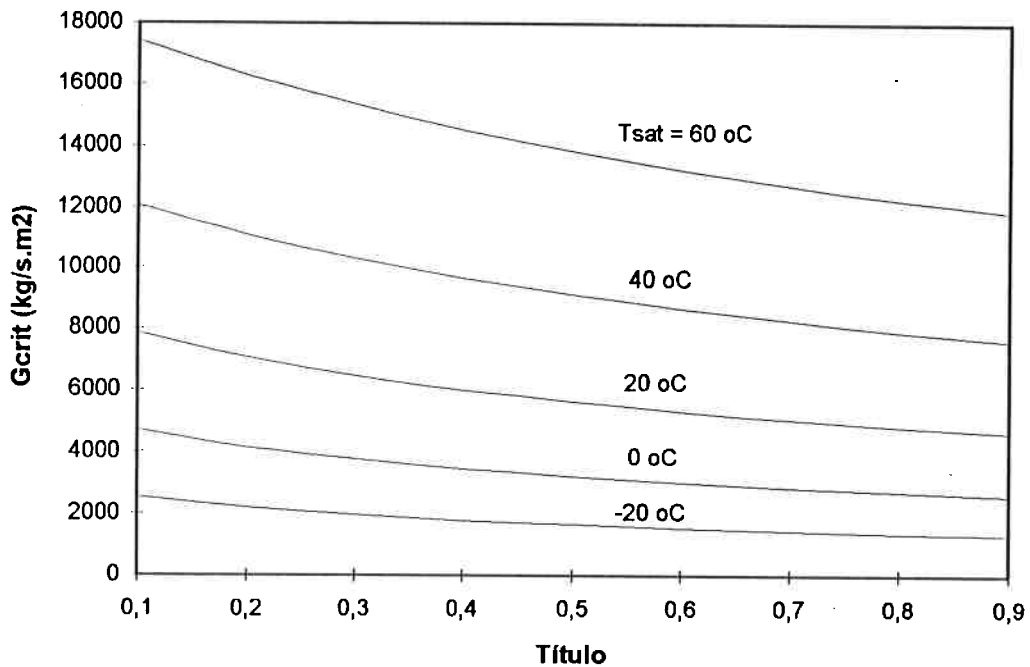


Figura 4.13. Fluxo mássico crítico do vapor saturado seco e do vapor saturado úmido para vários títulos, R 12.

Pode-se observar nos referidos gráficos que a velocidade crítica apresenta uma discontinuidade na condição de líquido saturado, ou seja, a velocidade crítica do líquido é muito maior do que a velocidade crítica da mistura bifásica para  $titulo \rightarrow 0$ . Esse fato torna possível que o tubo capilar tenha escoamento bloqueado mesmo havendo só líquido ao longo de todo o seu comprimento. Nessas condições, na seção de saída do tubo capilar o fluido se encontra na condição de mistura bifásica com  $titulo \rightarrow 0$ . Cooper et al. (1957) estudaram tal fenômeno, considerando-o nas curvas de desempenho que eles elaboraram para tubos capilares. As curvas de operação obtidas são do tipo daquelas apresentadas na figura 4.14, em que a vazão através do tubo capilar é relacionada com o grau de subresfriamento, para vários comprimentos, com a pressão de entrada, pressão de saída e diâmetro do tubo capilar fixados. O lugar geométrico dos pontos em que só existe líquido escoando no tubo capilar constitui a denominada *linha limite de líquido*, a qual representa a máxima vazão que pode escoar através do tubo capilar, para grau de subresfriamento variável e demais parâmetros fixados. Esta condição notável de operação não ocorre na prática normal de uso do tubo capilar pois os subresfriamentos exigidos são elevados. Não obstante, é importante prever sua existência no código computacional de simulação do escoamento pois, como o algoritmo prevê a utilização de cálculos iterativos, é possível que em algumas iterações intermediárias tal condição venha a existir. Caso o programa não tenha sido preparado para tanto, a execução dos cálculos pode ser interrompida. Isto de fato ocorreu na fase inicial de testes do programa, tornando necessário aprofundar o estudo do referido fenômeno.

A figura 4.15 apresenta a curva *vazão x pressão na saída* para o tubo capilar da seção de testes implantada na USP para uma condição particular de operação. Nessa figura pode-se perceber oscilações de vazão de pequena magnitude que ocorrem em relação a uma curva média. Tais oscilações se devem às variações de pressão na entrada do tubo capilar. Considerando a linha média, pode-se perceber que a variação de vazão é muito pequena para pressões abaixo de 100 kPa, valor ao redor do qual se realizaram os ensaios.

#### 4.1.5. ATRASO DE VAPORIZAÇÃO

O objetivo deste item é apresentar alguns conceitos que auxiliem a compreensão dos fenômenos envolvidos no processo de formação e crescimento das bolhas de vapor de fluido refrigerante no escoamento através de tubos capilares, e como eles influenciam o atraso de início de vaporização.

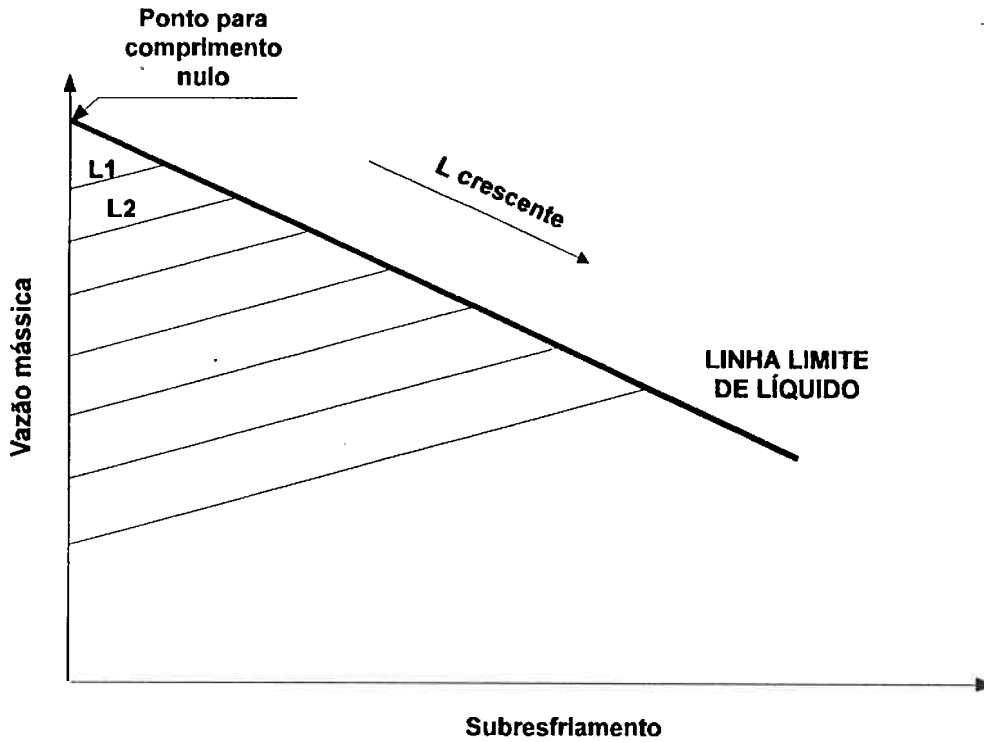


Figura 4.14. Curvas de desempenho de tubos capilares adiabáticos, para pressão de entrada, pressão de saída e diâmetro fixados, destacando a condição de máxima vazão, com escoamento só de líquido ao longo do tubo capilar.

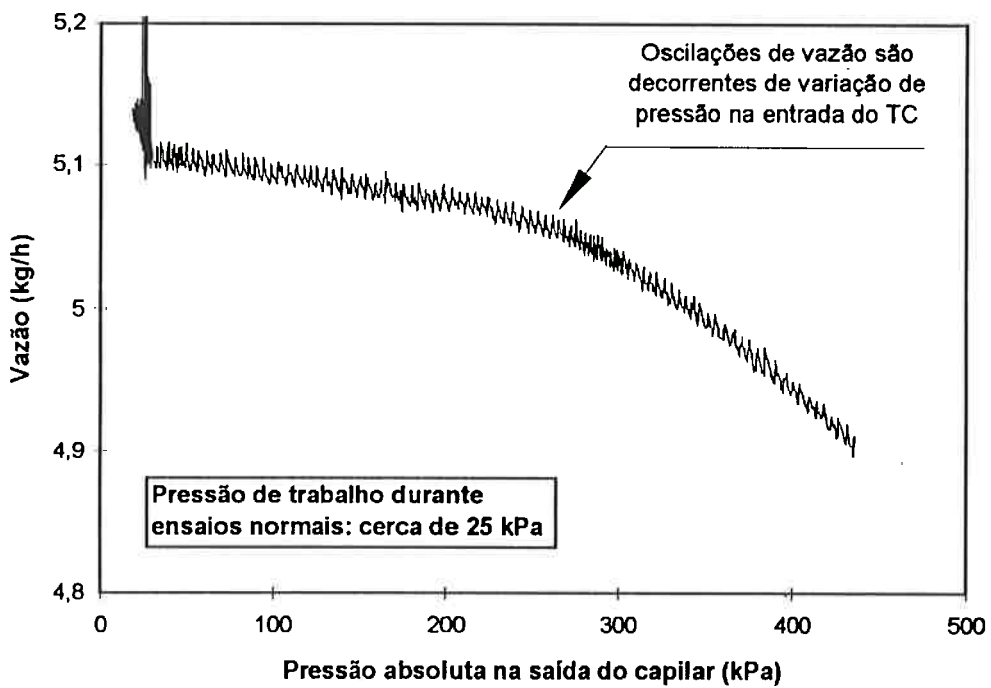


Figura 4.15. Curva experimental obtida na seção de testes de tubo capilar mostrando a relação entre vazão e pressão na saída do tubo capilar para uma condição particular de operação, em que a blocagem do tubo capilar é evidenciada.



As tabelas termodinâmicas para equilíbrio líquido-vapor usualmente apresentadas nos cursos introdutórios tradicionais de termodinâmica são válidas para equilíbrio estável e interface líquido-vapor plana. Nos processos em que a vaporização tem início com o surgimento de uma bolha de vapor cercada por líquido junto a uma parede sólida (ebulição nucleada), a dependência entre pressão e temperatura para equilíbrio estável e interface plana não pode ser mais aplicada

Há dois tipos básicos de nucleação de uma bolha de vapor: a nucleação homogênea e a heterogênea. Na primeira delas, o núcleo de vapor surge no seio do líquido, na ausência de materiais estranhos. A nucleação homogênea é difícil de ocorrer na prática, porque exige elevados superaquecimentos do líquido. A nucleação heterogênea, por outro lado, exige menores superaquecimentos do líquido. Nela o núcleo de vapor se forma, por exemplo, junto a uma parede aquecida, e é o processo que interessa ser aqui estudado, por ser ele o que ocorre na formação de vapor no escoamento através de tubos capilares.

O primeiro conceito a ser apresentado é o do equilíbrio de uma bolha de vapor esférica, cercada de líquido da mesma substância por todos os lados, conforme figura 4.16.

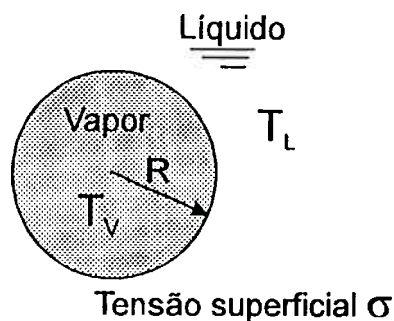


Figura 4.16. Bolha de vapor imersa em líquido.

Admitindo como hipótese o equilíbrio térmico ( $T_v = T_L$ ), as demais condições de equilíbrio da bolha são:

- Equilíbrio mecânico

$$P_v - P_L = \frac{2\sigma}{R} \quad (4.26)$$

• Equilíbrio dos potenciais químicos

$$g_v = g_L \quad (4.27)$$

Para o desenvolvimento do que se quer aqui demonstrar, são necessárias algumas relações adicionais. A relação termodinâmica:

$$dg = vdp - sdT \quad (4.28)$$

Como o equilíbrio térmico é admitido ( $dT = 0$ ), a equação 4.28 pode ser escrita:

$$g_v(P_v, T_L) - g_v(P_{sat}, T_L) = \int_{P_{sat}, T_L}^{P_v, T_L} v dp \quad (4.29)$$

onde,

$$P_{sat} = P_{sat}(T_L) \quad (4.30)$$

é a pressão de saturação na temperatura do líquido (ou seja, do sistema, pois o equilíbrio térmico é suposto), para equilíbrio estável, interface plana. A equação de Clapeyron:

$$\left( \frac{dP}{dT} \right)_{sat} = \frac{h_{lv}}{T v_{lv}} \quad (4.31)$$

Considerando as equações anteriormente apresentadas, algumas hipóteses sobre o volume específico e realizando alguns desenvolvimentos algébricos, é possível obter os seguintes resultados (Jabardo, 1988):

$$T_{sat}(P_v) - T_L(P_{sat}) = - \frac{(2\sigma/R)v_L}{h_{lv}/T_L} \quad (4.32)$$

$$T_{sat}(P_L) - T_L(P_{sat}) = - \frac{(2\sigma/R)v_v}{h_{lv}/T_L} \quad (4.33)$$

As equações 4.32 e 4.33 mostram que tanto o líquido quanto o vapor encontram-se superaquecidos em relação à condição de saturação do equilíbrio estável, interface plana. Além disso, se a temperatura do sistema está distante da temperatura crítica, o volume específico do

líquido é relativamente maior do que o volume específico do vapor, resultando que o superaquecimento do vapor é pequeno em relação ao do líquido. Graficamente, os resultados podem ser representados como na figura 4.17.

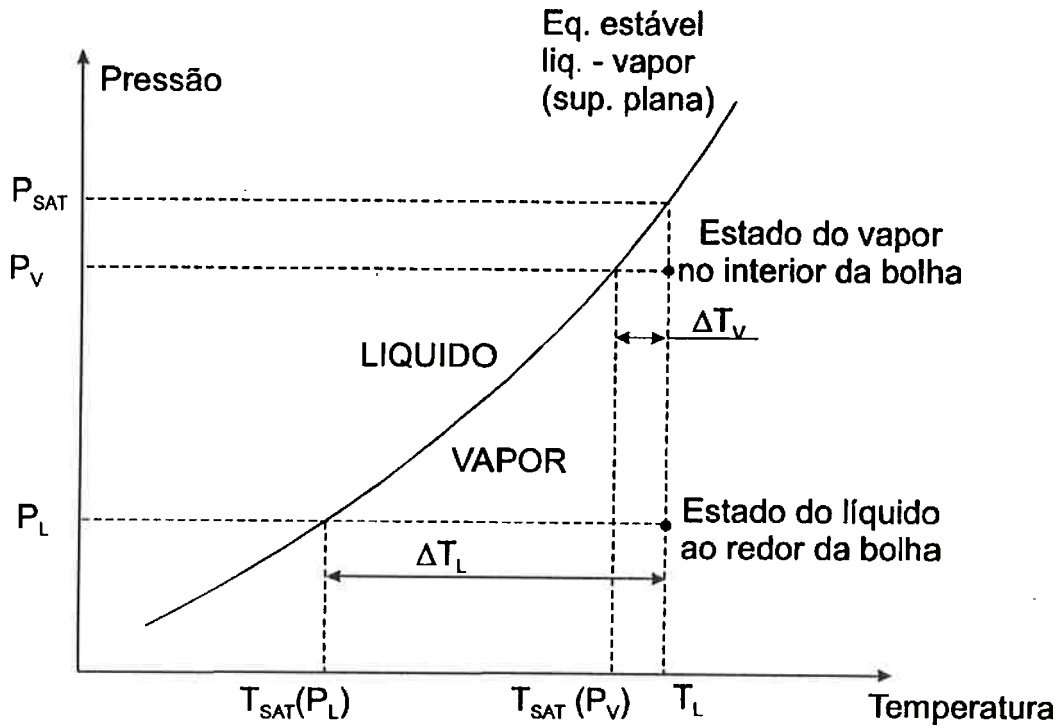
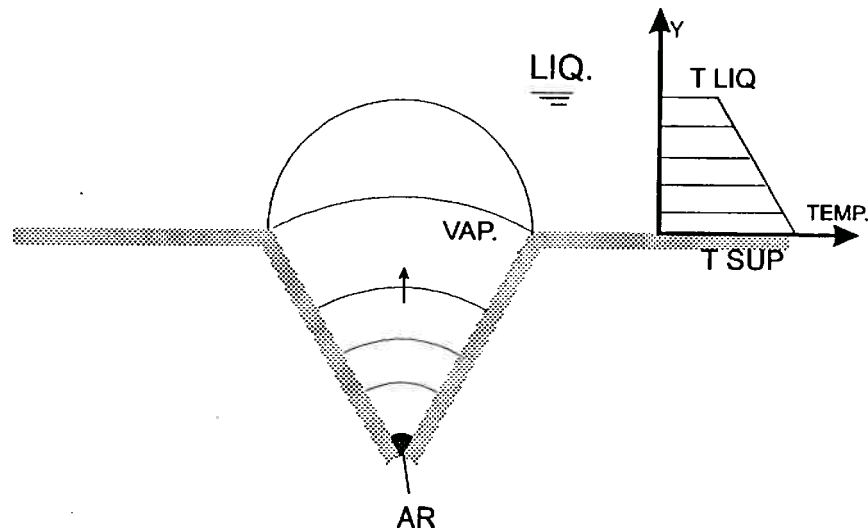


Figura 4.17. Representação do estado do vapor de uma bolha e do líquido circundante no diagrama  $P \times T$  do equilíbrio estável líquido-vapor com interface plana (Jabardo, 1988).

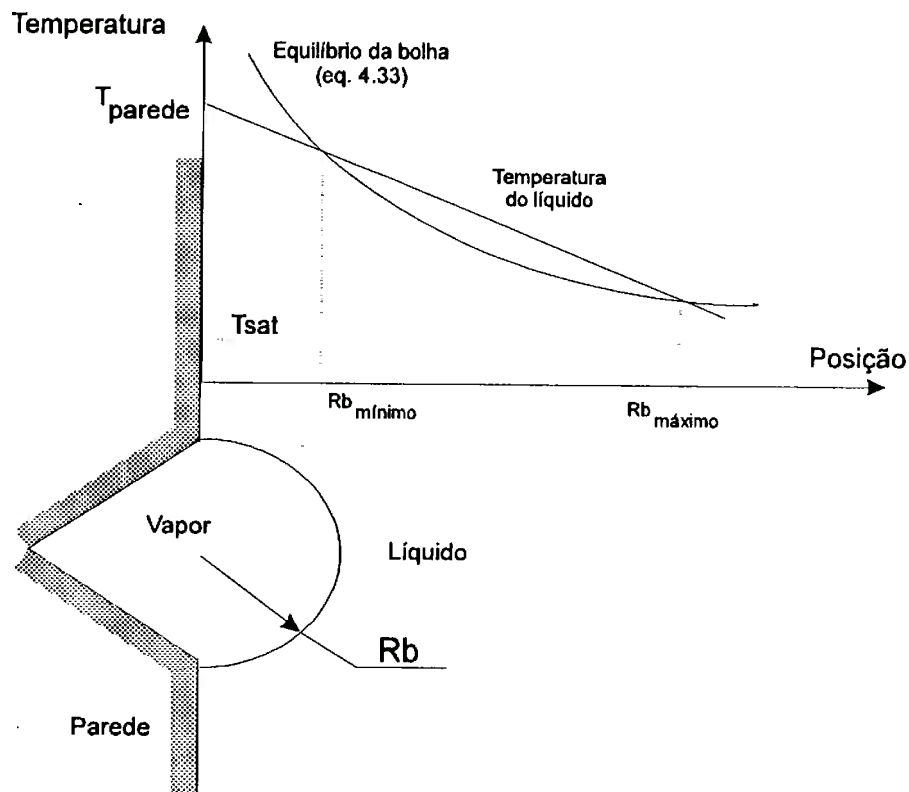
Um corolário importante dos conceitos até aqui apresentados é que, de acordo com as equações 4.32 e 4.33, deve haver um certo superaquecimento do líquido ( $T_L$ ) para que a bolha cresça. O superaquecimento requerido é tanto maior, quanto menor o raio da bolha.

Nesse momento é importante apresentar sucintamente o processo de nucleação e crescimento de uma bolha quando o líquido está em contato com uma superfície rugosa aquecida externamente. O embrião de vapor origina-se preferencialmente em cavidades e reentrâncias da superfície, em virtude da menor energia requerida (Jabardo, 1988). A figura 4.18 representa esquematicamente uma cavidade da superfície aquecida, no interior da qual existe algum tipo de impureza, ar ou vapor que ficaram enclausurados. Na referida figura, a dinâmica de crescimento da bolha de vapor é apresentada. O raio da bolha de vapor é inicialmente pequeno, vai crescendo até que a interface vapor-líquido atinge a borda da cavidade. Nesse ponto a interface se deforma, a fim de que o ângulo de contato (parâmetro característico resultante da interação líquido-vapor-superfície sólida) permaneça inalterado.



**Figura 4.18.** Exemplo da dinâmica de crescimento de uma bolha de vapor em uma cavidade ativa.

Esta mudança de formato da bolha eleva o superaquecimento exigido para subseqüentes crescimentos. Dependendo do tamanho da “boca” da cavidade e do superaquecimento (temperatura de parede) disponível é possível que a bolha cresça (Collier, 1981). Para que a bolha cresça, e depois se desprenda da superfície por forças de empuxo, o raio da cavidade tem que se encontrar dentro de uma certa faixa de valores. Isso decorre do fato de que a temperatura do fluido não é uniforme, mas decresce quando se caminha da superfície para o seio do líquido. De acordo com o modelo de Hsu (Apud Collier, 1981), o critério para que a bolha cresça é o de que a temperatura do líquido no topo da bolha supere o superaquecimento de equilíbrio previsto pela equação 4.33, que relaciona o superaquecimento com o raio de curvatura da bolha. Se o raio da cavidade, e portanto da bolha, é pequeno, o que ocorre é que, muito embora a temperatura no topo seja próximo à temperatura de parede (máxima temperatura disponível no sistema), o superaquecimento requerido pela equação 4.33 é muito alto. Por outro lado, se o raio da cavidade é grande, o topo da bolha fica muito distante da parede e não atinge a temperatura suficiente prevista pela equação 4.33. Tais condições podem ser melhor visualizadas através do gráfico da figura 4.19, em que os perfis de temperatura do líquido e da temperatura crítica para crescimento de bolha são representados, determinando a faixa de diâmetros de bolha em que é possível haver vaporização. Vale reiterar que, para manter ativa a cavidade, além das condições geométrica e de temperatura de parede



**Figura 4.19.** Perfis de temperatura do líquido nas proximidades da bolha e da temperatura de equilíbrio da bolha, que determinam a faixa de diâmetros das cavidades ativas (Jabardo, 1988)

anteriormente mencionadas, é necessário que a cavidade tenha um núcleo de vapor ou de ar em seu interior.

Os fenômenos anteriormente apresentados são aqueles que ocorrem, por exemplo, quando um fluido em repouso dentro de um recipiente é aquecido e vaporizado (“*pool boiling*”), ou nos casos em que há ebulição nucleada no escoamento no interior de um tubo aquecido. Nesses casos, é muito comum existir uma região em que há uniformidade no nível de superaquecimento do líquido, garantindo a existência de vários núcleos ativos de vapor.

No escoamento através de tubos capilares não existe aquecimento do fluido (tubos capilares adiabáticos), ou existe até mesmo resfriamento (tubos capilares não adiabáticos). Não obstante, o início de vaporização ocorre de forma semelhante à dos casos em que há aquecimento, como descrito anteriormente. Dessa forma, é evidente a necessidade de um certo superaquecimento do líquido para que o crescimento da bolha ocorra no escoamento em tubos capilares.

Existem, contudo, alguns aspectos particulares da vaporização no escoamento através de tubos capilares que merecem ser mencionados. O primeiro deles é que o superaquecimento se forma diretamente no seio do fluido. O segundo é que o nível do superaquecimento é axialmente variável ao longo do tubo capilar. Por exemplo, no tubo capilar adiabático, à montante do início de vaporização a temperatura de saturação é variável devido à diminuição de pressão e, após o aparecimento da primeira bolha, existe uma queda de temperatura porque seu crescimento ocorre às custas da diminuição da entalpia do líquido. Tais particularidades influenciam o comportamento do escoamento através do tubo capilar e serão analisadas em maior profundidade no capítulo 5, juntamente com os resultados experimentais da pesquisa.

## 4.2. MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO

### 4.2.1. HIPÓTESES

As hipóteses adotadas para o modelo matemático desenvolvido, bem como suas justificativas, quando cabíveis, são apresentadas a seguir.

- O escoamento é turbulento plenamente desenvolvido tanto no tubo capilar como na linha de sucção.

No escoamento no interior do tubo capilar o regime turbulento é justificado porque o número de Reynolds é sempre superior a cerca de 13.000. No escoamento anular através da linha de sucção, muito embora o número de Reynolds possa algumas vezes ser inferior a 10.000 (o valor mínimo atingido foi cerca de 9.000), foram realizados ensaios experimentais para avaliação do número de Nusselt na passagem anular da instalação testada, conforme visto anteriormente. Os resultados mostraram que a equação de Kays e Leung (Apud Kays & Crawford, 1980 e Rohsenow & Hartnett, 1973), estabelecida para escoamentos turbulentos com números de Reynolds acima de 10.000, pode ser extrapolada para valores tão baixos quanto 5.000.

Quanto à região de desenvolvimento dos perfis de temperatura, os resultados de Kays & Crawford (1980) mostram que a 10 diâmetros equivalentes da entrada, o número de Nusselt local é pouco superior ao número de Nusselt do escoamento desenvolvido (diferença de no máximo 7%). Para o tubo capilar, 10 diâmetros representam cerca de 8 mm e, para a linha de

sucção, cerca de 40 mm. Em face dos comprimentos desses elementos (cerca de 2,7 m e 2,1 m, respectivamente), tal hipótese é julgada aceitável.

- O processo encontra-se em condições de regime permanente.
- Na região de escoamento de líquido no tubo capilar e no escoamento na linha de sucção, o escoamento é incompressível.

Na linha de líquido, a máxima velocidade durante os testes foi de 4,7 m/s e, considerando uma velocidade sônica de 500 m/s (R 134a), resulta um número de Mach de 0,061. Na linha de sucção, a máxima velocidade durante os testes foi de 21,3 m/s, a velocidade do som no ar é de cerca de 347 m/s, resultando um número de Mach de 0,061, garantindo a incompressibilidade do escoamento. Em realidade, durante o projeto da unidade experimental, a pressão na linha de sucção foi fixada para que o efeito da compressibilidade fosse mínimo. Além disso, velocidades muito altas poderiam arrastar os termopares da linha de sucção.

- As temperaturas das paredes dos tubos nas seções transversais são uniformes.

Existe simetria axial geométrica no tubo capilar de tubos concêntricos, e o comprimento de desenvolvimento dos perfis térmicos e dinâmicos são pequenos.

- Os perfis de temperatura e de velocidade são uniformes nos escoamentos.

O escoamento foi admitido turbulento.

- O escoamento no interior do tubo capilar é rugoso.

Os ensaios experimentais evidenciaram que o escoamento é hidraulicamente rugoso no tubo capilar.

- A condução axial de calor através das paredes dos tubos é desprezível.

Pate (1982) estimou o efeito da condução axial de calor através das paredes e verificou que, na pior condição, menos do que 0,4 % da taxa total de calor trocado entre o tubo capilar e a linha de sucção é devido a esse fator.

- É admitida a possibilidade de troca de calor entre a linha de sucção e o ambiente.

Muito embora seja pequena a taxa de troca de calor entre o tubo capilar e o ambiente na instalação experimental instalada ( $UA'_{amb}$  de 0,110 W/m.°C), na instalação real em um refrigerador doméstico ela pode ser mais intensa, devendo portanto ser considerada.

- O escoamento bifásico é homogêneo.

Várias justificativas para o uso desse modelo foram apresentadas no capítulo anterior. A maioria dos trabalhos previamente existentes adota tal modelo. Além disso, como o principal objeto de estudo da presente pesquisa é o tubo capilar não adiabático de tubos concêntricos, para o qual não havia qualquer pesquisa prévia publicada na literatura aberta quando do início dos trabalhos, o modelo homogêneo foi considerado um ponto de partida importante para o estudo proposto.

- Na região de escoamento bifásico, as propriedades volume específico e entalpia específica da mistura são médias dos valores de cada uma das fases ponderadas pelas frações mássicas de cada uma delas.

Tal hipótese é na realidade um corolário da hipótese anterior.

- Existe equilíbrio termodinâmico estável entre as fases no escoamento bifásico. O atraso de vaporização deve ser considerado por meio do emprego de artifícios.

Na prática, isso não ocorre. O que se verifica é que existe um fenômeno de superaquecimento do líquido, cuja natureza é caótica. A técnica aqui consiste em admitir tal hipótese e verificar a diferença entre o resultado teórico e o experimental. Para o tubo capilar adiabático pode ser usado um artifício para a estimativa do efeito do superaquecimento do líquido no resultado numérico, conforme será visto no capítulo 5.

- Não existe variação de energia potencial ao longo do escoamento.

Os ensaios foram realizados com escoamento horizontal. Não obstante, cabe mencionar que Peixoto (1994) realizou estudo visando avaliar o efeito do termo gravitacional na variação de pressão ao longo do tubo capilar e concluiu que a influência é pequena.



- A redução de pressão na entrada do tubo capilar não é considerada.

As equações consideram o escoamento a partir da seção de entrada no interior do tubo capilar. Na comparação dos resultados numéricos com os experimentais, estes últimos são corrigidos para considerar a influência desse fator. A metodologia de correção é apresentada mais à frente neste capítulo.

- O tubo capilar e a linha de sucção são perfeitamente concêntricos no trocador de calor de tubos concêntricos.

A avaliação da falta de concentricidade entre os tubos é feita ao final do capítulo 5.

- O fluido refrigerante que escoar através do tubo capilar é puro.

A unidade experimental foi projetada visando o atendimento desta condição.

- As áreas das seções transversais de escoamento são axialmente uniformes.

#### 4.2.2. MODELO MATEMÁTICO - EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

O modelo matemático para o escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares visa obter, em última análise, os perfis de pressão e temperatura ao longo do tubo capilar:

$$P_{tc} = f(z) \quad (4.34)$$

$$T_{tc} = f(z) \quad (\text{região monofásica}) \quad (4.35)$$

ou,

$$H_{tc} = f(z) \quad (\text{região bifásica}) \quad (4.36)$$

$$T_{ls} = f(z), \quad (4.37)$$

as quais caracterizam o comportamento do tubo capilar e da linha de sucção sob o ponto de vista dos processos hidrodinâmicos e térmicos que ocorrem em seu interior.

Para a obtenção dos referidos perfis de pressão e temperatura, a modelagem matemática deve ser iniciada pela aplicação das equações de conservação (massa, energia e quantidade de movimento) ao escoamento através do tubo capilar e da linha de sucção. Tais equações serão a seguir apresentadas distintamente para a região de escoamento de líquido e de escoamento bifásico. Para o desenvolvimento das equações será utilizado o elemento de trocador de calor apresentado na figura 4.20.

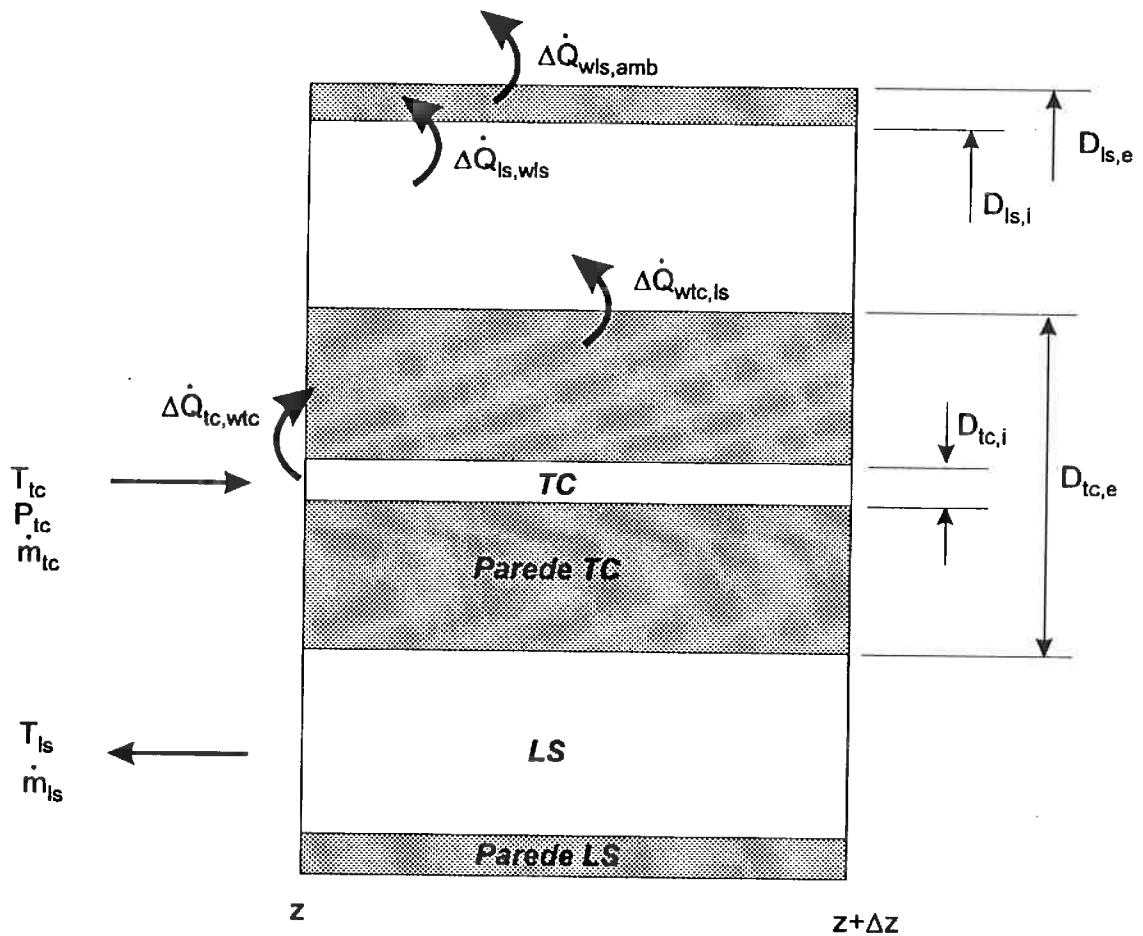


Figura 4.20. Elemento de trocador de calor tubo capilar-linha de sucção utilizado no desenvolvimento das equações diferenciais que governam o fenômeno.

### Região de Escoamento de Líquido

#### A) CONSERVAÇÃO DE MASSA PARA O ESCOAMENTO ATRAVÉS DO TUBO CAPILAR

Para o escoamento através do tubo capilar, a equação de conservação de massa é:

$$\dot{m}_{tc} = \text{constante} \quad (4.38)$$

Como o fluxo mássico é:

$$G_{tc} = \frac{\dot{m}_{tc}}{S_{tc}} \quad (4.39)$$

e como a área da seção transversal é axialmente uniforme, resulta:

$$G_{tc} = \text{constante} \quad (4.40)$$

*B) CONSERVAÇÃO DE QUANTIDADE DE MOVIMENTO PARA O ESCOAMENTO ATRAVÉS DO TUBO CAPILAR*

A equação de conservação da quantidade de movimento para o elemento discreto anteriormente apresentado é:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Forças de} \\ \text{pressão} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Forças de} \\ \text{atrito viscoso} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Forças} \\ \text{gravitacionais} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Variação de} \\ \text{quantidade de} \\ \text{movimento do VC} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Fluxo líquido} \\ \text{de quantidade} \\ \text{de movimento} \\ \text{saindo do VC} \end{array} \right\}$$

onde,

$$\sum \text{Forças de pressão} = \left( P_{tc}|_z - P_{tc}|_{z+\Delta z} \right) \frac{\pi D_{tc,i}^2}{4} \quad (4.41)$$

$$\sum \text{Forças de atrito viscoso} = \tau \pi D_{tc,i} \Delta z \quad (4.42)$$

Como o escoamento é horizontal por hipótese, não existem forças gravitacionais na direção do escoamento.

A variação de quantidade de movimento do volume de controle é nula, pois o regime é permanente. O fluxo líquido de quantidade de movimento através (saindo) da superfície de controle é:

$$\text{Fluxo de QM} = \dot{m}_{tc} \left( V_{tc}|_{z+\Delta z} - V_{tc}|_z \right) \quad (4.43)$$

Fazendo  $\Delta z$  suficientemente pequeno, o termo que representa a diferença de pressão pode ser

escrito:

$$-\left(P_{tc}|_{z+\Delta z} - P_{tc}|_z\right) \cong -\left[\left(P_{tc}|_z + \frac{\partial P_{tc}|_z}{\partial z} \Delta z\right) - P_{tc}|_z\right] \quad (4.44)$$

ou seja,

$$-\left(P_{tc}|_{z+\Delta z} - P_{tc}|_z\right) \cong -\frac{\partial P_{tc}}{\partial z} \Delta z \quad (4.45)$$

Analogamente para a velocidade:

$$\left(V_{tc}|_{z+\Delta z} - V_{tc}|_z\right) \cong \frac{\partial V_{tc}}{\partial z} \Delta z \quad (4.46)$$

Considerando que:

$$V_{tc} = G_{tc} v_{tc} \quad (4.47)$$

$$\dot{m}_{tc} = \frac{4G_{tc}}{\pi D_{tc,i}^2} \quad (4.48)$$

e que o fator de atrito de Fanning e de Darcy são representados respectivamente por:

$$C_f = \frac{\tau}{1/2 \rho_{tc} V_{tc}^2} \quad (4.49)$$

$$f_{tc} = 4C_f \quad (4.50)$$

Após algumas manipulações algébricas, resulta, para o caso limite em que  $\Delta z \rightarrow 0$ :

$$\frac{dP_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2D_{tc,i}} - G_{tc}^2 \frac{dv_{tc}}{dz} \quad (4.51)$$

As derivadas parciais foram substituídas por derivadas totais, visto que a abscissa  $z$  é a única variável independente. Devido à incompressibilidade do fluido nessa região, o último termo da equação 4.51 é nulo, resultando:

$$\frac{dP_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2D_{tc,i}} \quad (4.52)$$

*C) CONSERVAÇÃO DE ENERGIA PARA O ESCOAMENTO ATRAVÉS DO TUBO CAPILAR*

A equação de conservação de energia para o elemento discreto anteriormente apresentado é:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Taxa líquida de} \\ \text{calor transferido} \\ \text{para o VC} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Taxa de variação} \\ \text{de energia interna} \\ \text{do VC} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Fluxo líquido} \\ \text{de entalpia} \\ \text{saindo do VC} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Fluxo líquido de} \\ \text{energia cinética} \\ \text{saindo do VC} \end{array} \right\} \quad (4.53)$$

A taxa líquida de calor transferida para o volume de controle é, de acordo com o apresentado na figura 4.20:

$$-\Delta\dot{Q}_{tc,wtc} = h_{tc}\pi D_{tc,i}\Delta z(T_{wtc} - T_{tc}) \quad (4.54)$$

Como o regime é permanente, não existe variação de energia interna do volume de controle. O fluxo líquido entálpico através da superfície de controle (positivo quando saindo do volume de controle) é:

$$\dot{H}_{liq} = \dot{m}_{tc}(H_{tc}|_{z+\Delta z} - H_{tc}|_z) \quad (4.55)$$

Analogamente para a energia cinética:

$$\dot{K}_{liq} = \frac{\dot{m}_{tc}}{2}(V_{tc}^2|_{z+\Delta z} - V_{tc}^2|_z) \quad (4.56)$$

A entalpia específica  $H_{tc}$  é só função da temperatura e a equação 4.55 pode ser representada por:

$$\dot{H}_{liq} = \dot{m}_{tc}C_p(T_{tc}|_{z+\Delta z} - T_{tc}|_z) \quad (4.57)$$

Desprezando a variação de energia cinética, a equação da energia pode ser assim representada:

$$h_{tc}\pi D_{tc,i}(T_{wtc} - T_{tc})\Delta z = \dot{m}_{tc}Cp_{tc}\Delta T_{tc} \quad (4.58)$$

Considerando que,

$$\Delta T_{tc} \cong \Delta z \frac{dT_{tc}}{dz} \quad (4.59)$$

no limite, para  $\Delta z \rightarrow 0$ , resulta:

$$\frac{dT_{tc}}{dz} = -\frac{h_{tc}\pi D_{tc,i}(T_{tc} - T_{wtc})}{\dot{m}_{tc}Cp_{tc}} \quad (4.60)$$

#### D) CONSERVAÇÃO DE ENERGIA PARA O ESCOAMENTO ATRAVÉS DA LINHA DE SUÇÃO

O desenvolvimento é semelhante ao do item anterior, inclusive em relação à hipótese de incompressibilidade do fluido. No entanto, ocorre agora que o fluxo de calor é composto por duas parcelas:

$$\Delta \dot{Q}_{liq} = \Delta \dot{Q}_{wtc,ls} - \Delta \dot{Q}_{ls,wls} \quad (4.61)$$

onde,

$$\Delta \dot{Q}_{wtc,ls} = h_{ls,i}\pi D_{tc,e}(T_{tc} - T_{ls})\Delta z \quad (4.62)$$

$$\Delta \dot{Q}_{ls,wls} = h_{ls,e}\pi D_{ls,i}(T_{ls} - T_{wls})\Delta z \quad (4.63)$$

Deve ser observado que  $h_{ls,i}$  é o coeficiente de transferência de calor no escoamento através da linha de sucção na região junto à parede externa do tubo capilar enquanto  $h_{ls,e}$  se refere à transferência de calor entre o fluido e a superfície interna da parede da linha de sucção. Portanto, os índices  $i$  e  $e$  utilizados para a variável  $h$  indicam respectivamente os lados interno e externo do escoamento através da passagem anular, não sendo referidos à superfície interna nem à externa de qualquer uma das paredes.

Considerando que o sentido do escoamento é oposto ao do tubo capilar, resulta a seguinte equação:

$$\frac{dT_{ls}}{dz} = \frac{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} (T_{ls} - T_{wls}) - h_{ls,j} \pi D_{tc,e} (T_{wtc} - T_{ls})}{\dot{m}_{ls} C_{p_{ls}}} \quad (4.64)$$

*E) BALANÇO DE ENERGIA PARA A PAREDE DO TUBO CAPILAR*

Em vista de que o fluxo de calor axial é desprezado, o balanço de energia para a parede do tubo capilar é:

$$\Delta \dot{Q}_{tc,wtc} = \Delta \dot{Q}_{wtc,ls} \quad (4.65)$$

Tais termos já foram apresentados anteriormente e a expressão final da equação anterior é:

$$T_{wtc} = \frac{h_{tc} D_{tc,i} T_{tc} + h_{ls,i} D_{tc,e} T_{ls}}{h_{tc} D_{tc,i} + h_{ls,i} D_{tc,e}} \quad (4.66)$$

Na região “adiabática” (só com tubo capilar) a superfície externa da parede do tubo capilar troca calor com o ambiente, e a equação 4.66 deve ser substituída por:

$$T_{wtc} = \frac{h_{tc} \pi D_{tc,i} T_{tc} + UA'_{amb} T_{amb}}{h_{tc} \pi D_{tc,i} + UA'_{amb}} \quad (4.67)$$

*E) BALANÇO DE ENERGIA PARA A PAREDE DA LINHA DE SUCÇÃO*

A parede da linha de sucção troca calor internamente com o escoamento fluido e, externamente, com o ambiente. A equação final que representa o balanço de energia é análoga à equação 4.67:

$$T_{wls} = \frac{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} T_{ls} + UA'_{amb} T_{amb}}{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} + UA'_{amb}} \quad (4.68)$$

*F) RESUMO DAS EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO PARA A REGIÃO COM ESCOAMENTO DE LÍQUIDO*

O resumo das equações de conservação para a região com escoamento de líquido no interior do tubo capilar é o seguinte:

$$G_{tc} = \text{constante} \quad (4.69)$$

$$\frac{dP_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2D_{tc,j}} \quad (4.70)$$

$$\frac{dT_{tc}}{dz} = -\frac{h_{tc} \pi D_{tc,j} (T_{tc} - T_{wtc})}{\dot{m}_{tc} C_{P_{tc}}} \quad (4.71)$$

$$\frac{dT_{ls}}{dz} = \frac{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} (T_{ls} - T_{wls}) - h_{ls,i} \pi D_{tc,e} (T_{wtc} - T_{ls})}{\dot{m}_{ls} C_{P_{ls}}} \quad (4.72)$$

$$T_{wtc} = \frac{h_{tc} D_{tc,j} T_{tc} + h_{ls,i} D_{tc,e} T_{ls}}{h_{tc} D_{tc,j} + h_{ls,i} D_{tc,e}} \quad (\text{região do trocador de calor}) \quad (4.73)$$

$$T_{wtc} = \frac{h_{tc} \pi D_{tc,j} T_{tc} + UA'_{amb} T_{amb}}{h_{tc} \pi D_{tc,j} + UA'_{amb}} \quad (\text{região adiabática}) \quad (4.74)$$

$$T_{wls} = \frac{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} T_{ls} + UA'_{amb} T_{amb}}{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} + UA'_{amb}} \quad (4.75)$$

#### G) SOLUÇÃO ANALÍTICA PARA A REGIÃO COM ESCOAMENTO DE LÍQUIDO

As variáveis dependentes principais do problema são  $P_{tc}$ ,  $T_{tc}$ ,  $T_{ls}$ ,  $T_{wtc}$  e  $T_{wls}$  e a variável independente é  $z$ . Se as demais variáveis dependentes, aqui denominadas de secundárias, e os parâmetros do problema forem considerados constantes nessa região, o conjunto de equações apresentado tem solução analítica, pois é um sistema de equações diferenciais ordinárias, lineares, com coeficientes constantes. A solução analítica para esse conjunto de equações (equações 4.69 a 4.75) referente ao trecho do trocador de calor é:

$$T_{tc} = (D_1 \beta_1 + D_2 \beta_2) + F_1 \beta_1 e^{\lambda_1(z-z_0)} + F_2 \beta_2 e^{\lambda_2(z-z_0)} \quad (4.76)$$

$$T_{ls} = (D_1 + D_2) + F_1 e^{\lambda_1(z-z_0)} + F_2 e^{\lambda_2(z-z_0)} \quad (4.77)$$

onde,

$$D_1 = \frac{A_3 \beta_2 - A_6}{\lambda_1 (\beta_1 - \beta_2)} \quad (4.78)$$



$$D_2 = \frac{A_3\beta_1 - A_6}{\lambda_2(\beta_2 - \beta_1)} \quad (4.79)$$

$$F_1 = \frac{E_1\beta_2 - E_2}{\beta_2 - \beta_1} \quad (4.80)$$

$$F_1 = \frac{E_1\beta_1 - E_2}{\beta_1 - \beta_2} \quad (4.81)$$

$$E_1 = T_{ls,0} - (D_1 + D_2) \quad (4.82)$$

$$E_2 = T_{ic,0} - (D_1\beta_1 + D_2\beta_2) \quad (4.83)$$

$$\beta_1 = \frac{\lambda_1 - A_1}{A_2} \quad (4.84)$$

$$\beta_2 = \frac{\lambda_2 - A_1}{A_2} \quad (4.85)$$

$$\lambda_1 = \frac{A_1 + A_5 + \sqrt{\Delta}}{2} \quad (4.86)$$

$$\lambda_2 = \frac{A_1 + A_5 - \sqrt{\Delta}}{2} \quad (4.87)$$

$$\Delta = (A_1 + A_5)^2 - 4(A_1A_5 - A_2A_4) \quad (4.88)$$

$$A_1 = \frac{UA'_{ls,tc}}{\dot{m}_{ls}Cp_{ls}} + \frac{UA'_{amb,ls}}{\dot{m}_{ls}Cp_{ls}} \quad (4.89)$$

$$A_2 = -\frac{UA'_{ls,tc}}{\dot{m}_{ls}Cp_{ls}} \quad (4.90)$$

$$A_3 = -\frac{UA'_{amb,ls}}{\dot{m}_{ls}Cp_{ls}} T_{amb} \quad (4.91)$$

$$A_4 = \frac{UA'_{ls,tc}}{\dot{m}_{tc}Cp_{tc}} \quad (4.92)$$

$$A_5 = -A_4 \quad (4.93)$$

$$A_6 = 0 \quad (4.94)$$

$$\frac{1}{UA'_{amb,ls}} = \frac{1}{UA'_{amb}} + \frac{1}{h_{ls,e} \pi D_{ls,i}} \quad (4.95)$$

$$\frac{1}{UA'_{ls,tc}} = \frac{1}{h_{tc} \pi D_{tc,i}} + \frac{1}{h_{ls,j} \pi D_{tc,e}} \quad (4.96)$$

Nas equações anteriores,  $T_{ls,0}$  e  $T_{tc,0}$  representam as condições iniciais na abscissa inicial  $z_0$  do problema.

Para o trecho só com tubo capilar, as equações anteriores podem ser simplificadas, resultando:

$$T_{tc} = T_{amb} + (T_{tc,0} - T_{amb}) e^{\left[ -\frac{UA'_{amb,tc}}{\dot{m}_{tc} C_{p_{tc}}} (z - z_0) \right]} \quad (4.97)$$

No desenvolvimento das equações acima,  $T_{amb}$ , entre outros parâmetros, é admitido constante. Caso existam trechos com valores distintos de  $T_{amb}$ , cada um deles deve ser tratado individualmente. O programa de simulação foi desenvolvido admitindo essa possibilidade.

O método analítico é conveniente porque acelera a integração das equações, aspecto muito importante, uma vez que é normalmente grande o número de iterações de cálculo até a obtenção da solução final. Por outro lado, como existe a possibilidade de que certas variáveis secundárias (por exemplo  $C_p$ ) sofram alguma variação ao longo desse trecho, tal método é utilizado apenas nas iterações intermediárias de cálculo. Ao final, é feito o refino dos cálculos, no qual o método analítico é ainda utilizado, mas agora aplicado a pequenos intervalos de integração.

### ***Região de escoamento bifásico***

Na região onde existe escoamento bifásico através do tubo capilar, o desenvolvimento das equações de conservação pode ser feito de forma análoga ao estabelecido para a região com escoamento de líquido. As diferenças são que o termo de aceleração deve ser considerado nas equações de conservação de quantidade de movimento e de energia, e que as propriedades em uma fixada seção transversal são médias das propriedades de cada uma das fases, assim calculadas:

$$H_{tc} = H_l(1-x) + H_v x \quad (4.98)$$

$$v_{tc} = v_l(1-x) + v_v x \quad (4.99)$$

Dessa forma, o resumo das equações de conservação para o trecho de escoamento bifásico é:

$$G_{tc} = const. \quad (4.100)$$

$$\frac{dP_{tc}}{dz} = -\frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2D_{tc,i}} - G_{tc}^2 \frac{dv_{tc}}{dz} \quad (4.101)$$

$$\frac{dH_{tc}}{dz} = -\frac{h_{tc} \pi D_{tc,i} (T_{tc} - T_{w,tc})}{m_{tc}} - v_{tc} G_{tc}^2 \frac{dv_{tc}}{dz} \quad (4.102)$$

$$\frac{dT_{ls}}{dz} = \frac{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} (T_{ls} - T_{wls}) - h_{ls,i} \pi D_{tc,e} (T_{wtc} - T_{ls})}{\dot{m}_{ls} C_{p_{ls}}} \quad (4.103)$$

$$T_{wtc} = \frac{h_{tc} D_{tc,i} T_{tc} + h_{ls,i} D_{tc,e} T_{ls}}{h_{tc} D_{tc,i} + h_{ls,i} D_{tc,e}} \quad (\text{região do trocador de calor}) \quad (4.104)$$

$$T_{wtc} = \frac{h_{tc} \pi D_{tc,i} T_{tc} + UA'_{tc,amb} T_{amb}}{h_{tc} \pi D_{tc,i} + UA'_{tc,amb}} \quad (\text{região adiabática}) \quad (4.105)$$

$$T_{wls} = \frac{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} T_{ls} + UA'_{ls,amb} T_{amb}}{h_{ls,e} \pi D_{ls,i} + UA'_{ls,amb}} \quad (4.106)$$

Nas equações 4.101 e 4.102 aparece o termo  $dv_{tc}/dz$ . Como o volume específico no tubo capilar é uma variável dependente de  $P_{tc}$  e  $H_{tc}$ , tais equações podem ser simplificadas. Após alguns desenvolvimentos algébricos, o resultado é:

$$\frac{dP_{tc}}{dz} = \frac{-D_1 + D_2 D_3}{1 - D_2 D_4} \quad (4.107)$$

$$\frac{dH_{tc}}{dz} = -D_3 - D_4 \frac{(-D_1 + D_2 D_3)}{(1 - D_2 D_4)} \quad (4.108)$$

onde,

$$D_1 = \frac{f_{tc} G_{tc}^2 v_{tc}}{2D_{tc,i}(1 + G_{tc}^2 C_1)} \quad (4.109)$$

$$D_2 = \frac{G_{tc}^2 (v_{tc,v} - v_{tc,\ell}) A_1}{(1 + G_{tc}^2 C_1)} \quad (4.110)$$

$$D_3 = \frac{h_{tc,i}(T_{tc} - T_{w,tc})}{m_{tc} C_2} \quad (4.111)$$

$$D_4 = \frac{v_{tc} G_{tc}^2 C_1}{C_2} \quad (4.112)$$

$$C_1 = \left( \frac{\partial v_{tc,\ell}}{\partial P_{tc}} \right)_{sat} (1 - X_{tc}) + X_{tc} \left( \frac{\partial v_{tc,v}}{\partial P_{tc}} \right)_{sat} + \left( v_{tc,v} - v_{tc,\ell} \right) \left[ \left( \frac{\partial H_{tc,\ell}}{\partial P_{tc}} \right)_{sat} B_1 - A_2 \left( \frac{\partial H_{tc,v}}{\partial P_{tc}} \right) \right] \quad (4.113)$$

$$C_2 = 1 + v_{tc} G_{tc}^2 (v_{tc,v} - v_{tc,\ell}) A_1 \quad (4.114)$$

$$A_1 = \frac{1}{H_{ev,tc}} \quad (4.115)$$

$$A_2 = \frac{X_{tc}}{H_{ev,tc}} \quad (4.116)$$

$$B_1 = -\frac{1 - X_{tc}}{H_{ev,tc}} \quad (4.117)$$

#### 4.2.3. MODELO MATEMÁTICO - EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

##### *Propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes CFC 12 e HFC 134a*

As propriedades do CFC 12 seguem as equações e constantes indicadas em Downing (1974). Para o HFC 134a, usando o valor das propriedades indicados no ASHRAE Handbook (ASHRAE, 1993), foram calculadas as constantes das equações apresentadas por Downing (1974). As equações reproduzidas por Downing são aquelas propostas por Y.C. Hou e J.J. Martin para cálculo de propriedades de fluidos refrigerantes halogenados.

## A) PRESSÃO DE SATURAÇÃO

$$\log P = A + \frac{B_0}{T} + C \log T + DT + G_{nova} T^2 + E \frac{F-T}{T} \log(F-T) \quad (4.118)$$

As constantes da equação 4.118 são apresentadas na tabela 4.2 anexa. As constantes apresentadas são válidas para temperatura em  $R$  e pressão em  $psia$ . As correções de temperatura e pressão para o sistema internacional de unidades são:

$$R = K / 1,8$$

$$psia = 6894,7 Pa$$

## B) DENSIDADE DO LÍQUIDO SATURADO

$$\begin{aligned} \rho_l = & A_8 + B_9 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/3} + C_9 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{2/3} + D_0 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + E_0 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{4/3} + \\ & + F_0 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/2} + G_9 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^2 \end{aligned} \quad (4.119)$$

As constantes da equação 4.119 são apresentadas na tabela 4.2. A constante  $T_c$  é a temperatura crítica do fluido. As constantes apresentadas na tabela 4.2 são válidas para temperatura em  $R$  e densidade em  $lb/pe^3$ . A correção da unidade de densidade para o SI é:

$$lb / pe^3 = 16,018 kg / m^3$$

## C) EQUAÇÃO DE ESTADO PARA O VAPOR (SATURADO SECO E SUPERAQUECIDO) DE FLUIDO REFRIGERANTE

$$\begin{aligned} P = & \frac{RT}{v-B} + \frac{A_2 + B_2 T + C_2 e^{-UT/T_c}}{(v-B)^2} + \frac{A_3 + B_3 T + C_3 e^{-UT/T_c}}{(v-B)^3} + \\ & + \frac{A_4 + B_4 T + C_4 e^{-UT/T_c}}{(v-B)^4} + \frac{A_5 + B_5 T + C_5 e^{-UT/T_c}}{(v-B)^5} + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 e^{-UT/T_c}}{e^{A_9 v} (1 + C_0 e^{A_9 v})} \end{aligned} \quad (4.120)$$

**Tabela 4.2.** Constantes utilizadas no cálculo de propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes.

	CFC-12	HFC-134a
A2	-3,409727130E+10	-4,4474460000e+10
A3	6,023944650E+08	8,6308330000e+08
A4	-5,487370100E+06	-1,0017130000e+07
A5	0	-1,0636910000e+04
A6	0	0
B2	1,594348480E+07	2,3520000000e+07
B3	-1,879618430E+05	-2,9616520000e+05
B4	0	0
B5	3,468834000E+01	1,0790760000e+02
B6	0	0
C2	-5,676276710E+11	-1,3143010000e+12
C3	1,311399080E+10	3,8565490000e+10
C4	0	0
C5	-2,543906780E+05	-3,1378390000e+06
C6	0	0
R	8,873400000E+08	1,0517810000e+09
B	6,509388600E+07	5,5351270000e+07
T0	6,933000000E+12	6,7365000000e+12
A0	4,597000000E+12	4,5969000000e+12
U	5,475000000E+10	5,4750000000e+10
A9	0	0
C0	0	0
A	3,988381727E+11	9,9844026046e+10
B0	-3,436632228E+13	-3,1459753744e+13
C	-1,247152228E+11	0
D	4,730442440E+07	-5,8034597899e+07
E	0	1,9955480000e+09
F	0	6,7472510000e+12
A1	8,094500000E+07	-2,0718896852e+08
B1	3,326620000E+06	4,3742760000e+06
C1	-2,413896000E+03	-1,4871260000e+03
D1	6,723630000E-01	0
F1	0	0
X	3,955655100E+11	2,1400095000e+11
Y	-1,653793600E+08	1,6644700000e+09
A8	3,484000000E+11	3,1976000000e+11
B9	5,334118700E+11	5,1167100000e+11
C9	0	6,3900100000e+11
D0	1,869137000E+11	-7,2213980000e+11
E0	0	4,9300540000e+11
F0	2,198396000E+11	0
G9	-3,150994000E+10	0
W0ING	7,044712000E+11	6,4205000000e+11
W9ING	2,048700000E+09	1,9119610000e+09
e1nova	0	6,802105000E+00
g1nova	0	3,009514000E-06
Z	0,185053	0,1850497

As constantes da equação 4.120 são apresentadas na tabela 4.2. As constantes apresentadas na tabela 4.2 são válidas para temperatura em  $R$ , volume específico em  $pe^3/lb$  e pressão em  $psia$ .

D) ENTALPIA DO VAPOR (SATURADO SECO E SUPERAQUECIDO)

$$\begin{aligned}
 H = & A_1 T + \frac{B_1 T^2}{2} + \frac{C_1 T^3}{3} + \frac{D_1 T^4}{4} + E_{1,nova} \ln T + \frac{F_1}{T} + Z \left\{ \frac{A_2}{v-B} + \frac{A_3}{2(v-B)^2} + \frac{A_4}{3(v-b)^3} + \right. \\
 & + \frac{A_5}{4(v-b)^4} + \left. \frac{A_6}{A_9} \left[ \frac{1}{e^{A_9 v}} - C_0 \ln 10 \log \left( 1 + \frac{1}{C_0 e^{A_9 v}} \right) \right] \right\} + Z e^{-UT/T_c} \left( 1 + \frac{UT}{T_c} \right) \left[ \frac{C_2}{v-B} + \right. \\
 & + \frac{C_3}{2(v-B)^2} + \frac{C_4}{3(v-B)^3} + \frac{C_5}{4(v-B)^4} + \frac{C_6}{A_q e^{A_9 v}} - \frac{C_6 C_0}{A_q} \ln 10 \log \left( 1 + \frac{1}{C_0 e^{A_9 v}} \right) \left. \right] + X
 \end{aligned}
 \tag{4.121}$$

As constantes da equação 4.121 são apresentadas na tabela 4.2 e se aplicam no caso de unidades inglesas. Para a conversão da entalpia para o SI deve-se utilizar a fórmula de correção:

$$H_{SI} = 2,326 (H_{ing} + W_{o,ing}) \text{ kJ/kg}
 \tag{4.122}$$

O termo  $W_{o,ing}$  destina-se ao ajuste da condição de referência para a entalpia e é apresentado na tabela 4.2.

E) ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO

$$\begin{aligned}
 H_{lv} = & ZT(v_g - v_e) \left\{ P \ln 10 \left[ -\frac{B_0}{T^2} + \frac{C}{T \ln 10} + \right. \right. \\
 & + D + 2G_{nova} T - E \left( \frac{\log_{10} e}{T} + \frac{F \log_{10} (F - T)}{T^2} \right) \left. \right\}
 \end{aligned}
 \tag{4.123}$$

As constantes são as da tabela 4.2 e são válidas para unidades inglesas, com temperatura em  $R$  e entalpia em  $BTU/lb$ . Os fatores de conversão já foram apresentados anteriormente.

*F) ENTALPIA ESPECÍFICA DO LÍQUIDO*

Obtida pela expressão:

$$H_l = H_v - H_{lv} \quad (4.124)$$

*G) CALOR ESPECÍFICO*

Obtido a partir da definição:

$$C_p = \left( \frac{\partial H}{\partial T} \right)_p \quad (4.125)$$

***Propriedades termodinâmicas do ar****A) DENSIDADE DO AR*

Admitido o modelo de gás perfeito.

***Propriedades de transporte dos fluidos refrigerantes CFC 12 e HFC 134a, e do ar***

Para os fluidos refrigerantes foram feitos ajustes de curvas a partir dos valores tabelados no Ashrae Fundamentals Handbook (1993) e, para o ar, os ajustes tomaram como referência os valores tabelados em Holman (1983).

*A) CALOR ESPECÍFICO DO AR*

Para  $100 < T < 450$  K:

$$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (4.126)$$

onde,



$$[C_p] = \text{J/kg.K}$$

$$[T] = \text{K}$$

$$A = 1075,126190$$

$$B = -0,6791976912$$

$$C = 0,001994761905$$

$$D = 1,68282828.10^{-6}$$

*B) VISCOSIDADE DO AR*

Para  $100 < T < 450 \text{ K}$ :

$$\mu = 1.10^{-7} (A + BT + CT^2 + DT^3) \quad (4.127)$$

onde,

$$[\mu] = \text{Pa.s}$$

$$[T] = \text{K}$$

$$A = -6,64590111722$$

$$B = 0,85611113019$$

$$C = 0,00099477983$$

$$D = 5,480695955.15^{-7}$$

*C) VISCOSIDADE DO LÍQUIDO SATURADO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES*

$$\mu_L = 1.10^{-6} (A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4) \quad (4.128)$$

onde,

$$[\mu] = \text{Pa.s}$$

$$[T] = \text{K}$$

Para o CFC 12, na faixa de  $200 < T < 290 \text{ K}$ :

$$\begin{aligned}
 A &= 20274,96901 \\
 B &= -269,9942582 \\
 C &= 1,403205057 \\
 D &= -0,003311965618 \\
 E &= 2,972027773 \times 10^{-6}
 \end{aligned}$$

Para o CFC 12, na faixa de  $290 \leq T < 380$  K:

$$\begin{aligned}
 A &= -3588,289185 \\
 B &= 69,21025073 \\
 C &= -0,4122635047 \\
 D &= 0,001022256624 \\
 E &= -9,207426038 \times 10^{-7}
 \end{aligned}$$

Para o HFC 134a, para  $213 < T < 353$  K:

$$\begin{aligned}
 A &= 20.701,172551 \\
 B &= -244,6453608 \\
 C &= 1,115931541 \\
 D &= -0,002293638910
 \end{aligned}$$

*D) VISCOSIDADE DO VAPOR SATURADO SECO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES:*

$$\mu_v = 1.10^{-6} (A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 + FT^5 + GT^6) \quad (4.129)$$

onde,

$$[\mu] = \text{Pa.s}$$

$$[T] = \text{K}$$

Para o CFC 12, para  $200 < T < 380$  K:

$$\begin{aligned}
 A &= 3024,281654 \\
 B &= -68,06373537 \\
 C &= -0,00312635295 \\
 D &= -0,00312635295 \\
 E &= 8,601072740 \cdot 10^{-6} \\
 F &= -1,252407942 \cdot 10^{-8} \\
 G &= 7.543116874 \cdot 10^{-12}
 \end{aligned}$$

Para o HFC 134a, para  $213 < T < 358$  K:

$$\begin{aligned} A &= 230,9254443 \\ B &= -3,480012371 \\ C &= 0,02002123984 \\ D &= -5,046125593 \cdot 10^{-5} \\ E &= 4,764193174 \cdot 10^{-8} \\ F &= 0 \\ G &= 0 \end{aligned}$$

E) CONDUTIBILIDADE TÉRMICA DO AR:

Para  $100 < T < 450$  K:

$$k = 1 \cdot 10^{-2} (A + BT + CT^2 + DT^3) \quad (4.130)$$

onde,

$$[k] = \text{W/m.K}$$

$$[T] = \text{K}$$

$$A = -0,02784761905$$

$$B = 0,009838571429$$

$$C = -3,1509524 \cdot 10^{-6}$$

$$D = -6 \cdot 10^{-10}$$

F) CONDUTIBILIDADE TÉRMICA DOS FLUIDOS REFRIGERANTES NO ESTADO DE LÍQUIDO SATURADO:

$$k = 1 \cdot 10^{-3} (A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4) \quad (4.131)$$

onde,

$$[k] = \text{W/m.K}$$

$$[T] = \text{K}$$

Para CFC 12, na faixa de  $200 < T < 370$  K:

$$\begin{aligned}
 A &= 99,01137882 \\
 B &= 0,9203255026 \\
 C &= -0,00771499851 \\
 D &= 2,026687765 \cdot 10^{-5} \\
 E &= -1,965589837 \cdot 10^{-8}
 \end{aligned}$$

Para HFC 134a, na faixa de  $213 < T < 358$  K:

$$\begin{aligned}
 A &= 219,744237 \\
 B &= -0,466529856 \\
 C &= 3,750612397 \cdot 10^{-5} \\
 D &= -1,264609717 \cdot 10^{-7} \\
 E &= 1,603681764 \cdot 10^{-10}
 \end{aligned}$$

G) CONDUTIBILIDADE TÉRMICA DOS FLUIDOS REFRIGERANTES NO ESTADO DE VAPOR SATURADO:

$$k = 1.10^{-3} (A + BT + CT^2 + DT^2 + ET^4 + FT^5 + GT^6 + HT^7) \quad (4.132)$$

onde,

$$[k] = \text{W/m.K}$$

$$[T] = \text{K}$$

Para o CFC 12, na faixa de  $200 < T < 370$  K:

$$\begin{aligned}
 A &= -14,694,76400 \\
 B &= 385,4835850 \\
 C &= -4,305825111 \\
 D &= 0,02655281022 \\
 E &= -9,763321398 \cdot 10^{-5} \\
 F &= 2,140761210 \cdot 10^{-7} \\
 G &= -2,592056086 \cdot 10^{-10} \\
 H &= 1,337118309 \cdot 10^{-13}
 \end{aligned}$$

Para o HFC 134a, na faixa de  $223 < T < 358$  K:

$$\begin{aligned}
 A &= -100,4745085 \\
 B &= 1,089971807 \\
 C &= -0,003808815569 \\
 D &= 4,9455581153 \cdot 10^{-10} \\
 E &= -3,725816087 \cdot 10^{-10} \\
 F &= 0 \\
 G &= 0 \\
 H &= 0
 \end{aligned}$$

### ***Fator de atrito no escoamento monofásico, hidraulicamente rugoso, para tubo retilíneo***

A seguir são apresentadas algumas equações que permitem o cálculo do fator de atrito no escoamento de líquido em trechos retilíneos. Em função dos resultados obtidos em ensaios realizados na unidade experimental instalada na USP, a equação de referência adotada para o cálculo do fator de atrito é a equação de Colebrook. A desvantagem da equação de Colebrook é que ela é implícita. Uma equação alternativa à equação de Colebrook é a equação de Serghides (Apud Kakaç, 1987), a qual apresenta pequenos desvios em relação à primeira, tendo a vantagem de ser uma equação explícita. Esta equação, em conjunto com a rugosidade do tubo capilar da unidade experimental são as equações utilizadas nas simulações efetuadas, salvo menção em contrário.

A fim de que os resultados numéricos do programa desenvolvido possam ser comparados com os de outros pesquisadores, algumas outras equações de cálculo do fator de atrito foram incluídas. Entre elas estão as equações para tubo liso e a equação desenvolvida por Pate (1982), por ele obtida a partir de dados experimentais.

#### ***A) EQUAÇÃO DE COLEBROOK***

O fator de atrito de Fanning ( $C_f$ ) pode ser calculado através de:

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 3,48 - 1,7372 \ln \left( \frac{\varepsilon}{D} + \frac{9,35}{\text{Re} \sqrt{C_f}} \right) \quad (4.133)$$

O fator de atrito de Darcy é relacionado com o de Fanning pela equação:

$$f = 4C_f \quad (4.134)$$

B) EQUAÇÃO DE SERGHIDES

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = A_5 - \frac{(A_5 - B_2)^2}{(A_5 - 2B_2 + C_1)} \quad (4.135)$$

onde,

$$A_5 = -0,8686 \ln \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{12}{Re} \right) \quad (4.136)$$

$$B_2 = -0,8686 \ln \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51 A_5}{Re} \right) \quad (4.137)$$

$$C_1 = -0,8686 \ln \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51 B_2}{Re} \right) \quad (4.138)$$

A equação de Serghides, válida para  $Re$  na faixa entre 4000 e  $1.10^8$  e  $\varepsilon/D$  na faixa entre  $2.10^{-8}$  e 0,1, apresenta desvio máximo de 0,14 % em relação à equação de Colebrook.

C) EQUAÇÃO INDICADA POR PATE (1982)

A equação obtida por Pate (1982) para o tubo capilar por ele testado:

$$f = \frac{3,49}{Re^{0,47}} \quad (4.139)$$

**Fator de atrito no escoamento monofásico, hidraulicamente liso, para tubo retilíneo**

No programa de simulação são admitidas três possibilidades para o cálculo de  $f$  no escoamento hidraulicamente liso. A referência é a equação implícita de Prandtl, Kármán e Nikuradse (Apud Kakaç, 1987). A equação de Techo (Apud Kakaç, 1987) é uma excelente aproximação da equação de Nikuradse, com a vantagem de ser explícita. A equação de Blasius é uma aproximação grosseira, mas é colocada como uma possibilidade para permitir comparações com resultados de simulações de tubos capilares apresentados na literatura.

## A) EQUAÇÃO DE PRANDTL, KÁRMAN E NIKURADSE

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 1,7372 \ln(\text{Re} \sqrt{C_f}) - 0,3946 \quad (4.140)$$

## B) EQUAÇÃO DE BLASIUS

$$C_f = 0,0791 \text{Re}^{-0,25} \quad (4.141)$$

Apresenta desvios entre -1,3 e +2,6 % em relação à equação de Nikuradse para a faixa de  $4000 < \text{Re} < 1.10^5$ .

## C) EQUAÇÃO DE TECHO (APUD KAKAÇ, 1987):

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 1,7372 \ln \frac{\text{Re}}{1,964 \ln \text{Re} - 3,8215} \quad (4.142)$$

equação que apresenta desvio de  $\pm 0,1$  % em relação à equação de Nikuradse para  $\text{Re}$  entre  $1.10^4$  e  $1.10^7$ .

## D) EQUAÇÃO ADICIONAL DESENVOLVIDA

Para a faixa de  $\text{Re}$  entre 4000 e 10.000 foi desenvolvida a equação:

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 1,5896 \ln \frac{\text{Re}}{8,068} \quad (4.143)$$

Apresenta desvio de  $\pm 0,1$  % em relação à equação de Nikuradse para  $\text{Re}$  entre 4000 e 10.000.

**Fator de atrito para tubo com encurvamento**

O equacionamento proposto é baseado em diagrama apresentado em Idelcik (1960), o qual indica o fator de atrito para perda de carga distribuída em tubos em forma de serpentina.

No diagrama o fator de atrito é representado em função de  $Re$  e parametrizado no raio de curvatura relativo ( $R_o/D_h$ ), em que  $R_o$  e  $D_h$  representam o raio de curvatura e o diâmetro hidráulico do escoamento.

Usando os valores apresentados no diagrama, foi realizado um ajuste de curvas, tendo sido obtida a seguinte função interpolante:

$$\ln(f_{curv} / f_{reto}) = A + B \ln Re + C \ln^2 Re \quad (4.144)$$

Os valores das constantes são apresentados na tabela 4.3 para vários valores de  $R_o/D_h$ .

Muito embora a relação  $f_{curv} / f_{reto}$  apresentada tenha se baseado em dados válidos para escoamento hidraulicamente liso, neste trabalho é admitida também a validade da equação para escoamento hidraulicamente rugoso monofásico e bifásico.

**Tabela 4.3.** Constantes para utilização na equação de cálculo do fator de atrito de tubos com curvatura.

$R_o/D_h$	Número de Reynolds					
	Entre 5000 e 10.000			Entre 10.000 e 30.000		
	A	B	C	A	B	C
3,1	5,427459	-0,90273	0,38933	0,24323	0,01873	0
3,9	14,23019	-2,95064	0,156826	0,37859	-0,0023	0
5,1	13,50696	-2,8485	0,153287	-0,18319	0,05237	0
6,9	8,367786	-1,7171	0,090801	-0,30436	0,06078	0
12	22,1931	-4,89376	0,271181	-1,40376	0,165901	0
21	25,27916	-5,70813	0,323049	-1,22468	0,14488	0
43	19,5042	-4,47459	0,257023	-1,04561	0,12385	0
100	1,02977	-0,27397	0,017697	-0,74576	0,0818	0

### ***Fator de atrito no escoamento bifásico***

No tratamento adotado na presente modelagem matemática, o escoamento homogêneo é admitido. Conforme visto anteriormente, quando se utiliza o modelo de escoamento homogêneo é comum a adoção da mesma equação de fator de atrito do escoamento monofásico, fazendo-se a correção apenas da viscosidade (Collier, 1981), ou seja utilizando-se a viscosidade de mistura. O trabalho de Pate (1982) sugere que a equação de Dukler é a mais adequada para o uso no escoamento bifásico em tubos capilares. Os resultados numéricos apresentados no trabalho de Escanes et al. (1995) evidenciam que as melhores concordâncias com os resultados experimentais ocorrem quando as equações de Dukler e Lin são utilizadas. No presente trabalho será utilizada a equação de Dukler:



$$\mu_m = \frac{x v_v \mu_v + (1-x) v_l \mu_l}{x v_v + (1-x) v_l} \quad (4.145)$$

### *Coefficiente de transferência de calor por convecção no escoamento na linha de sucção*

Para o trocador de calor de tubos concêntricos, o escoamento na linha de sucção ocorre através de uma passagem anular. O coeficiente de transferência de calor por convecção é calculado utilizando os dados do trabalho de Kays e Leung (Apud Rohsenow e Hartnett, 1973). Conforme visto no capítulo 3 anterior, ensaios experimentais realizados na própria seção de testes da USP apresentaram resultados que confirmam os resultados de Kays e Leung.

No presente item a nomenclatura utilizada é aquela do trabalho de Kays e Leung. Os resultados semi-empíricos obtidos por eles são apresentados na forma de uma tabela, da seguinte forma:

$$Nu_{ii} = f(D_i / D_o, Pr, Re) \quad (4.146)$$

$$Nu_{oo} = f(D_i / D_o, Pr, Re) \quad (4.147)$$

onde,

$Nu_{ii}$ : número de Nusselt para o lado interno do escoamento anular, com superfície externa isolada (vide tabela 4.4).

$Nu_{oo}$ : número de Nusselt para o lado externo do escoamento anular, com superfície interna isolada (vide tabela 4.4).

$D_i$ : diâmetro interno do escoamento anular ( $D_{ic,e}$ ).

$D_o$ : diâmetro externo do escoamento anular ( $D_{ls,e}$ ).

$Pr$ : número de Prandtl do escoamento anular.

$Re$ : número de Reynolds no escoamento anular,

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu(D_o + D_i)} \quad (4.148)$$

Havendo troca de calor, as variáveis  $Nu_{ii}$  e  $Nu_{oo}$  devem ser corrigidas, conforme indicado por Kays e Leung, resultando os números de  $Nu$  efetivos do escoamento:

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 + \frac{\dot{q}_o''}{\dot{q}_i''} \theta_i} \quad (4.149)$$

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1 + \frac{\dot{q}_i''}{\dot{q}_o''} \theta_o} \quad (4.150)$$

onde,

$$\dot{q}_i'' = \frac{UA'_{tc,ls}}{\pi D_i} (T_{tc} - T_{ls}) \quad (4.151)$$

$$\dot{q}_o'' = \frac{UA'_{ls,amb}}{\pi D_o} (T_{ls} - T_{amb}) \quad (4.152)$$

$$\frac{1}{UA'_{tc,ls}} = \frac{1}{h_{tc} \pi D_{tc,i}} + \frac{1}{h_i \pi D_i} \quad (4.153)$$

$$\frac{1}{UA'_{ls,amb}} = \frac{1}{h_o \pi D_o} + \frac{1}{UA'_{amb}} \quad (4.154)$$

Os coeficientes globais de transferência de calor  $UA'_{ls,amb}$  e  $UA'_{amb}$  são distintos, porque se referem respectivamente à transferência de calor entre o escoamento na linha de sucção e o ambiente, e à transferência de calor entre a parede da linha de sucção e o ambiente.

Os parâmetros  $\theta_i$  e  $\theta_o$  dependem de  $Pr$ ,  $Re$  e  $D_i/D_o$  e aparecem também na tabela 4.4. Valores de  $Nu_{ii}$ ,  $Nu_{oo}$ ,  $\theta_i$  e  $\theta_o$  para valores intermediários de  $Pr$ ,  $Re$  e  $D_i/D_o$  são obtidos por interpolação linear múltipla no plano logarítmico. Por exemplo, para  $Nu_{ii}$  a equação de interpolação adotada é:

$$\begin{aligned} \ln Nu_{ii} = & A + B \ln Pr + C \ln Re + D \ln (D_i/D_o) + E \ln Pr \ln Re + F \ln Pr \ln (D_i/D_o) + \\ & + G \ln Re \ln (D_i/D_o) + H \ln Pr \ln Re \ln (D_i/D_o) \end{aligned} \quad (4.155)$$

onde os parâmetros de  $A$  a  $H$  são obtidos a partir dos oito vértices  $[Pr_j, Re_j, (D_i/D_o)_j]$  que definem o intervalo considerado.

Para o escoamento na passagem anular, o número de Nusselt das equações 4.150 e

4.151 é assim definido:

$$Nu_i = \frac{h_i(D_o - D_i)}{k_{ls}} \quad (4.156)$$

$$Nu_o = \frac{h_o(D_o - D_i)}{k_{ls}} \quad (4.157)$$

onde,

$h_i$ : coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno do escoamento anular ( $h_{ls,i}$ ).

$h_o$ : coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo do escoamento anular ( $h_{ls,e}$ ).

A tabela apresentada por Kays e Leung não contém valores de  $Nu$  para  $Re$  aquém de 10.000. Em virtude dos resultados obtidos experimentalmente, a extrapolação da equação 4.155 é admitida.

A fim de reduzir o tempo de processamento numérico é conveniente obter expressões explícitas para  $h_i$  e  $h_o$ . Isso é possível trabalhando algebricamente as equações 4.149 a 4.154 e 4.156 a 4.157, resultando:

$$h_i = \frac{1}{H_i - B_3} \quad (4.158)$$

$$h_o = \frac{1}{H_o - B_2} \quad (4.159)$$

onde,

$$H_i = -\frac{b}{a} \quad (4.160)$$

$$H_o = \frac{H_i B_1}{H_i A_1 - B_3 A_1 - 1} \quad (4.161)$$

$$a = B_2 D_1 A_1 + A_1 - D_1 B_1 \quad (4.162)$$

$$b = \theta_i^* \theta_o^* - (A_1 B_3 + 1)(B_2 D_1 + 1) \quad (4.163)$$

$$A_1 = \frac{k_{ls} Nu_{ii}}{D_{eq,ls}} \quad (4.164)$$

$$B_1 = \theta_i^* \frac{T_{ls} - T_{amb}}{T_{ic} - T_{ls}} \quad (4.165)$$

$$B_2 = \frac{\pi D_i}{UA'_{amb}} \quad (4.166)$$

$$B_3 = \frac{D_o}{h_{ic} D_{ic,i}} \quad (4.167)$$

***Coefficiente de transferência de calor por convecção no escoamento através de tubo capilar na região só com líquido***

A resistência térmica do lado do escoamento no tubo capilar é bem menor que a do lado da linha de sucção e, portanto, pouco influencia o fenômeno. No desenvolvimento do programa de simulação é permitido que se utilize uma das três equações a seguir.

***A) EQUAÇÃO DE DITTUS-BÖELTER***

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (4.168)$$

onde,

$n = 0,3$ , no caso de resfriamento;

$n = 0,4$ , no caso de aquecimento.

A equação 4.168 tem validade sugerida para  $Re$  entre 2.500 e 120.000 e  $Pr$  entre 0,7 e 120 e é a equação de referência utilizada nas simulações, salvo menção em contrário. As demais equações, a seguir apresentadas, são opções adicionais do programa e são introduzidas apenas para permitir a comparação com resultados de outros trabalhos.

Tabela 4.4. Número de Nusselt e coeficientes de influência para escoamento turbulento, fluxo de calor constante, passagem anular.

Re	Di/Do = 0,1 - Aquecimento na parede externa																				
	10.000				30.000				100.000				300.000				1.10 <sup>5</sup>				
	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	
0	6	0,077	6,12	0,079	6,32	0,081	6,5	0,084	6,5	0,081	6,32	0,081	6,5	0,084	6,5	0,084	6,5	0,084	6,5	0,084	6,5
0,001	6	0,077	6,12	0,079	6,32	0,081	6,5	0,084	6,5	0,081	6,32	0,081	6,5	0,084	6,5	0,084	6,5	0,084	6,5	0,084	6,5
0,003	6	0,077	6,24	0,081	6,55	0,083	7,34	0,082	6,6	0,082	6,4	0,082	6,6	0,082	6,6	0,082	6,6	0,082	6,6	0,082	6,6
0,01	6,13	0,076	6,5	0,081	7,8	0,077	12,1	0,067	7,34	0,083	7,8	0,077	12,1	0,067	7,34	0,082	10,8	0,071	10,8	0,071	10,8
0,03	6,45	0,076	7,95	0,075	13,7	0,065	28,2	0,051	6,5	0,081	7,8	0,065	28,2	0,051	6,5	0,082	26,4	0,052	26,4	0,052	26,4
0,5	24,8	0,039	53,4	0,032	134	0,028	320	0,025	7,95	0,075	13,7	0,028	320	0,025	7,95	0,051	71,8	0,036	71,8	0,036	71,8
0,7	29,8	0,032	66	0,028	167	0,024	409	0,022	53,4	0,032	134	0,024	409	0,022	53,4	0,025	860	0,022	860	0,022	860
1	36,5	0,026	81,8	0,023	212	0,021	520	0,019	66	0,028	167	0,021	520	0,019	66	0,022	1.100	0,02	1.100	0,02	1.100
3	61,5	0,013	147	0,013	395	0,012	1	0,012	81,8	0,023	212	0,012	1	0,012	81,8	0,019	1.430	0,017	1.430	0,017	1.430
10	99,2	0,006	246	0,006	685	0,006	1.780	0,006	147	0,013	395	0,006	1.780	0,006	1.780	0,012	2.830	0,011	2.830	0,011	2.830
30	143	0,003	360	0,003	1.030	0,003	2.720	0,003	246	0,006	685	0,003	2.720	0,003	2.720	0,006	5.200	0,006	5.200	0,006	5.200
100	205	0,002	525	0,002	1.500	0,002	4.030	0,002	360	0,003	1.030	0,002	4.030	0,002	4.030	0,003	8.030	0,003	8.030	0,003	8.030
1.000	378		980		2.850		7.600		525	0,002	1.500		7.600		7.600		12.100		12.100		12.100

Re	Di/Do = 0,1 - Aquecimento na parede interna																					
	10.000				30.000				100.000				300.000				1.10 <sup>5</sup>					
	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>
0	11,5	1,475	11,5	1,502	11,5	1,460	11,5	1,460	11,5	1,502	11,5	1,460	11,5	1,460	11,5	1,460	11,5	1,460	11,5	1,460	11,5	1,460
0,001	11,5	1,475	11,5	1,502	11,5	1,48	11,5	1,48	11,5	1,502	11,5	1,48	11,5	1,48	11,5	1,48	11,5	1,48	11,5	1,48	11,5	1,48
0,003	11,5	1,475	11,5	1,475	11,7	1,473	12,6	1,391	11,5	1,475	11,7	1,473	12,6	1,391	11,5	1,462	12,3	1,410	12,3	1,410	12,3	1,410
0,01	11,8	1,482	11,8	1,442	13,5	1,323	19,4	1,09	11,8	1,475	13,5	1,323	19,4	1,09	11,7	1,391	17	1,124	17	1,124	17	1,124
0,03	12,5	1,472	14,1	1,33	21,8	1,027	42	0,76	11,8	1,442	13,5	1,027	42	0,76	11,7	1,391	39	0,76	39	0,76	39	0,76
0,5	40,8	0,632	81,0	0,486	191	0,394	443	0,339	14,1	1,33	21,8	0,394	443	0,339	103	0,294	103	0,294	103	0,294	103	0,294
0,7	48,5	0,512	98	0,407	235	0,338	550	0,292	81,0	0,486	191	0,338	550	0,292	1160	0,269	1160	0,269	1160	0,269	1160	0,269
1	58,5	0,412	120	0,338	292	0,286	700	0,256	98	0,407	235	0,286	700	0,256	1.510	0,232	1.510	0,232	1.510	0,232	1.510	0,232
3	93,5	0,202	206	0,175	535	0,162	1.300	0,152	120	0,338	292	0,162	1.300	0,152	3.720	0,148	3.720	0,148	3.720	0,148	3.720	0,148
10	140	0,089	328	0,081	890	0,078	2.300	0,078	206	0,175	535	0,078	2.300	0,078	6.700	0,077	6.700	0,077	6.700	0,077	6.700	0,077
30	195	0,041	478	0,039	1.320	0,038	3.470	0,038	328	0,081	890	0,038	3.470	0,038	10.300	0,04	10.300	0,04	10.300	0,04	10.300	0,04
100	272	0,017	673	0,015	1.910	0,015	5.030	0,016	478	0,039	1.320	0,015	5.030	0,016	15.200	0,018	15.200	0,018	15.200	0,018	15.200	0,018
1.000	486	0,004	1.240	0,003	3.600	0,003	9.600	0,004	673	0,017	1.910	0,003	9.600	0,004	28.700	0,004	28.700	0,004	28.700	0,004	28.700	0,004



Tabela 4.4. continuação.

Re	Di/Do = 0,5 - Aquecimento na parede externa																			
	10.000				30.000				100.000				300.000				1.10 <sup>5</sup>			
	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>oo</sub>	θ <sub>o</sub>
0	5,66	0,281	5,78	0,294	5,8	0,296	5,83	0,302	5,83	0,296	5,83	0,302	5,83	0,302	5,83	0,302	5,95	0,31	5,95	0,31
0,001	5,66	0,281	5,78	0,294	5,8	0,296	5,83	0,302	5,83	0,296	5,83	0,302	5,83	0,302	5,83	0,302	6,4	0,304	6,4	0,304
0,003	5,66	0,281	5,78	0,294	5,85	0,294	5,85	0,301	5,85	0,294	5,85	0,301	5,85	0,301	5,85	0,301	9	0,278	9	0,278
0,01	5,73	0,281	5,88	0,289	6,8	0,289	6,8	0,289	6,8	0,289	6,8	0,289	6,8	0,289	6,8	0,289	22,6	0,217	22,6	0,217
0,03	6,03	0,279	7,05	0,284	11,6	0,258	11,6	0,258	11,6	0,258	11,6	0,258	11,6	0,258	11,6	0,258	64	0,163	64	0,163
0,5	22,6	0,162	49,8	0,142	125	0,123	125	0,123	125	0,123	125	0,123	125	0,123	125	0,123	795	0,098	795	0,098
0,7	28,3	0,137	62	0,119	158	0,107	158	0,107	158	0,107	158	0,107	158	0,107	158	0,107	1.040	0,09	1.040	0,09
1	34,8	0,111	78	0,101	200	0,092	200	0,092	200	0,092	200	0,092	200	0,092	200	0,092	1.340	0,078	1.340	0,078
3	60,5	0,059	144	0,058	384	0,055	384	0,055	384	0,055	384	0,055	384	0,055	384	0,055	2.730	0,052	2.730	0,052
10	100	0,028	246	0,028	680	0,028	680	0,028	680	0,028	680	0,028	680	0,028	680	0,028	5.030	0,028	5.030	0,028
30	143	0,013	365	0,013	1.030	0,014	1.030	0,014	1.030	0,014	1.030	0,014	1.030	0,014	1.030	0,014	8.000	0,015	8.000	0,015
100	207	0,006	530	0,006	1.500	0,006	1.500	0,006	1.500	0,006	1.500	0,006	1.500	0,006	1.500	0,006	12.000	0,006	12.000	0,006
1.000	387	0,001	990	0,001	2.830	0,001	2.830	0,001	2.830	0,001	2.830	0,001	2.830	0,001	2.830	0,001	23.000	0,001	23.000	0,001

Re	Di/Do = 0,5 - Aquecimento na parede interna																			
	10.000				30.000				100.000				300.000				1.10 <sup>5</sup>			
	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>	Nu <sub>ii</sub>	θ <sub>i</sub>
0	6,28	0,62	6,3	0,632	6,3	0,651	6,3	0,651	6,3	0,651	6,3	0,659	6,3	0,659	6,3	0,659	6,3	0,654	6,3	0,654
0,001	6,28	0,62	6,3	0,632	6,3	0,651	6,3	0,651	6,3	0,651	6,3	0,659	6,3	0,659	6,3	0,659	6,3	0,644	6,3	0,644
0,003	6,28	0,62	6,3	0,632	6,4	0,656	6,4	0,656	6,4	0,656	6,4	0,637	6,4	0,637	6,4	0,637	9,4	0,585	9,4	0,585
0,01	6,37	0,622	6,45	0,636	7,3	0,623	7,3	0,623	7,3	0,623	7,3	0,54	7,3	0,54	7,3	0,54	23,2	0,427	23,2	0,427
0,03	6,75	0,627	7,53	0,598	12	0,533	12	0,533	12	0,533	12	0,43	12	0,43	12	0,43	65,5	0,333	65,5	0,333
0,5	24,6	0,343	52	0,292	130	0,253	130	0,253	130	0,253	130	0,229	130	0,229	130	0,229	835	0,208	835	0,208
0,7	30,9	0,3	66	0,258	166	0,225	166	0,225	166	0,225	166	0,206	166	0,206	166	0,206	1.080	0,185	1.080	0,185
1	38,2	0,247	83,5	0,218	212	0,208	212	0,208	212	0,208	212	0,183	212	0,183	212	0,183	1.420	0,17	1.420	0,17
3	66,8	0,129	152	0,121	402	0,115	402	0,115	402	0,115	402	0,114	402	0,114	402	0,114	2.870	0,111	2.870	0,111
10	106	0,059	260	0,059	715	0,059	715	0,059	715	0,059	715	0,059	715	0,059	715	0,059	5.400	0,061	5.400	0,061
30	153	0,028	386	0,027	1.080	0,028	1.080	0,028	1.080	0,028	1.080	0,031	1.080	0,031	1.080	0,031	8.400	0,032	8.400	0,032
100	220	0,006	558	0,006	1.600	0,006	1.600	0,006	1.600	0,006	1.600	0,007	1.600	0,007	1.600	0,007	12.600	0,007	12.600	0,007
1.000	408	0,002	1.040	0,002	3.000	0,002	3.000	0,002	3.000	0,002	3.000	0,002	3.000	0,002	3.000	0,002	24.000	0,002	24.000	0,002

Tabela 4.4. continuação.

Re	Pr	Di/Do = 0,8 - Aquecimento na parede externa														
		10.000			30.000			100.000			300.000			1.10 <sup>6</sup>		
		Nu <sub>li</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>lo</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>lo</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>lo</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>lo</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>
0		5,65	0,379	0,386	5,7	0,386	5,75	0,398	5,8	0,407	5,85	0,409	5,85	0,407	5,85	0,409
0,001		5,65	0,379	0,386	5,7	0,386	5,75	0,398	5,88	0,406	6,25	0,407	6,25	0,406	6,25	0,407
0,003		5,65	0,379	0,386	5,7	0,386	5,84	0,397	6,35	0,407	8,8	0,374	8,8	0,407	8,8	0,374
0,01		5,75	0,381	0,386	5,85	0,386	6,72	0,39	9,95	0,361	21	0,286	21	0,361	21	0,286
0,03		6,10	0,388	0,38	6,90	0,38	11,1	0,339	23,2	0,29	62,0	0,216	62,0	0,29	62,0	0,216
0,5		22,4	0,225	0,191	48,0	0,191	121	0,169	292	0,153	790	0,136	790	0,153	790	0,136
0,7		28	0,192	0,166	61	0,166	156	0,15	378	0,136	1.010	0,122	1.010	0,136	1.010	0,122
1		34,8	0,159	0,141	76,5	0,141	197	0,129	483	0,11	1.310	0,111	1.310	0,11	1.310	0,111
3		61,3	0,083	0,079	142	0,079	382	0,078	960	0,076	2.730	0,073	2.730	0,076	2.730	0,073
10		100	0,039	0,039	243	0,039	670	0,039	1.740	0,04	5.030	0,04	5.030	0,04	5.030	0,04
30		146	0,019	0,019	1,65	0,019	1,040	0,02	2.720	0,021	8.000	0,022	8.000	0,021	8.000	0,022
100		209	0,008	0,008	533	0,008	1.500	0,009	4.000	0,009	12.000	0,01	12.000	0,009	12.000	0,01
1.000		385	0,002	0,002	1.000	0,002	2.870	0,002	7.720	0,002	23.000	0,002	23.000	0,002	23.000	0,002

Re	Pr	Di/Do = 0,8 - Aquecimento na parede interna														
		10.000			30.000			100.000			300.000			1.10 <sup>6</sup>		
		Nu <sub>li</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>li</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>li</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>li</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>	Nu <sub>li</sub>	θ <sub>i</sub>	θ <sub>o</sub>
0		5,87	0,489	0,505	5,9	0,505	5,92	0,515	5,95	0,525	5,97	0,528	5,97	0,525	5,97	0,528
0,001		5,87	0,48	0,505	5,9	0,505	5,92	0,515	6,00	0,518	6,33	0,516	6,33	0,518	6,33	0,516
0,003		5,87	0,489	0,505	5,9	0,505	6,03	0,485	6,40	0,504	8,8	0,468	8,8	0,504	8,8	0,468
0,01		5,95	0,485	0,506	6,07	0,506	6,8	0,493	10	0,452	21,7	0,382	21,7	0,452	21,7	0,382
0,03		6,2	0,478	0,485	7,05	0,485	11,4	0,445	23,0	0,357	61,0	0,276	61,0	0,357	61,0	0,276
0,5		22,9	0,268	0,250	49,5	0,250	123	0,214	296	0,193	800	0,174	800	0,193	800	0,174
0,7		28,5	0,244	0,212	62,3	0,212	157	0,186	384	0,172	1.050	0,160	1.050	0,172	1.050	0,160
1,0		35,5	0,200	0,181	78,3	0,181	202	0,166	492	0,154	1.350	0,140	1.350	0,154	1.350	0,140
3		63,0	0,108	0,102	145	0,102	386	0,097	973	0,096	2.750	0,093	2.750	0,096	2.750	0,093
10		102	0,051	0,051	248	0,051	693	0,052	1.790	0,051	5.150	0,051	5.150	0,051	5.150	0,051
30		147	0,027	0,027	370	0,027	1.050	0,028	2.750	0,029	8.100	0,030	8.100	0,029	8.100	0,030
100		215	0,010	0,010	540	0,010	1.540	0,010	4.050	0,011	12.100	0,012	12.100	0,011	12.100	0,012
1.000		393	0,002	0,002	1.000	0,002	2.890	0,002	7.700	0,002	23.000	0,002	23.000	0,002	23.000	0,002



Tabela 4.4. continuação.

Re	Di/Do = 1 - Paredes planas paralelas									
	10.000		30.000		100.000		300.000		1.10 <sup>5</sup>	
Pr	Nu	$\theta$	Nu	$\theta$	Nu	$\theta$	Nu	$\theta$	Nu	$\theta$
0	5.70	0.428	5.78	0.445	5.80	0.456	5.80	0.460	5.80	0.468
0.001	5.70	0.428	5.78	0.445	5.80	0.456	5.88	0.460	6.23	0.460
0.003	5.70	0.428	5.80	0.445	5.90	0.450	6.32	0.450	8.62	0.422
0.01	5.80	0.428	5.92	0.445	6.70	0.440	9.80	0.407	21.5	0.333
0.03	6.10	0.428	6.90	0.428	11.0	0.390	23.0	0.330	61.2	0.255
0.5	22.5	0.256	47.8	0.222	120	0.193	290	0.174	780	0.157
0.7	27.8	0.220	61.2	0.192	155	0.170	378	0.156	1.030	0.142
1.0	35.0	0.182	76.8	0.162	197	0.148	486	0.138	1.340	0.128
3	60.8	0.095	142	0.092	380	0.089	966	0.087	2.700	0.084
10	101	0.045	214	0.045	680	0.045	1.760	0.045	5.080	0.046
30	147	0.021	367	0.022	1.030	0.022	2.720	0.023	8.000	0.024
100	210	0.009	514	0.009	1.520	0.010	4.030	0.010	12.000	0.011
1.000	390	0.002	997	0.002	2.880	0.002	7.650	0.002	23.000	0.002

## B) EQUAÇÃO DE COLBURN

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (4.169)$$

A equação tem validade sugerida para  $Pr$  entre 0,5 e 3 e  $Re$  entre 10.000 e 100.000.

## C) EQUAÇÃO DE GNIELINSKI (APUD KAKAÇ, 1987)

$$Nu = \frac{(Cf / 2)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7(Cf / 2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.170)$$

***Coeficiente de transferência de calor por convecção no tubo capilar na região de escoamento bifásico***

No escoamento bifásico no interior de tubo capilar ocorre um fenômeno pouco usual na área de transferência de calor, que é a vaporização do fluido com perda simultânea de calor, assunto este pouco estudado até o momento. Não foi encontrada na literatura uma indicação específica para cálculo do coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico dessa natureza. Felizmente a resistência térmica do lado do escoamento bifásico no tubo capilar é pequena, quando comparada à resistência térmica do lado da linha de sucção. Nesse sentido, a utilização de modelos apenas aproximados para o cálculo de  $h_{ic}$  tem pouquíssima influência no valor do coeficiente global de transferência de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção. Sendo assim, será utilizado um modelo simplificado, válido para o caso de vaporização com aquecimento.

Existem vários modelos para o cálculo de  $h$  na vaporização com recebimento de calor. Collier (Apud Pate, 1982) sugere um modelo em que uma equação tradicional de cálculo de  $h$  para escoamento monofásico seja utilizada, mas adotando-se as propriedades do líquido e a velocidade da mistura. Alguns pesquisadores que visualizaram o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares de vidro (vide por exemplo Koizumi e Yokoyama, 1980), observaram que o processo de formação das bolhas de vapor se inicia nas em um único núcleo na parede do tubo capilar, as bolhas migram para a região central do tubo e depois vão se coalescendo, à medida que a vaporização se desenvolve. Nesse sentido, o modelo de Collier parece razoavelmente adequado para o escoamento em tubos capilares. O modelo foi

denominado de *Método da velocidade do líquido* por Pate (1982). Adotando-se como referência a equação de Dittus-Böelter para cálculo, tem-se:

$$h_{ip} = 0,023 \frac{k_l}{D} Re_l^{0,8} Pr_l^{\eta} \left( \frac{1-x}{1-\alpha} \right)^{0,8} \quad (4.171)$$

onde,

$\alpha$ : fração de vazio do escoamento bifásico.

Para escoamento homogêneo,

$$\alpha = \frac{x v_v}{x v_v + (1-x) v_l} \quad (4.172)$$

### ***Escoamento bifásico crítico***

No equacionamento adotado, a condição em que a “velocidade do som” na mistura bifásica homogênea é atingida é aquela para a qual  $\partial P / \partial z \rightarrow \infty$ . Nesse sentido, não é necessário que se faça qualquer provisão específica no modelo para o escoamento crítico. A condição de escoamento crítico é uma decorrência natural das hipóteses e modelos anteriormente adotados. Cabe destacar que inexplicavelmente alguns pesquisadores insinuam a possibilidade de utilização de expressões alternativas para cálculo do fluxo mássico crítico, numa aparente contradição. Pate (1982) por exemplo, utiliza o modelo de escoamento homogêneo na simulação do escoamento e, por outro lado, considera a possibilidade de utilização tanto do modelo de “equilíbrio homogêneo isoentrópico” como do modelo de “equilíbrio homogêneo isoentálpico” para cálculo da velocidade crítica.

### ***Troca de calor entre a parede do tubo capilar/linha de sucção com o ambiente***

No caso do tubo capilar instalado na USP, o parâmetro  $UA'_{amb}$  foi medido. Para um tubo capilar genérico, tal parâmetro pode ser calculado da seguinte forma:

$$UA'_{amb} = U_{wls,amb} \pi D_w \quad (4.173)$$

No caso em que não existe isolamento, e a transferência de calor se dá por um mecanismo combinado de convecção e radiação, o cálculo de  $UA'_{amb}$  é feito através da expressão:

$$UA'_{amb} = (h_C + h_R)\pi D_w \quad (4.174)$$

com o diâmetro  $D_w$  podendo ser o externo da parede do tubo capilar ou da linha de sucção, dependendo do trecho considerado. No caso de haver isolamento ao redor da tubo, conforme figura 4.21, o cálculo é:

$$\frac{1}{UA'_{amb}} = \frac{1}{2\pi k_{iso}} \ln\left(\frac{D_{iso}}{D_w}\right) + \frac{1}{(h_C + h_R)\pi D_{iso}} \quad (4.175)$$

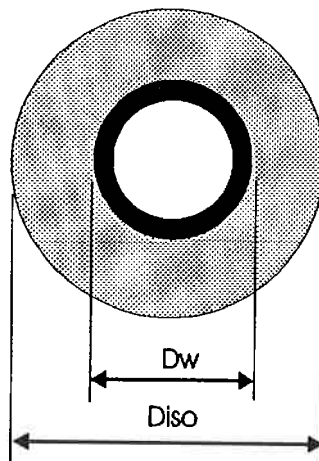


Figura 4.21. Esquema de tubo isolado para cálculo de  $UA'_{amb}$ .

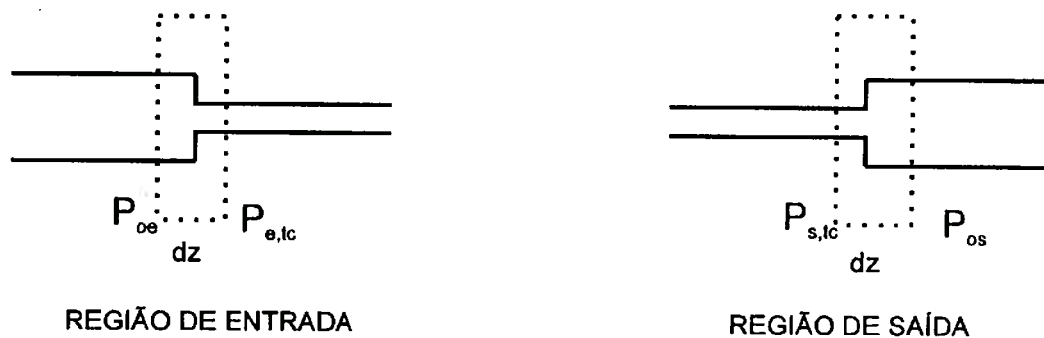
Na programa computacional desenvolvido, é permitido que o tubo capilar seja dividido em trechos nos quais o parâmetro  $UA'_{amb}$  é constante.

#### ***Variação da pressão estática na entrada e saída do tubo capilar***

Todas as equações apresentadas até o momento consideram a variação de pressão estática apenas ao longo do tubo capilar, decorrente da perda de carga distribuída e aceleração do fluido. Neste item serão feitas algumas considerações sobre como considerar a variação de pressão no estrangulamento que constitui a entrada do tubo capilar e na expansão abrupta que constitui a saída. A redução de pressão no estrangulamento de entrada é calculada para os

resultados experimentais, a fim de que seja possível compará-los com os resultados numéricos.

No desenvolvimento a seguir será considerado, apenas para simplicidade de apresentação, que a variação de pressão estática (decorrente de perda de carga e aceleração/desaceleração do fluido) na região de entrada ou saída do tubo capilar acontece em um trecho de comprimento infinitesimal (vide figura 4.22). Para a região de entrada, o balanço da quantidade de movimento é:



**Figura 4.22.** Esquema das regiões de entrada e saída do tubo capilar, utilizado para cálculo da variação de pressão nesses detalhes.

$$\frac{P_{oe}}{\rho_{oe}} + \frac{V_{oe}^2}{2} - \frac{\Delta P_{loc}}{\rho} = \frac{P_{tc,e}}{\rho_{tc,e}} + \frac{V_{tc,e}^2}{2} \quad (4.176)$$

Na equação 4.176 o termo  $\Delta P_{loc}$  representa a perda de carga localizada devido às irreversibilidades que ocorrem no processo. Admitindo escoamento de líquido, a densidade pode ser admitida constante. Admitindo também que a velocidade  $V_{o,e}$  é pequena, o termo  $V_{o,e}^2$  pode ser desprezado. A equação 4.176 pode ser então escrita:

$$P_{oe} - P_{tc,e} = \Delta P_{loc} + \rho \frac{V_{tc,e}^2}{2} \quad (4.177)$$

O termo  $\Delta P_{loc}$  é usualmente representado por:

$$\Delta P_{loc} = K\rho \frac{V_{tc,e}^2}{2} \quad (4.178)$$

onde  $K$  é o fator de perda de carga localizada. Para entradas do tipo da apresentada na figura 4.22, o valor de  $K$  é 0,5, segundo Idelcik (1960). Nessas condições, a equação 4.178 é:

$$P_{oe} - P_{tc,e} = 1,5\rho \frac{V_{tc,e}^2}{2} \quad (4.179)$$

ou, em termos da vazão mássica:

$$P_{oe} - P_{tc,e} = \frac{12\dot{m}_{tc}^2}{\rho\pi^2 D_{tc,i}^4} \quad (4.180)$$

Considerando escoamento de HFC 134a, subresfriado na entrada, densidade do líquido de  $1.100 \text{ kg/m}^3$ , diâmetro do tubo capilar de  $0,75 \text{ mm}$ , temperatura de condensação de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  e vazão mássica de  $7,5 \text{ kg/h}$ , a diminuição de pressão na seção de entrada equivale a uma diminuição de temperatura de condensação de cerca de  $0,4 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se a temperatura de entrada no tubo capilar for mantida inalterada, existe também uma diminuição de  $0,4 \text{ }^\circ\text{C}$  no grau de subresfriamento. Usando o programa de simulação matemática, pode-se avaliar o efeito da variação dessas duas variáveis sobre a vazão mássica em um tubo capilar típico. O resultado observado é uma diminuição de vazão da ordem de  $1,5 \%$ , que corresponde ao erro que seria introduzido se a diminuição de pressão no estrangulamento não fosse considerada na correção dos resultados experimentais.

Para a expansão que ocorre na seção de saída, no caso do escoamento não se encontrar bloqueado, a equação equivalente à 4.177 é:

$$P_{tc,s} - P_{os} = \Delta P_{loc} - \bar{\rho} \frac{V_{tc,s}^2}{2} \quad (4.181)$$

onde a densidade  $\bar{\rho}$  utilizada é um valor médio em virtude do escoamento bifásico. O termo de perda de carga da equação 4.179 tem a mesma forma daquele apresentado na equação 4.178, devendo-se utilizar agora a velocidade  $V_{tc,s}$ . Nesse caso, o valor de  $K$  é, segundo Idelcik (1960), igual à unidade, resultando:

$$P_{tc,s} - P_{os} = 0 \quad (4.182)$$

ou seja, não existe variação de pressão estática no processo de expansão na seção de saída, para escoamento não crítico. Quando o escoamento é crítico, a discussão deixa de ter sentido, porque a pressão  $P_{tc,s}$  não é mais dependente da pressão  $P_{os}$ .

## 4.2. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

### 4.2.1. ALGORITMO DE CÁLCULO

As variáveis que governam o fenômeno de escoamento em tubos capilares não adiabáticos são apresentadas na figura 4.23.

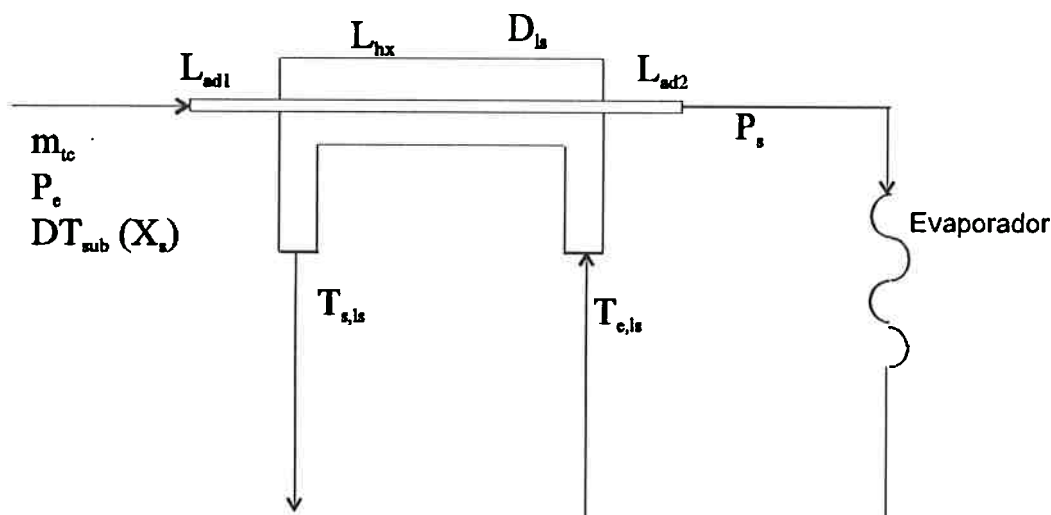


Figura 4.23. Esquema de um tubo capilar não adiabático com a indicação das variáveis que caracterizam o escoamento.

A classificação das variáveis como dependentes ou independentes enseja muitas combinações, mas existem dois procedimentos muito comuns:

- Fixar os comprimentos de todos os trechos do tubo capilar (entre outras variáveis), deixando  $\dot{m}_{tc}$  e  $T_{s,ls}$  como variáveis dependentes. Esse é o caso em que se deseja conhecer o desempenho do tubo capilar para condições geométricas fixadas. A designação “simulação do escoamento” é usual para esse caso.

- Fazer do comprimento ( $L_{ad1}$ ,  $L_{tr.cal.}$  ou  $L_{ad2}$ ) e de  $T_{s,ls}$  variáveis dependentes. O comprimento a determinar é usualmente o do último trecho. Esse é o caso em que se está dimensionando o tubo capilar.

No presente trabalho, foram desenvolvidos códigos computacionais que permitem os dois tipos de cálculo. Ambos se baseiam em um algoritmo de cálculo de comprimento. No algoritmo desenvolvido, as equações diferenciais anteriormente apresentadas são integradas numericamente a partir da seção de entrada do tubo capilar e os perfis de pressão e temperatura no tubo capilar e de temperatura na linha de sucção vão sendo determinados à medida que o processo de cálculo avança. A integração deve ser interrompida quando a pressão no tubo capilar atinge o valor fixado de pressão do reservatório de jusante, ou quando a condição crítica de escoamento é alcançada. A abscissa (posição no tubo capilar) em que uma dessas condições é atingida corresponde ao comprimento de tubo capilar necessário para a obtenção da vazão mássica especificada. Algumas observações devem ser feitas sobre o algoritmo desenvolvido:

- Para a linha de sucção, a condição inicial ocorre no extremo oposto ao ponto de início de integração, dificultando os cálculos, porque ao se atingir a seção de saída da linha de sucção, sua temperatura é desconhecida. Nesse ponto, então, deve-se admitir uma temperatura de saída e proceder à integração até a seção de entrada da linha de sucção, verificando-se então se a temperatura calculada é igual à temperatura fixada dentro de uma certa tolerância. Caso isso não ocorra, o cálculo deve ser reiterado. Um diagrama de blocos que mostra sucintamente esse algoritmo é apresentado na figura 4.24.
- No caso do cálculo de vazão mássica, o comprimento tem que ser calculado iterativamente até que o seu valor seja igual ao do comprimento fixado, dentro de uma certa tolerância. A figura 4.25 mostra um diagrama de blocos sucinto do algoritmo para esse caso.
- O refrigerante escoando no tubo capilar pode encontrar-se na fase líquida ou como mistura bifásica. Existe também a virtual possibilidade do refrigerante atingir a condição de vapor saturado ou superaquecido. Nas várias simulações matemáticas efetuadas com o programa desenvolvido, nunca ocorreu que, na solução final, houvesse alguma região com escoamento apenas de vapor de fluido refrigerante. Em alguns casos, contudo, foi observado que isso



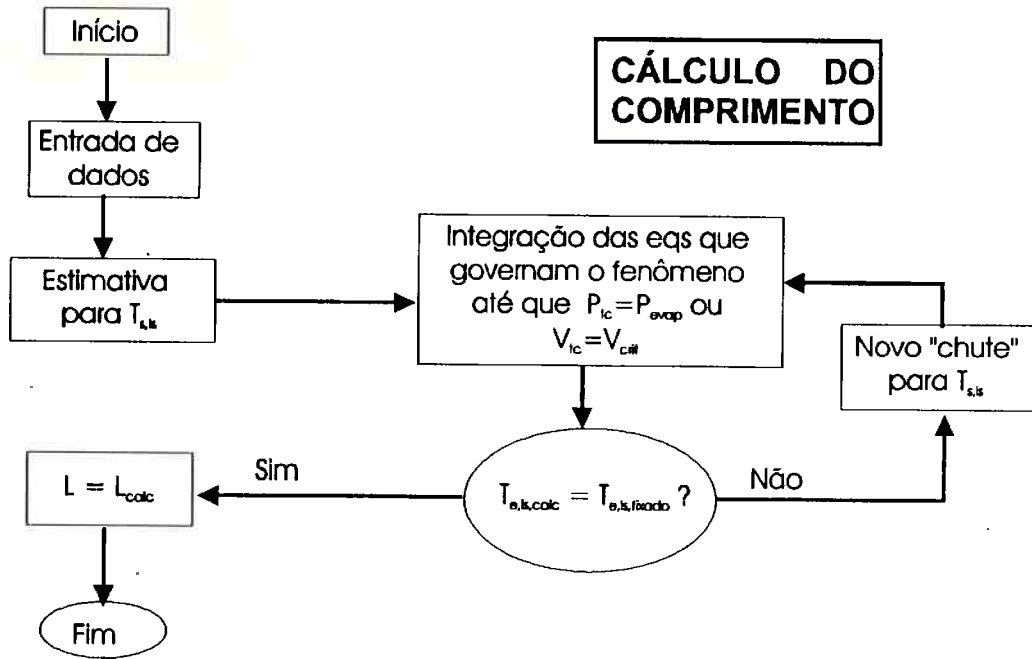


Figura 4.24. Diagrama de blocos simplificado do algoritmo utilizado para cálculo do comprimento do tubo capilar.

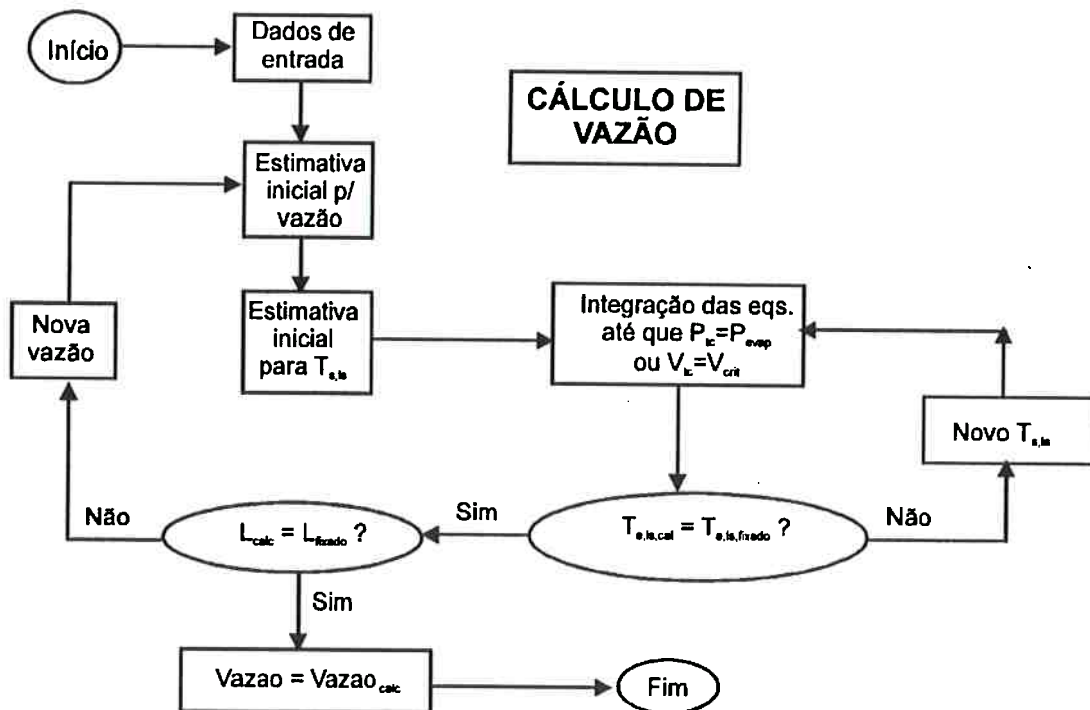


Figura 4.25. Diagrama de blocos simplificado do algoritmo utilizado para cálculo de vazão do tubo capilar.

acontecia em etapas intermediárias do processo iterativo de cálculo, provocando instabilidades. A fim de contornar esse problema, a possibilidade de escoamento na fase vapor foi considerada. Em vista disso, e considerando que o tubo capilar pode ter regiões com ou sem troca de calor com a linha de sucção, foram definidas seis regiões típicas de cálculo, cada uma delas com equações e algoritmos específicos. As regiões estabelecidas foram:

- Região só com tubo capilar, só com escoamento de líquido no tubo capilar.
  - Região só com tubo capilar, com escoamento bifásico no tubo capilar.
  - Região só com tubo capilar, só com vapor no tubo capilar.
  - Região com trocador de calor, só com escoamento de líquido no tubo capilar.
  - Região com trocador de calor, com escoamento bifásico no tubo capilar.
  - Região com trocador de calor, só com vapor no tubo capilar.
- Considerando as regiões de escoamento anteriormente definidas, várias condições tem que ser verificadas após a integração em cada intervalo  $\Delta z$ . São as seguintes essas condições:
- Se  $P_{tc}$  atingiu a pressão de evaporação.
  - Se a condição crítica de escoamento foi alcançada.
  - Se a abcissa de entrada ou saída no trocador de calor foi alcançada.
  - Se a temperatura de saturação foi atingida, no caso de região com escoamento só de líquido.
  - Na região de mistura bifásica, se a condição de escoamento com vapor saturado seco foi alcançada.
  - Ainda no escoamento bifásico, na região do trocador de calor, pode ocorrer condensação do vapor e o refrigerante pode voltar ao estado líquido.
  - No ponto exato de início de vaporização, se a condição crítica de escoamento é atingida. Esse é um fenômeno curioso, que já havia sido relatado por Cooper et al. (1957), e consiste na possibilidade da condição crítica de escoamento ser atingida no caso limite em que existe escoamento bifásico com título tendendo a zero. O que ocorre é que existe uma descontinuidade (uma grande diminuição) da velocidade crítica ao se passar do escoamento monofásico (líquido) para o bifásico. Para evitar instabilidade de cálculo, o algoritmo deve considerar essa possibilidade.

Várias dessas condições podem ocorrer no mesmo intervalo de integração. Nesse caso é preciso determinar qual delas foi atingida primeiro, o que se consegue através de um refinamento da solução.

#### 4.2.2. MÉTODO NUMÉRICO DE INTEGRAÇÃO

O modelo matemático do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos é constituído por um sistema não linear de equações diferenciais ordinárias de 1ª ordem. O método inicialmente implementado foi o de Runge-Kutta de 4ª ordem. Posteriormente, a fim de aumentar a velocidade de processamento, foi implementado o método de Adams-Brashforth. Foram feitos alguns desenvolvimentos utilizando o método de Adams-Moulton-Brashforth, mas os aprimoramentos conseguidos foram insignificantes.

##### *Método de Runge-Kutta (Apud Carnahan, 1969)*

É um método de intervalo único, ou seja, se baseia em informações apenas do próprio intervalo de integração. Seja a equação diferencial ordinária de 1ª ordem:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad (4.183)$$

O método de Runge-Kutta de 4ª ordem é:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (4.184)$$

onde,

$h = \Delta z$ , é o passo de integração;

$$k_1 = f(x_i, y_i) \quad (4.185)$$

$$k_2 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}hk_1\right) \quad (4.186)$$

$$k_3 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}hk_2\right) \quad (4.187)$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + hk_3) \quad (4.188)$$

### *Método de Adams-Brashforth*

É um método de múltiplos intervalos, porque necessita de informações relacionadas a intervalos anteriores calculados. Uma das vantagens desse método é que, para mesmo passo de integração, o erro é próximo ao do método de Runge-Kutta, exigindo porém o cálculo da função  $f$  em um único ponto, ao invés dos quatro pontos do método de Runge-Kutta. Isto é interessante quando o cálculo da função consome uma grande parcela do tempo total de simulação.

O método de Adams-Brashforth é usualmente utilizado com passo de integração constante. Nesse caso, a fórmula de integração é (Apud Lapidus & Seinfeld):

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{24}(55y'_n - 59y'_{n-1} + 37y'_{n-2} - 9y'_{n-3}) \quad (4.189)$$

Na região de escoamento bifásico em tubos capilares, o gradiente de pressão sofre grande elevação à medida que o título aumenta. Nesse sentido é conveniente que o passo de integração seja continuamente diminuído à medida que a integração avança, de forma a impedir que o erro cresça exageradamente. De acordo com Lapidus e Seinfeld (1960), para passo de integração variável, a fórmula de integração passa a ser:

$$y_{i+1} = y_i + h_i \left[ \beta_1 y'_{i-1} + \beta_2 y'_{i-1} + \beta_3 y'_{i-2} + \beta_4 y'_{i-3} \right] \quad (4.190)$$

$$\tau_1 = \frac{z_i - z_{i-1}}{h_i} = \frac{h_{i-1}}{h_i} \quad (4.191)$$

$$\tau_2 = \frac{z_i - z_{i-2}}{h_i} = \frac{(z_i - z_{i-1}) + (z_{i-1} - z_{i-2})}{h_i} = \frac{h_{i-1}}{h_i} + \frac{h_{i-2}}{h_i} \quad (4.192)$$

$$\tau_3 = \frac{h_{i-1}}{h_i} + \frac{h_{i-2}}{h_i} + \frac{h_{i-3}}{h_i} \quad (4.193)$$

$$\beta_4 = \frac{2(2 + 3\tau_1)(\tau_2 + \tau_1) + 3(1 - 2\tau_1^2)}{12\tau_3(\tau_3 - \tau_1)(\tau_2 - \tau_3)} \quad (4.194)$$

$$\beta_3 = \frac{2 + 3\tau_1 - 6\tau_3(\tau_3 - \tau_1)\beta_4}{6\tau_2(\tau_2 - \tau_1)} \quad (4.195)$$

$$\beta_2 = -\frac{1}{2\tau_1}(1 + 2\tau_3\beta_4 + 2\tau_2\beta_3) \quad (4.196)$$

$$\beta_1 = 1 - \beta_2 - \beta_3 - \beta_4 \quad (4.197)$$

### 5.2.3. SOLUÇÃO DO SISTEMA NÃO LINEAR DE EQUAÇÕES ALGÉBRICAS

Conforme visto anteriormente, na simulação de tubos capilares não adiabáticos para cálculo de vazão mássica existe um cálculo iterativo em que duas variáveis devem convergir: a própria vazão mássica e a temperatura de saída na linha de sucção. Dois procedimentos podem ser adotados: convergir as duas variáveis individual ou simultaneamente. No caso de se optar por convergir as duas variáveis simultaneamente, o método mais conhecido e utilizado é o Newton-Raphson para múltiplas variáveis. Foram feitas algumas tentativas de utilização desse método, mas foram observadas freqüentes instabilidades. Isso ocorre principalmente porque o problema é muito sensível a variações de  $T_{i,s}$ . Em virtude disso, a abordagem utilizada é a de convergir as duas variáveis individualmente, ou seja, a variável  $T_{i,s}$  deve convergir individualmente para cada valor de vazão admitido no processo iterativo (vide figura 4.25).

Existem vários métodos para a convergência iterativa de apenas uma variável, podendo-se citar o de Newton-Raphson de uma variável, o da substituição direta, o de Wegstein e o método das secantes. Para o problema particular aqui considerado, o método das secantes e o de Newton-Raphson de uma variável são adotados.

#### *Método de Newton-Raphson para uma variável*

Seja a equação algébrica:

$$f(x_i) = 0 \quad (4.198)$$

O método de Newton-Raphson consiste em extrapolar a função considerando o seu gradiente local, calculado numa etapa intermediária do processo iterativo. A figura 4.26 mostra graficamente como a aproximação de ordem  $i+1$  pode ser obtida a partir da aproximação de ordem  $i$ .

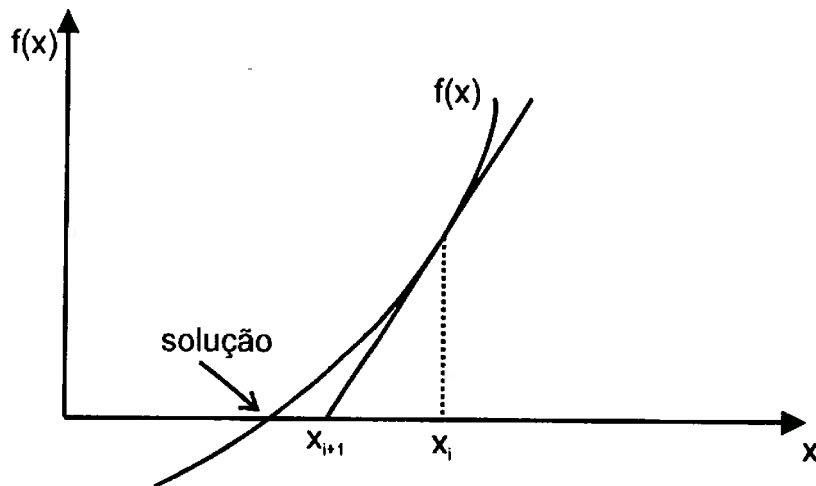


Figura 4.26. Aplicação gráfica do método de Newton-Raphson para uma variável.

A fórmula para reiteração da variável independente  $x$  é:

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)} \quad (4.199)$$

### **Método da secante**

O método pode ser melhor compreendido a partir da seqüência gráfica mostrada na figura 4.27. A fórmula para reiteração da variável  $x$  é:

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{g'(x_i)} \quad (4.200)$$

onde,

$$g'(x_i) = \frac{f(x_i) - f(x_{i-1})}{x_i - x_{i-1}} \quad (4.201)$$

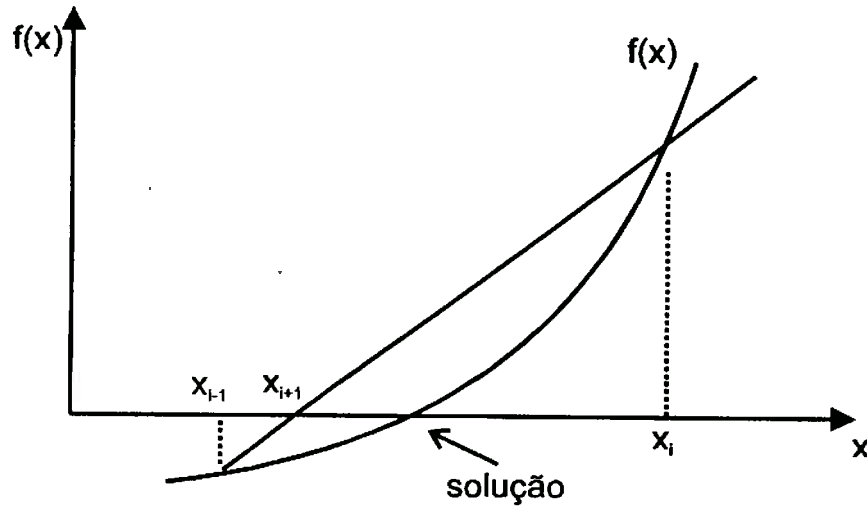


Figura 4.27. Aplicação gráfica do método da secante.

## 5. RESULTADOS

### 5.1. COMENTÁRIOS INICIAIS

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais obtidos na unidade laboratorial implantada na USP, a comparação dos resultados experimentais com os obtidos numericamente através do programa de simulação matemática desenvolvido, a análise numérica da influência de algumas variáveis sobre o desempenho do tubo capilar e a comparação de resultados numéricos com alguns resultados publicados na literatura aberta.

Foi realizado um grande número de ensaios na assim denominada *seção de testes principal* e um número limitado de ensaios preliminares na *seção auxiliar de testes*. A seção principal de testes é aquela na qual foram instalados vários termopares ao longo do tubo capilar e da linha de sucção, os quais permitem um acompanhamento mais rigoroso do escoamento. Além disso, a seção principal foi construída com um isolamento térmico bastante severo, que torna a influência do meio desprezível. Nessa seção foram realizados ensaios para tubo capilar adiabático e não adiabático, utilizando tanto CFC 12 como HFC 134a.

Na seção de testes auxiliar não existem termopares para medição da temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. Muito embora seja perdida alguma informação do processo, tal medida permite analisar experimentalmente a influência de algumas variáveis, em virtude da maior simplicidade da instalação, que facilita a modificação do "layout". Como o número de ensaios na seção auxiliar de testes foi limitado, os resultados dela provenientes não são apresentados no presente trabalho. A unidade auxiliar poderá vir a ser utilizada em pesquisas que eventualmente venham a dar continuidade à esta.

No presente capítulo, pretende-se apresentar uma amostra suficientemente representativa do conjunto global de resultados da pesquisa. Para tanto, foram elaboradas várias figuras e tabelas, as quais, para facilidade de consulta, são anexadas em um volume individual, que constitui o apêndice E.



## 5.2. RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS NA SEÇÃO PRINCIPAL DE TESTES

### 5.2.1. TUBO CAPILAR ADIABÁTICO COM ESCOAMENTO DE CFC 12

Foram realizados alguns poucos testes experimentais com esse fluido, visto que esse não era o objetivo principal do trabalho. Os resultados experimentais concordaram bem com os resultados numéricos. Em média, os resultados experimentais de vazão mássica foram cerca de 7 % maiores que os resultados numericamente previstos.

### 5.2.2. ENSAIOS PARA TUBO CAPILAR ADIABÁTICO UTILIZANDO HFC 134A

#### *Avaliação da dinâmica dos ensaios*

A metodologia de realização dos ensaios já foi apresentada em detalhes no capítulo 3. Resumidamente pode-se dizer que ela consiste na fixação inicial das pressões de entrada e saída (reservatório de jusante) do tubo capilar, da temperatura na entrada da linha de sucção (no caso de tubo capilar não adiabático) e da temperatura na entrada do tubo capilar, esta última em um valor correspondente a 12 °C de subresfriamento. Aguarda-se um certo tempo, entre 60 a 80 minutos, até que a condição de regime permanente seja atingida e procede-se à aquisição dos dados. Em seguida, regula-se o controlador automático da temperatura na entrada do tubo capilar para obtenção de 9 °C de subresfriamento e aguarda-se novo intervalo de tempo, normalmente um valor entre 15 e 20 minutos, para que o regime permanente possa ser novamente atingido. E assim sucessivamente para os subresfriamentos de 6 e 3 °C.

Os ensaios com tubo capilar adiabático usando HFC 134a, a exemplo do que ocorreu com o CFC 12, foram bastante estáveis na maioria dos casos. Por exemplo, as figuras 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4, relativas ao ensaio de código AD127, indicam respectivamente a evolução da pressão na entrada do tubo capilar, da pressão no reservatório de jusante (saída do tubo capilar), da temperatura na entrada do tubo capilar e da vazão no tubo capilar durante um ensaio típico. Tais figuras são representativas do que aconteceu na maioria dos ensaios com tubo capilar adiabático para escoamento de HFC 134a.

Conforme pode ser visto na figura 5.1, a pressão na entrada do tubo capilar é

controlada numa faixa de  $\pm 2$  kPa. No reservatório de jusante do tubo capilar, a pressão variou entre 119 kPa e 154 kPa absolutos para o ensaio considerado, mas isso tem muito pouca influência sobre o desempenho do tubo capilar, conforme já comentado no capítulo 4.

A figura 5.3 mostra a evolução da temperatura na entrada do tubo capilar ao longo do ensaio. Fica evidente o quão acurado é o controle do subresfriamento.

O gráfico da figura 5.4 mostra a variação de vazão ao longo do ensaio. A comparação deste gráfico com o da figura 5.3 evidencia que existe uma perfeita correspondência entre a variação de  $\Delta T_{sub}$  e a vazão mássica através do tubo capilar. No gráfico da figura 5.4 aparecem alguns pontos de brusca variação de vazão. Nesses casos, o que se observa é que inicialmente a vazão diminui acompanhando a diminuição do subresfriamento e tende assintoticamente a um certo valor, correspondente a uma virtual condição de regime permanente. Em dado instante, contudo, a vazão diminui bruscamente, e o processo se encaminha para um valor final de vazão algo diferente daquele para o qual ele se dirigia anteriormente. Esse fenômeno pode ser associado a alterações ocorridas na região de líquido superaquecido (temperatura do líquido superior à da temperatura de saturação para a pressão do fluido refrigerante). Uma explicação possível para tal fenômeno é que, à medida que o subresfriamento vai diminuindo, o superaquecimento do líquido na região de equilíbrio metaestável se eleva inicialmente, havendo moderada alteração de vazão. Existe um momento em que ocorre uma diminuição brusca do superaquecimento, indicando que o ponto de início de vaporização se dirigiu rapidamente para uma posição mais próxima da entrada do tubo capilar, provocando a correspondente diminuição brusca de vazão observada. Este fenômeno será analisado com maior profundidade mais adiante neste capítulo.

As figuras 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8 mostram os perfis de temperatura do refrigerante<sup>1</sup> ao longo do tubo capilar respectivamente para subresfriamentos de 12, 9, 6 e 3 °C, os quais evidenciam a existência do atraso de vaporização, uma vez que o início de “flashing” (ponto com queda brusca de temperatura do refrigerante) ocorre à jusante do ponto em que a temperatura de saturação se iguala à temperatura do refrigerante.

---

<sup>1</sup> A temperatura medida de fato é a temperatura da superfície externa da parede do tubo capilar. Como a perda de calor para o ambiente é muito pequena, tal temperatura é muito próxima da temperatura do refrigerante.

### ***Resultados experimentais e comparação com resultados numéricos***

Foram realizados ensaios para temperaturas de condensação de 40, 45, 50 e 55 °C. Para cada condição foram realizados de 2 a 4 ensaios. Os resultados experimentais e os respectivos resultados numéricos são apresentados na tabela 5.1. Nessa tabela são apresentados o código dos ensaios, a temperatura de condensação (temperatura de saturação correspondente à pressão reinante no reservatório de montante do tubo capilar), o subresfriamento, o superaquecimento do líquido observado no ensaio (atraso de vaporização), a vazão medida, a vazão calculada sem considerar o atraso de vaporização e a vazão calculada considerando o atraso de vaporização. Para essa última variável, o cálculo foi efetuado usando o artifício de acrescentar ao subresfriamento real o superaquecimento observado no ensaio. Ao final da tabela 5.1 são apresentados o número de ensaios (os ensaios AD120 e AD124 não foram contabilizados porque os desvios dos resultados numéricos, quando considerado o atraso de vaporização, foram muito elevados, indicando possivelmente alguma falha grosseira no ensaio), os superaquecimentos médio e máximo observados, o desvio médio dos resultados numéricos e o intervalo de confiança do desvio numérico para um nível de confiança de 90 %. Para efeito exclusivo deste trabalho, a seguinte terminologia é utilizada:

- *Desvio do resultado numérico*: é a diferença entre o resultado numérico e o experimental. Em algumas tabelas tal parâmetro é designado por “erro”.
- *Intervalo de confiança do desvio numérico*: é o intervalo em que 90 % (ou o nível de confiança utilizado) dos desvios numéricos está contido.
- *Nível de confiança*: define a probabilidade de um evento estar contido em um certo intervalo.

Quando não se considera o atraso de vaporização nos cálculos, o desvio médio dos resultados numéricos é de -1,1 %, e, em caso contrário, considerando o atraso, de 6,5 %. O motivo para o menor desvio verificado no primeiro caso é que existem outras fontes de incerteza que são parcialmente compensadas pelo erro sistemático (diminuição da vazão calculada) provocado pela não consideração do atraso de vaporização no modelo matemático. Considerando ainda os demais resultados apresentados na tabela 5.1, cabe destacar que em 90 % dos casos os desvios dos resultados numéricos se situam entre -8,1 a 6 %, quando não se

considera o atraso de vaporização, e entre 0,7 a 12,3 %, em caso contrário. A maior amplitude da primeira condição é compreensível, já que o atraso de vaporização é um fenômeno de natureza aleatória.

A tabela 5.2 apresenta um resumo dos resultados de vazão obtidos, agrupados por temperatura de condensação e subresfriamento. Nessa tabela é feito destaque para a dispersão dos resultados experimentais, aqui medida pela semi-diferença entre o valor máximo e o mínimo de cada condição operacional. Não são incluídos os resultados dos ensaios AD124 e AD120, por terem eles apresentado grande distorção em relação aos outros realizados sob as mesmas condições. Observa-se nessa tabela que a dispersão dos resultados experimentais é, em sua maioria, inferior a 4 % (amplitude de 8 %), valor esse que de alguma forma dá uma medida da incerteza dos resultados experimentais.

A fim de deixar bastante caracterizada a comparação entre os resultados experimentais e os numéricos mais algumas figuras são apresentadas:

- As figuras 5.9 e 5.10 mostram gráficos comparando os resultados experimentais com os resultados numéricos, respectivamente sem e com a consideração do atraso de vaporização nos cálculos. Comparando os dois gráficos, é evidente a menor dispersão do gráfico da figura 5.10, que considera o atraso de vaporização nos cálculos.
- As figuras 5.11, 5.12 e 5.13 mostram os histogramas e as curvas de frequência acumulada do desvio dos resultados numéricos, respectivamente para o conjunto de todos os ensaios (desvios considerados com seus valores absolutos), para os casos com desvio negativo e para os casos com desvio positivo. Essas figuras permitem a observação da distribuição geral dos resultados. O atraso de vaporização não foi considerado nos cálculos.
- A figura 5.14 é o histograma e a curva de frequência acumulada do desvio numérico quando se considera o atraso de vaporização nos cálculos, para os casos com desvio positivo (existe apenas um caso com desvio negativo). Os casos AD120 e AD124 foram contabilizados na elaboração desses gráficos.

### **5.2.3. ENSAIOS PARA TUBO CAPILAR NÃO ADIABÁTICO UTILIZANDO CFC 12**

#### **Comentários iniciais**

Foram realizados ensaios experimentais para temperaturas de condensação de 40, 45, 50 e 55 °C, subresfriamentos de 3, 6, 9 e 12 °C e temperaturas na entrada da linha de sucção de -15 e -20 °C. Para cada condição foram realizados de dois a quatro ensaios, perfazendo um total de 100 pontos de operação medidos.

#### **Gráficos e tabelas utilizados na avaliação dos resultados**

Para avaliação dos resultados foi elaborado um conjunto bastante amplo de tabelas e gráficos, conforme descrito a seguir:

- Tabela 5.3: Apresenta a condição operacional e os resultados experimentais e numéricos para cada ensaio realizado. O código utilizado para referenciar cada ensaio é também apresentado.
- Tabela 5.4: Os resultados são agrupados por condição operacional dos ensaios. A vazão média de cada condição operacional é comparada com o valor numérico calculado. A semi-diferença entre o valor máximo e o mínimo de vazão medida para cada condição operacional, que é uma medida da dispersão dos resultados experimentais, é apresentada. Essa variável caracteriza de alguma forma o grau de incerteza dos resultados experimentais.
- Figura 5.15: Apresenta o histograma e curva de frequência acumulada da dispersão dos resultados experimentais para cada condição operacional.
- Figura 5.16: Mostra a comparação entre os resultados experimentais e os numéricos para todos os ensaios.
- Figura 5.17: Mostra o histograma e a curva de frequência acumulada do desvio dos resultados numéricos, considerando a média dos resultados experimentais para cada condição operacional.
- Figura 5.18: Idêntica à figura 5.17, mas utilizando todos os resultados individuais obtidos. Esses gráficos dão uma indicação exata da distribuição do desvio dos resultados numéricos.

- Figuras 5.19 a 5.22: Apresentam comparativamente a vazão mássica experimental e a numérica em função do subresfriamento, para diferentes temperaturas de condensação, para todos os ensaios. Permitem avaliar a influência de  $\Delta T_{sub}$  no desvio dos resultados numéricos e na dispersão dos resultados experimentais.
- Figuras 5.23 a 5.26: Análogas às figuras anteriores, mas numa escala que permite visualizar mais facilmente o desvio dos resultados numéricos.
- Figuras 5.27, 5.28, 5.29 e 5.30: Apresentam a evolução durante o ensaio experimental, respectivamente da pressão na entrada do tubo capilar, da pressão na saída do tubo capilar, da temperatura na entrada do tubo capilar e da vazão mássica na entrada do tubo capilar para o ensaio NAD092. Os resultados obtidos para esse ensaio são típicos e permitem exemplificar aquilo que aconteceu na maioria dos ensaios com CFC 12, tubo capilar não adiabático.
- Figuras 5.31, 5.32 e 5.33: São as curvas ampliadas de vazão ao longo do ensaio NAD092.
- Figura 5.34: Mostra os perfis de temperatura medido e calculado para o tubo capilar e para a linha de sucção no ensaio NAD092.
- Figura 5.35: Mostra o perfil medido de temperatura no tubo capilar e a temperatura de saturação ao longo do tubo capilar para o ensaio NAD092, para uma condição de ensaio ( $\Delta T_{sub} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ ) com dois pontos de operação.
- Figura 5.36: Mostra os perfis de temperatura medido e calculado para o tubo capilar e a linha de sucção para o ensaio NAD079. Esse ensaio é também típico, mas apresenta algumas diferenças em relação ao ensaio NAD092 que merecem ser analisadas.
- Figuras 5.37 a 5.40: Perfis de temperatura medidos para o ensaio NAD092, para subresfriamentos de 12, 9, 6 e 3  $^\circ\text{C}$ .
- Figuras 5.42 a 5.45: Perfis de temperatura medidos para o ensaio NAD079, para subresfriamentos de 12, 9, 6 e 3  $^\circ\text{C}$ .

### *Avaliação global dos resultados*

Na quase totalidade dos casos (tabela 5.3), a vazão calculada é inferior à vazão medida,

isso acontecendo muito provavelmente devido ao atraso de vaporização, que ocorre na maioria dos casos. Em 90 % dos casos, o desvio dos resultados numéricos é inferior (em valor absoluto) a 10 % (figura 5.18).

Observando o efeito do subresfriamento sobre os resultados (figuras 5.19 a 5.22 e 5.23 a 5.26), pode-se destacar que, de maneira geral, para 3 °C de subresfriamento, a dispersão dos resultados experimentais é maior do que para os demais subresfriamentos. Existe também uma pequena tendência de ser maior a diferença entre a média dos resultados experimentais e os resultados numéricos correspondentes. Isso pode ser associado à maior instabilidade operacional observada nos casos de  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C. A influência da temperatura na entrada da linha de sucção é pequena sobre os resultados numéricos. Para os resultados experimentais, contudo, para o caso de  $T_{cond}$  de 40 °C, são observados nitidamente melhores resultados para o caso de  $T_{ls,e}$  de -15 °C, tanto do ponto de vista da dispersão dos resultados experimentais como do desvio dos resultados numéricos.

A dispersão dos resultados experimentais de cada condição operacional é relativamente grande em todos os casos, sendo de até  $\pm 4$  % em 80 % das vezes. Isso ocorre apesar das variáveis independentes do problema (temperatura de entrada no tubo capilar, temperatura de entrada na linha de sucção, pressão de entrada no tubo capilar, pressão de saída no tubo capilar) terem sido muito bem controladas durante os ensaios. Esse valor representa, de alguma forma, a magnitude da incerteza dos resultados experimentais, sendo que a instabilidade inerente ao processo é uma das causas principais para isso. O apêndice B aborda a questão da incertezas dos resultados.

### ***Evolução das variáveis ao longo do ensaio***

Conforme pode ser visto na figura 5.27, a pressão na entrada do tubo capilar é mantida dentro de uma faixa muito estreita de valores, cerca de  $\pm 3$  kPa ao redor do valor médio, correspondendo a uma variação da temperatura de condensação entre 49,95 e 50,17 °C.

A pressão no reservatório para onde ocorre a descarga do tubo capilar varia muito pouco ao longo do ensaio (figura 5.28). Além disso, mesmo que a variação fosse um pouco maior, isso não representaria um problema, visto que o escoamento é crítico e essa variável tem influência nula sobre o escoamento. Pelo mesmo motivo a pressão na seção de saída do tubo capilar é independente da pressão do reservatório de descarga.

A figura 5.29 mostra a evolução da temperatura do fluido refrigerante na entrada no tubo capilar. A diferença entre esta temperatura e a temperatura de saturação na entrada no tubo capilar determina o subresfriamento do refrigerante neste ponto. Nessa figura são destacados os pontos onde os resultados foram coletados para cada subresfriamento especificado. Conforme pode ser observado, existe um intervalo de tempo inicial de aproximadamente 65 minutos até que a temperatura na entrada do tubo capilar se estabilize no valor correspondente a um  $\Delta T_{sub}$  de 12 °C. Para a obtenção do regime permanente para os demais pontos de operação ( $\Delta T_{sub}$  de 9, 6 e 3 °C, respectivamente) são necessários cerca de 18 minutos, em média, a partir do instante em que o “set-point” do controlador é alterado.

A figura 5.30 apresenta a evolução da vazão mássica através do tubo capilar ao longo do ensaio, e os pontos onde os resultados foram coletados pelo sistema de aquisição de dados. Ao observar essa figura, o que se destaca é a oscilação de vazão ao longo de todo o ensaio, havendo instantes nos quais a vazão aumenta para um valor ao redor de 9,4 kg/h, retornando depois para valores menores. Quando a vazão atinge o referido valor de 9,4 kg/h, a operação é instável, e, após algum tempo nesse valor, a vazão diminui. A escala na qual esse gráfico é apresentado não é a mais adequada para evidenciar a oscilação de vazão ao longo do ensaio. As figuras 5.31, 5.32 e 5.33 têm abscissas com escala modificada, onde as oscilações de vazão ficam mais evidentes. Verifica-se, por exemplo, que após a aquisição dos dados correspondentes ao  $\Delta T_{sub}$  de 9 °C e alteração do “set-point” para um  $\Delta T_{sub}$  de 6 °C, a vazão passa por períodos de instabilidade, mas a sua redução para um valor inferior mais estável ocorre somente 9 minutos após a alteração do “set-point”. Nesse aspecto o tubo capilar não adiabático apresenta um comportamento diferente do adiabático. Neste último, a vazão varia lenta e continuamente, seguindo a variação do subresfriamento determinada pelo controlador de temperatura (ver figura 5.4). No ensaio não adiabático da figura 5.31, ficam caracterizados, para a condição de 3 °C de subresfriamento, vários patamares de vazão, indicando que aparentemente existem múltiplos pontos com potencial para início da vaporização (nucleação de bolhas) e, dada a grande instabilidade do processo, o início do “flashing” passa rapidamente de um para outro ponto, dependendo das condições reinantes no escoamento. Comentários adicionais sobre essa questão serão apresentados mais adiante neste capítulo.

No que diz respeito à dinâmica do ensaio, o tubo capilar adiabático e o não adiabático apresentam condições muito diferentes de operação. No primeiro caso, as variações de vazão são geralmente lentas, de pequena magnitude e acompanham a variação de  $\Delta T_{sub}$ . Uma vez



atingida a condição de regime permanente, a vazão se mantém estável. No caso não adiabático, as oscilações de vazão decorrentes de variação de  $\Delta T_{sub}$  se dão freqüentemente aos saltos. Mesmo após  $\Delta T_{sub}$  ter atingido o valor de regime permanente é igualmente comum que exista a oscilação entre dois ou até mais patamares de vazão.

### *Avaliação dos perfis medidos de temperatura*

As figuras a serem analisadas a seguir apresentam o perfil “medido” de temperatura do refrigerante no tubo capilar (ou seja, temperatura do refrigerante calculada a partir das temperaturas medidas de parede do tubo capilar e do ar na linha de sucção) e o perfil medido de temperatura do ar na linha de sucção, além do perfil da temperatura de saturação do refrigerante no tubo capilar na região só com líquido. Como o exato ponto de início de vaporização não pode ser determinado, essa última curva é representada até quase o final do tubo capilar. As temperaturas indicadas para o tubo capilar são temperaturas do fluido refrigerante calculadas a partir das temperaturas medidas na parede do tubo capilar e no escoamento na linha de sucção. A temperatura de saturação para equilíbrio líquido-vapor é calculada a partir da pressão local do fluido refrigerante no tubo capilar. Esta, por sua vez, é calculada a partir da pressão medida na seção de entrada do tubo capilar e da perda de carga entre a seção de entrada e a seção na abscissa analisada, considerando o escoamento de refrigerante em fase líquida<sup>1</sup>. Numa condição de escoamento em que o atraso de vaporização (superaquecimento do líquido) não ocorresse, ou fosse muito pequeno, a linha de saturação deveria tangenciar a linha de temperatura real do fluido no local de início de vaporização. Quando essas duas linhas, ao invés de tangenciarem, se cruzam, é porque o atraso de vaporização está ocorrendo<sup>2</sup>. Em qualquer um dos casos, a observação apenas do perfil de temperatura do refrigerante no tubo capilar não dá uma indicação clara do ponto de início de “flashing”, ao contrário do que ocorre com o tubo capilar adiabático, onde o ponto de início de “flashing” é caracterizado por uma queda brusca da temperatura do refrigerante.

<sup>1</sup> O perfil de temperatura assim obtido será denominado ao longo do trabalho de “perfil medido de temperatura de saturação”, porque resulta da pressão *medida* na entrada e da perda de pressão para o escoamento de líquido, calculada a partir de uma rugosidade *medida* do tubo.

<sup>2</sup> Conforme visto no capítulo 4, deve haver sempre um certo superaquecimento para que a vaporização ocorra. A magnitude do superaquecimento pode ser pequena ou grande, dependendo das condições particulares de operação. Ao longo do texto, sempre que for feita a sugestão de que o superaquecimento do líquido pode não ocorrer em algumas condições, deve-se considerar que a intenção no autor é se referir a uma condição em que o superaquecimento é pequeno.

As figuras 5.37 a 5.40 apresentam os perfis de temperatura para o ensaio NAD092 e as figuras 5.41 a 5.44, os perfis para o ensaio NAD079. Para o ensaio NAD092, pode-se verificar qualitativamente que o atraso de vaporização é pequeno quando o  $\Delta T_{sub}$  é de 12 °C e vai aumentando com a diminuição de  $\Delta T_{sub}$ . Coerentemente, o desvio dos resultados numéricos obtidos aumenta com a diminuição de  $\Delta T_{sub}$  (desvios de -4,3 %, -5,3 %, -5,1 % e -10,2 %).

As curvas para o ensaio NAD079 são apresentadas porque, para esse ensaio, a aderência dos resultados numéricos aos experimentais é maior. Para esse caso, o tangenciamento das curvas de temperatura de saturação e temperatura do tubo capilar para  $\Delta T_{sub}$  de 12 °C é mais evidente. Isso justifica o baixo desvio do resultado numérico (0,6 %). Para os outros valores de  $\Delta T_{sub}$  existe um leve cruzamento das linhas e os desvios são de -0,6 %, -1,6 % e -4,1 %, respectivamente para  $\Delta T_{sub}$  de 9, 6 e 3 °C.

Todos esses resultados caracterizam de forma bastante evidente a coerência obtida entre os resultados experimentais e os numéricos, fato esse que será ainda mais enfatizado no próximo item.

Para finalizar esse item é apresentada a figura 5.35, na qual são apresentados perfis de temperatura para um ensaio com  $\Delta T_{sub}$  de 12 °C em que foram observados dois pontos de operação, um com vazão de 7,99 kg/h e outro com vazão de 9,43 kg/h. Para o primeiro caso, as curvas indicam que o atraso de vaporização, ou superaquecimento do líquido, é possivelmente pequeno, ao contrário do que ocorre no último. Este caso indica que pode ocorrer grande superaquecimento do líquido mesmo que o ponto de início de “flashing” esteja na região de troca de calor, fato em relação ao qual a maioria das referências de literatura que tratam do assunto manifesta ceticismo. Deve ser salientado, contudo, que esse ponto de maior vazão é instável, e a alta vazão observada não subsiste por muito tempo.

### ***Comparação entre perfis medidos e perfis calculados de temperatura***

A figura 5.34 mostra a comparação entre os perfis medidos e calculados de temperatura para o caso NAD092,  $\Delta T_{sub}$  de 12 °C. Pode-se observar no gráfico uma boa concordância entre tais perfis tanto para o tubo capilar como para a linha de sucção. Existem algumas temperaturas experimentais do tubo capilar que apresentam alguma tendência de abaixamento em relação ao perfil teórico, podendo isso ser uma indicação da influência do escoamento da linha de sucção sobre a medida efetuada ou da influência da perda de calor do

tubo capilar no ponto de união com a saída da linha de sucção.

Comparando o perfil de temperatura de saturação “medido” com o calculado, pode-se observar que o perfil medido apresenta uma inclinação maior decorrente do fato de que a vazão medida de refrigerante é maior que a teórica. Observe-se que, não obstante as diferenças de vazão e de declividade das curvas sejam pequenas, o ponto de início de “flashing” pode sofrer uma grande alteração de posição, uma vez que as linhas de temperatura real do refrigerante no tubo capilar e temperatura de saturação no tubo capilar têm declividades próximas. Esse é um dos motivos pelos quais são verificadas as instabilidades de vazão em de tubos capilares não adiabáticos, conforme mencionado anteriormente.

A figura 5.36 mostra a comparação entre os perfis medidos e calculados de temperatura para o caso NAD079,  $\Delta T_{sub}$  de 12 °C. Nesse caso a concordância entre os perfis medidos e calculados é ainda maior que a do caso NAD092, até mesmo para o perfil de temperatura de saturação.

#### **5.2.4. ENSAIOS PARA TUBO CAPILAR NÃO ADIABÁTICO UTILIZANDO HFC 134A**

##### ***Comentários iniciais***

Foram realizados ensaios nas mesmas condições operacionais em que o tubo capilar não adiabático foi ensaiado com CFC 12, ou seja, em temperaturas de condensação de 40, 45, 50 e 55 °C, subresfriamentos de 3, 6, 9 e 12 °C e temperaturas na entrada da linha de sucção de -15 e -20 °C. Para cada condição operacional foram realizados de 3 a 4 ensaios experimentais.

Neste item não serão repetidas algumas das justificativas já apresentadas no item anterior para determinados comportamentos observados nos ensaios experimentais com tubo capilar não adiabático. Serão contudo salientados os aspectos que diferenciam o comportamento do tubo capilar usando um ou outro fluido refrigerante.

Convém já antecipar que os ensaios com o HFC 134a foram geralmente mais instáveis que aqueles com o CFC 12. Existem quatro ensaios que caracterizam os principais comportamentos observados com o HFC 134a. Os ensaios NAD140 e NAD155 caracterizam o que ocorreu na maioria dos casos. Houve ensaios, no entanto, em que a instabilidade foi mais acentuada, como o caso, por exemplo, do NAD159 e do NAD162. É curioso observar que ambos se referem a mesmas condições operacionais e, embora igualmente instáveis, a natureza

da instabilidade é diferente. Devido à intensa instabilidade, os valores de vazão considerados para eles devem ser tomados com reservas. Os ensaios NAD140, NAD155, NAD159 e NAD162 serão utilizados como referência para uma avaliação geral e representativa do que ocorre com um tubo capilar não adiabático utilizando HFC 134a.

### ***Gráficos e tabelas utilizados na avaliação dos resultados***

Para avaliação dos resultados foi elaborado um conjunto bastante amplo de tabelas e gráficos, conforme descrito a seguir:

- Tabela 5.5: Apresenta a condição e os resultados experimentais e numéricos para cada ensaio realizado. O código utilizado para referenciar cada ensaio é também apresentado.
- Tabela 5.6: Os resultados são agrupados por condição operacional dos ensaios. A vazão média de cada condição operacional é comparada com o valor numérico calculado. A diferença entre o valor máximo de vazão medida e o valor médio para cada condição operacional, que é uma medida da dispersão dos resultados experimentais, é apresentado. Essa variável caracteriza de alguma forma o grau de incerteza do resultado experimental.
- Figura 5.45: Apresenta o histograma e curva de frequência acumulada da dispersão dos resultados experimentais para cada condição operacional.
- Figura 5.46: Mostra a comparação entre os resultados experimentais e os numéricos para todos os ensaios.
- Figura 5.47: Mostra o histograma e a curva de frequência acumulada do desvio dos resultados numéricos, considerando a média dos resultados experimentais para cada condição operacional.
- Figura 5.48: Idêntica à figura 5.47, mas utilizando todos os resultados individuais obtidos. Esses gráficos dão uma indicação exata da distribuição do desvio dos resultados numéricos.
- Figuras 5.49 a 5.52: Apresenta os desvios máximo, mínimo e médio dos resultados numéricos para todos os ensaios, em função do subresfriamento.

- Figuras 5.53 a 5.56, 5.57 a 5.60, 5.61 a 5.64, 5.65 a 5.68: Apresentam os gráficos totais e ampliados da evolução da vazão mássica através do tubo capilar respectivamente para os ensaios NAD140, NAD155, NAD159 e NAD162.
- Figuras 5.69 a 5.72, 5.73 a 5.76, 5.77 a 5.80: Mostram os perfis de temperaturas medidas e calculadas para o tubo capilar e linha de sucção respectivamente para os ensaios NAD168, NAD176 e NAD140.
- Figura 5.82: Compara as temperaturas medidas dos ensaios NAD168 e NAD176, para  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C.
- Figura 5.83 e 5.84: Mostra os perfis de temperatura medido e calculado para o tubo capilar e a linha de sucção para o ensaio NAD140, respectivamente para  $\Delta T_{sub}$  de 12 e 3 °C.

### **Avaliação global dos resultados**

Assim como no caso do CFC 12, a quase totalidade dos resultados numéricos de vazão é inferior à vazão medida, evidenciando a existência do atraso de vaporização (figura 5.46). O desvio dos resultados numéricos é inferior (em valor absoluto) a 15,0 % em 92 % dos casos, inferior a 12,5 % em 75 % dos casos e inferior a 10 % em 66 % dos casos (figura 5.48). Nesse particular, a concordância entre os resultados numéricos e os experimentais é pior do que no caso do CFC 12, quando em 90 % dos casos o desvio é inferior a 12,5 %.

O efeito do subresfriamento sobre o desvio dos resultados numéricos pode ser observado através dos gráficos das figuras 5.49 a 5.52. De maneira geral pode-se observar que, com exceção do caso em que  $T_{cond}$  é de 55 °C, o desvio médio aumenta para subresfriamento de 3 °C, tanto para  $T_{ls,e}$  de -20 °C, como para  $T_{ls,e}$  de -15 °C. Os desvios médios são pouco afetados por  $T_{ls,e}$ . Apenas no caso em que  $T_{cond}$  é 40 °C, o desvio médio para  $T_{ls,e}$  de -15 °C é um pouco menor.

A dispersão dos resultados experimentais é relativamente grande e maior que no caso do CFC 12. A dispersão dos resultados<sup>1</sup> chega a ser de até 6 % para 75 % e de até 8 % para 94 % dos casos (figura 5.45). Nas figuras 5.49 a 5.52 pode-se observar que, de maneira geral, a dispersão é menor para o caso de  $T_{ls,e}$  de -15 °C. Quanto à diminuição da qualidade da concordância de resultados em relação à do CFC 12, isto decorre provavelmente da maior

<sup>1</sup> Medida pelo parâmetro  $(\text{valor max.} - \text{valor min.}) / (2 \times \text{valor médio}) \times 100$ .

instabilidade dos ensaios com HFC 134a. A maior instabilidade, por sua vez, pode estar relacionada com a maior influência da transferência de calor no caso do escoamento com HFC 134a<sup>1</sup>.

### *Evolução das variáveis ao longo do ensaio*

As pressões na entrada e na saída do tubo capilar e a temperatura na entrada no tubo capilar têm comportamento análogo ao dos ensaios com CFC 12. A vazão, contudo, tem um comportamento um pouco diferente, aspecto esse que será analisado a seguir.

As figuras 5.53 a 5.56, 5.57 a 5.60, 5.61 a 5.64 e 5.65 a 5.68 mostram a evolução da vazão através do tubo capilar durante quatro ensaios típicos. O ensaio NAD140, com  $T_{cond}$  de 40 °C e  $T_{ls,e}$  de -15 °C, tratado nas figuras 5.53 a 5.56, é um dos mais estáveis obtidos com HFC 134a. Podem ser observadas instabilidades moderadas no intervalo de tempo entre  $\Delta T_{sub}$  de 9 e 6 °C e no trecho entre  $\Delta T_{sub}$  de 6 e 3 °C. A instabilidade é do tipo de baixa frequência, em que existem patamares definidos de vazão, para uma dada condição de operação. Próximo ao ponto de gravação de resultados correspondente a  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C é visível que a vazão estava se aproximando de um valor de regime permanente de cerca de 6,55 kg/h, mas houve uma queda abrupta de vazão para um valor de 6,16 kg/h, que é aquele correspondente ao resultado gravado.

O histórico do ensaio NAD155, com  $T_{cond}$  de 45 °C e  $T_{ls,e}$  de -15 °C, é apresentado nas figuras 5.57 a 5.60. Um dos aspectos que se destacam neste ensaio são os vales momentâneos de vazão no intervalo de tempo entre  $\Delta T_{sub}$  de 6 e 3 °C (instabilidade de alta frequência), que contrasta com o tipo de instabilidade onde ocorrem vários **patamares** de vazão, observado em alguns casos.

O histórico do ensaio NAD159, com  $T_{cond}$  de 55 °C e  $T_{ls,e}$  de -15 °C é apresentado nas figuras 5.61 a 5.64. É um ensaio muito instável. As oscilações de vazão, do tipo daquela observada ao final do ensaio NAD155 (oscilações de alta frequência, numa sucessão contínua de picos e vales, sem a formação de patamares de vazão), são observadas ao longo de todo o ensaio, aumentando de intensidade com a diminuição do subresfriamento. Os valores de vazão contabilizados devem ser considerados com reserva.

<sup>1</sup> Lembrar que com HFC 134a a vazão de ar corresponde a 0,90 da vazão de vapor de fluido refrigerante, enquanto que com CFC 12, esse valor é de 0,59, indicando que a transferência de calor é mais importante com o HFC 134a.

O ensaio NAD162, cujo histórico é apresentado nas figuras 5.65 a 5.68, com mesmas condições operacionais do ensaio NAD159, não apresenta exatamente o mesmo tipo de instabilidade observado naquele caso. Para o intervalo de tempo até  $\Delta T_{sub}$  de 9 °C, o que existe é uma instabilidade com patamares de curta duração ( $\cong 1$  min), e a diferença entre a vazão do patamar superior e a do patamar inferior é de cerca de 0,16 kg/h (cerca de 1,8 % da vazão média). No intervalo de tempo entre  $\Delta T_{sub}$  de 9 e 6 °C a ocorrência da instabilidade diminui e, após 6 °C, existe uma queda abrupta de vazão para um valor estável que corresponde ao resultado final para  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C. Neste último ponto, o atraso de vaporização é pequeno (vide figura 5.81, com o perfil de temperatura ao longo do tubo capilar para o ensaio NAD162 com  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C) e o início de vaporização ocorre na região sem troca de calor, sendo essa provavelmente a causa da estabilidade observada.

A dinâmica diferenciada dos ensaios NAD159 e NAD162 evidencia que o atraso de vaporização tem a capacidade de conferir comportamentos diferenciados para ensaios com mesmas condições operacionais, corroborando, por exemplo, o observado por Melo et al. (1995), que observaram o comportamento aleatório do atraso de vaporização no escoamento em tubos capilares.

Em vista desses resultados, fica caracterizado um comportamento dinâmico diferenciado do tubo capilar não adiabático, dependendo do fluido de trabalho, fato esse que enseja a recomendação para que a pesquisa seja aprofundada com relação a esse aspecto.

### ***Avaliação dos perfis medidos de temperatura***

As figuras 5.77 a 5.80 mostram os perfis de temperatura do refrigerante no tubo capilar e do ar na linha de sucção para o ensaio NAD140. Para subresfriamentos de 12, 9 e 6 °C, os gráficos mostram que a linha de  $T_{sat}$  apenas tangencia a linha<sup>1</sup> de temperatura do refrigerante no tubo capilar. Coerentemente, as diferenças entre as vazões medidas e calculadas para esses casos são pequenas (desvios de 0, -0,9 e -1,1 %, respectivamente para 12, 9 e 6 °C). Para 3 °C, existe quase uma sobreposição entre a linha de  $T_{sat}$  e de  $T_{ic}$ , indicando que o início de vaporização pode ocorrer em praticamente qualquer ponto do tubo capilar. O desvio do resultado numérico observado nesse ensaio para  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C é pequeno nesse caso, cerca de -1,8 %.

<sup>1</sup> A linha referida é um ente imaginário que liga os pontos representados no gráfico.

Os perfis de temperatura dos ensaios NAD168 e NAD176 são apresentados respectivamente nas figuras 5.69 a 5.72 e 5.73 a 5.76. São ensaios para mesmas condições de operação, conforme observado anteriormente. Para o ensaio NAD168, mais estável, os resultados tem comportamento semelhante ao comentado para o ensaio NAD140, e os desvio dos resultados numéricos são pequenos em relação aos experimentais. Para o ensaio NAD176, contudo, o evidente cruzamento das linhas de  $T_{sat}$  e  $T_{tc}$  evidencia o maior atraso de vaporização. A figura 5.82 é utilizada para enfatizar a diferença de comportamento entre esses dois ensaios para o caso de  $\Delta T_{sub}$  de 12 °C. Ao final do tubo capilar, pode ser observado que a temperatura do refrigerante para o ensaio NAD176 é cerca de 8 °C maior que para o ensaio NAD168. Isso é uma indicação clara de que a pressão na seção de saída do caso NAD176 é maior e de que o "flashing" se iniciou em uma posição mais avançada, ou seja o atraso de vaporização é mais intenso.

A figura 5.81 mostra o perfil obtido para o ensaio NAD162, no caso de  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C. Aparentemente o "flashing" se inicia na região inicial adiabática, havendo pequeno atraso de vaporização.

### ***Comparação entre perfis medidos e perfis calculados de temperatura***

A figura 5.83 mostra a comparação entre os perfis medidos e calculados de temperatura para o caso NAD140,  $\Delta T_{sub}$  de 12 °C. Pode-se observar no gráfico uma boa concordância entre tais perfis tanto para o tubo capilar como para a linha de sucção, a maior discrepância observada para a linha de sucção. Como a vazão medida e a calculada são idênticas, os perfis de  $T_{sat}$  medido e calculado são coincidentes. Em virtude do grande subresfriamento, o início de vaporização ocorre ao final do tubo capilar.

A figura 5.84 apresenta a comparação para o mesmo ensaio, agora para  $\Delta T_{sub}$  de 3 °C. Embora razoavelmente concordantes os resultados numéricos e os experimentais, a qualidade da concordância é inferior à do caso anterior. A discrepância (elevação do perfil medido de  $T_{tc}$  em relação ao teórico) provoca igualmente a elevação do perfil de  $T_{ls}$  em relação ao teórico.

### **5.2.5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ATRASO DE VAPORIZAÇÃO**

Já foram apresentados anteriormente alguns conceitos sobre o fenômeno de atraso de



vaporização no escoamento através de tubos capilares. O objetivo do presente item é completar as informações apresentadas, tendo em vista o conjunto de resultados experimentais obtidos.

Foi visto no item 4.1.5 que quando há ebulição nucleada, com aquecimento externo, o fluido junto à parede deve estar superaquecido para que haja o crescimento das bolhas. Além disso, apenas cavidades que satisfaçam certos requisitos podem tornar-se ativas, ou seja, serem núcleos de bolhas que nascem, crescem, desprendem-se da parede para depois progredirem no seio do líquido. A atividade de uma cavidade depende de diversos fatores, tais como a presença de um embrião de ar ou de vapor em seu interior e a existência de certas condições geométricas (o diâmetro da “boca” da cavidade deve estar compreendido dentro de certos limites). O processo de formação de bolhas no escoamento através de tubos capilares é análogo. Muito embora não haja aquecimento externo, a diminuição de pressão ao longo do escoamento propicia o superaquecimento intrínseco do líquido.

Na ebulição nucleada com aquecimento externo, por exemplo numa chaleira com água, existe um superaquecimento relativamente uniforme da parede metálica, e é grande a quantidade de cavidades ativas. A existência de uma cavidade ativa em geral não inibe a atividade de outra, **porque todas são aquecidas por um elemento externo**. Em vista disto, a quantidade de cavidades ativas resulta de um processo estatístico. O resultado dessa estatística são os parâmetros empíricos que permitem calcular o coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada. No escoamento através de tubos capilares adiabáticos o superaquecimento do fluido varia axialmente ao longo do escoamento. Como não existe aquecimento externo e o superaquecimento é intrínseco ao próprio fluido e ao escoamento, a ebulição em uma cavidade afeta a virtual atividade de outras, conforme se mostrará a seguir.

No tubo capilar, na região com escoamento só de líquido, a temperatura do fluido é axialmente constante, mas a temperatura de saturação varia devido à queda axial de pressão por atrito viscoso. Desta forma, acompanhando o escoamento a partir da seção de entrada do tubo capilar, são observadas as seguintes regiões (vide figura 5.85): i) entrada do tubo capilar, em que há o subresfriamento inicial do líquido (ponto 1 da figura 5.85); ii) região onde há diminuição do subresfriamento (região 1-2 da figura 5.85); iii) ponto onde o início teórico de “flashing” é atingido (ponto 2 da figura 5.85); no escoamento real o “flashing” não ocorre de fato neste local; iv) região com elevação do superaquecimento do líquido (região 2-3 da figura 5.85); v) ponto onde o efetivo início de “flashing” é atingido (ponto 3 da figura 5.85). A partir deste ponto o superaquecimento diminui porque o crescimento das bolhas ocorre às custas da

diminuição da entalpia do líquido (região 3-4 da figura 5.85).

Conforme pode ser visto na figura 5.85, a partir do início real de “flashing” (ponto onde as bolhas desprendem-se da parede), existe uma rápida diminuição do superaquecimento do líquido. Dessa forma é razoável supor que à jusante desse local não subsistam condições para que outras cavidades sejam ativas. O desenvolvimento deste raciocínio conduz a um modelo segundo o qual existe apenas uma cavidade ativa no escoamento através de tubos capilares ou, na pior das hipóteses, cavidades ativas em apenas uma seção transversal do escoamento. Koizumi e Yokoyama (1980) observaram tal fenômeno em seus experimentos, devendo-se registrar contudo que os eles foram realizados em um tubo capilar com paredes de vidro, material pouco rugoso.

Os resultados experimentais realizados na USP reforçam a teoria aqui proposta. Conforme pôde ser freqüentemente observado nos resultados experimentais, existem instantes em que ocorrem quedas brusca de vazão. Não existe qualquer elevação subsequente de vazão e o processo caminha lentamente até o regime permanente. A queda brusca de vazão pode ser associada ao rápido deslocamento do ponto de início de “flashing” para outro situado à montante do escoamento. O fato de não haver a correspondente contrapartida da “elevação brusca” de vazão indica a impossibilidade do ponto de início de “flashing” se deslocar para jusante, em virtude da grande diminuição do superaquecimento, como já mencionado.

Um possível questionamento ao presente modelo surge quando se observa que a partir do ponto de início de “flashing”, caminhando em direção à montante do escoamento, existe diminuição do superaquecimento, fato esse que, pelos motivos anteriormente expostos, poderia dificultar o deslocamento do ponto de início de “flashing” nessa direção. Ocorre nesse caso que a diminuição do superaquecimento é agora menos intensa, sendo provável que alguma perturbação crie condições para que o deslocamento observado ocorra. Basta que um única cavidade à montante torne-se ativa por poucos instantes para que ela iniba definitivamente a ação da cavidade de jusante.

Em função das observações anteriores, parece bastante natural a condição de estabilidade alcançada depois que o subresfriamento de regime permanente é atingido nos ensaios com tubo capilar adiabático.

Um outra observação que pode ser feita para os ensaios com tubo capilar adiabático, é que mesmas condições operacionais não produzem necessariamente o mesmo atraso de vaporização. Este é um fato que vem reforçar a interpretação do fenômeno ora estabelecida. A falta de uniformidade axial do superaquecimento e a conseqüente existência de uma única

cavidade ativa prejudicam a estatística do fenômeno, tornando improvável sua repetibilidade.

Resta agora interpretar, à luz do modelo aqui estabelecido, os resultados experimentais obtidos com o tubo capilar não adiabático. Foi frequentemente observado nos ensaios que, mesmo atingido o subresfriamento do regime permanente, pode haver oscilação de vazão, em intensidades e frequências que caracterizam instabilidades operacionais. Em virtude da troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção, o título ao longo do escoamento tem em geral um crescimento pequeno após o início de “flashing”. Apenas nas regiões próximas ao final do tubo capilar, onde a aceleração é intensa, o crescimento do título é mais acentuado. Como decorrência, a queda da temperatura do fluido após o início de “flashing” é pouco acentuada. Do lado de montante desse ponto já foi visto que a variação do superaquecimento é igualmente pequena, menor até do que no caso de tubos capilares adiabáticos<sup>1</sup>. Uma vez que no caso adiabático existe a possibilidade de brusco deslocamento do ponto de início de “flashing” em direção à montante do escoamento, porque a queda de temperatura não é tão acentuada, parece razoável supor para o caso não adiabático a possibilidade de movimento nas duas direções, com a conseqüente instabilidade verificada.

A conclusão geral decorrente das interpretações e do modelo aqui estabelecidos para o fenômeno de atraso de vaporização é que parece inapropriado querer aplicar ao escoamento através de tubos capilares um modelo determinístico de nucleação e crescimento de bolhas, desenvolvido para a ebulição nucleada com aquecimento, como feito por alguns pesquisadores. É inadequado querer incorporar ao modelo geral de escoamento através de tubos capilares um modelo de ebulição que permita determinar exatamente o superaquecimento do fluido no ponto de início de “flashing”. Um tratamento mais razoável poderia ser a obtenção de valores experimentais, utilizando-se no programa de simulação um valor médio em conjunto eventualmente com a incerteza associada.

Para tubos capilares não adiabáticos a questão é mais complexa, porque, ao contrário do que ocorre no caso adiabático, a natureza do fenômeno é instável. Nesse caso, a primeira questão a ser considerada é a avaliação da possibilidade de diminuição dessa instabilidade. Uma eventual medida para evitar essa inconveniência seria desmembrar o dispositivo de expansão em dois elementos, conforme apresentado na figura 5.86. Um dos elementos seria um trocador de calor de tubo duplo, em que uma das correntes é a de líquido proveniente do

---

<sup>1</sup> Deve ser lembrado que os perfis axiais de temperatura de saturação e temperatura do fluido são próximos.

condensador e a outra, constituída pela linha de sucção. O outro elemento, aquele que realizaria a expansão do refrigerante, seria um tubo capilar adiabático, de operação estável.

### 5.3. AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE ALGUMAS VARIÁVEIS

#### 5.3.1. COMENTÁRIOS INICIAIS

Nas análises numéricas a seguir apresentadas, foram adotadas de forma excludente duas condições de referência. A primeira delas corresponde a condições geométricas e operacionais do tubo capilar ensaiado na bancada de testes experimentais (aqui denominada de “condição de ensaio”). A segunda corresponde a um tubo capilar com diâmetro nominal de 0,75 mm, uso de vapor de fluido refrigerante na linha de sucção, e diâmetro da linha de sucção de 5 mm (aqui denominada de “condição nominal”). A tabela 5.7 apresenta os parâmetros de referência fixados para cada uma dessas condições. Para a condição de ensaio, muito embora o fluido utilizado na linha de sucção seja ar, a mudança da vazão de ar e de  $D_{h,l}$  garantem a que o comportamento do tubo capilar seja muito pouco alterado, conforme analisado no Apêndice A. Embora a adoção de uma ou outra condição de referência tenha muito pouco influência nos resultados da análise de sensibilidade que se vai apresentar, no início de cada item é mencionado qual delas é adotada.

Nos itens seguintes, sempre que não houver menção em contrário, a variável em relação à qual a sensibilidade é analisada, é a vazão mássica através do tubo capilar.

#### 5.3.2. INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO

Os resultados apresentados correspondem à condição de ensaio e são apresentados na figura 5.87. Como esperado, o que se observa é um aumento de vazão com a temperatura de condensação. A sensibilidade praticamente independe do subresfriamento e do fluido, sendo da ordem de 0,11 kg/h.°C, ou seja, cerca de 1,6 % por °C na faixa de vazões operada.

### 5.3.3. INFLUÊNCIA DO FLUIDO

O efeito da mudança do CFC 12 para o HFC 134a pode ser avaliado a partir dos resultados já apresentados no gráfico da figura 5.87. Usando esses resultados, é construído o gráfico da figura 5.88, onde se apresenta o aumento de vazão percentual em função de  $\Delta T_{sub}$  ao se passar de CFC 12 para HFC 134a. Com exceção de um caso, para todos os demais o acréscimo de vazão é inferior a 2,5 %, para  $\Delta T_{sub}$  acima de 3 °C, evidenciando que o desempenho (exceção feita à instabilidade anteriormente comentada) do tubo capilar é pouco afetado quando se passa a utilizar HFC 134a.

### 5.3.4. INFLUÊNCIA DO SUBRESFRIAMENTO

Os resultados apresentados correspondem à condição de ensaio e são apresentados na figura 5.89. Conforme esperado, a vazão mássica através do tubo capilar aumenta com  $\Delta T_{sub}$ . Observa-se também que, para cada uma das condições, podem ser distinguidas duas regiões, cada uma delas com sensibilidade diferente. Na região para  $\Delta T_{sub}$  entre 3 e 6 °C, a sensibilidade é de cerca de 0,19 kg/h.°C (ou aproximadamente 2,7 % por °C) e, na região entre 6 a 12 °C, de 0,065 kg/h.°C ( $\cong$  0,93 % por °C). Esses resultados são valores aproximados válidos para todas as temperaturas de condensação analisadas e para CFC 12 e HFC 134a. Uma das razões para esse aumento de sensibilidade observado na faixa entre 3 e 6 °C é a perda de calor que ocorre no tubo capilar para a condição de ensaio (diminuição de  $T_{tc}$  em cerca de 1,5 °C na região da junção para todos os ensaios), que tem uma influência maior com menores  $\Delta T_{sub}$ .

### 5.3.5. INFLUÊNCIA DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR

A fim de avaliar a influência do tipo de trocador de calor, as equações que constituem o modelo matemático do escoamento foram adaptadas para o trocador de calor de tubos laterais. Os resultados apresentados correspondem a estudos efetuados para a condição nominal de referência. Na figura 5.90 é apresentada a dependência da vazão mássica em relação a  $\Delta T_{sub}$ , utilizando respectivamente tubo capilar adiabático, tubo capilar não adiabático com trocador de calor de tubos concêntricos e tubo capilar não adiabático com trocador de calor de tubos laterais.

Verifica-se que o tipo de trocador de calor utilizado influencia pouco a vazão, sendo este um resultado aparentemente surpreendente, uma vez que no trocador de calor de tubos laterais é maior o coeficiente global de transferência de calor entre a linha de sucção e o tubo capilar<sup>1</sup>. A troca de calor com a linha de sucção (na realidade perda de calor para a linha de sucção na maior parte do trocador de calor) contribui para aumentar a vazão através do tubo capilar, pois diminui o título da mistura bifásica. Em vista disso, seria mais natural uma vazão maior de refrigerante para o caso de tubos laterais. Esse deve ser considerado um resultado particular para a condição de referência adotada, devendo-se evitar sua generalização. Uma possível explicação para esse tipo de comportamento será apresentada quando for analisada a influência de  $h_{ls}$  sobre a vazão.

Na figura 5.90 pode ser observado também que o uso do trocador de calor incrementa a vazão entre 35 e 40 % em relação ao caso de tubo capilar adiabático, evidenciando o efeito da troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção.

Comparando o gráfico da figura 5.90 com o da figura 5.89 pode-se observar que na primeira não existe um aumento tão significativo de sensibilidade na região entre 3 e 6 °C. Isso ocorre porque no caso da figura 5.90 não se considera a perda de calor existente na região inicial do tubo capilar, no ponto de junção do tubo capilar com a linha de sucção.

### 5.3.6. INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO

Os resultados apresentados correspondem a estudos efetuados para a condição nominal de referência e são apresentados na figura 5.91. A vazão mássica decresce praticamente linearmente com a temperatura de evaporação. Muito embora o escoamento crítico seja observado em todos os casos, ainda assim existe uma variação pequena de vazão, uma vez que a temperatura na linha de sucção não é fixada constante, mas varia com a temperatura de evaporação, influenciando o processo. A sensibilidade observada na vazão é pequena, cerca de 2,1 % / 10 °C.

<sup>1</sup> O lado que governa a troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção é o da linha de sucção. No trocador de calor de tubos concêntricos a área de troca é proporcional a  $D_{lc,e}$ , enquanto que no trocador de calor de tubos laterais é proporcional a  $D_{ls,i}$ , maior que no caso anterior. Dessa forma, a resistência térmica é menor no caso do trocador de calor de tubos laterais.

### 5.3.7. INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NA ENTRADA DA LINHA DE SUÇÃO

Os resultados apresentados correspondem a estudos efetuados para a condição nominal de referência e são apresentados na figura 5.92. No estudo efetuado, a temperatura de evaporação é mantida constante a  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  e a influência da temperatura na entrada da linha de sucção é avaliada. Na análise do efeito da variação da temperatura de evaporação foi mencionado que a temperatura na entrada da linha de sucção acompanhava a temperatura de evaporação e que condições críticas de escoamento eram observadas em todo o intervalo analisado. Ou seja, tomando um ponto em particular de uma das curvas da figura 5.91, não existe variação de vazão por diminuição apenas da temperatura de evaporação, quando é mantida fixa a temperatura na entrada da linha de sucção. Não é difícil demonstrar que o corolário disso é que o gráfico da figura 5.92 deve ser idêntico ao da figura 5.91, desde que a variável temperatura de evaporação da abscissa seja substituída pela temperatura de entrada na linha de sucção. Mesmo considerando que existe alguma incerteza numérica nos cálculos, pode-se observar que as curvas das figuras 5.91 e 5.92 apresentam suficiente igualdade de resultados.

### 5.3.8. INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO

Os resultados apresentados correspondem a estudos efetuados para a condição nominal de referência e são apresentados na figura 5.93. É a variável à qual a vazão mássica é mais sensível, conforme pode ser observado. O comportamento é semelhante para os dois refrigerantes estudados. Na faixa de diâmetros analisada, a sensibilidade é de 2,2 % de variação da vazão, para cada 1 % de variação do diâmetro. Se o escoamento fosse incompressível, a sensibilidade seria de 2,5 %, conforme pode ser obtido a partir da equação 4.70.

Um estudo interessante é o de avaliar também a influência do diâmetro do tubo capilar sobre o coeficiente de eficácia (*COP*) do refrigerador ou “freezer”. Tal estudo é importante porque o processo produtivo do tubo capilar admite uma incerteza para o valor do diâmetro. No presente estudo, será admitida a possibilidade de que um tubo capilar com diâmetro nominal de 0,75 mm possa ter um diâmetro real de até 0,8 mm. Fiorelli (1995) efetuou investigação em que, para um caso particular, o aumento do diâmetro de 0,75 para 0,8 mm diminuiu o *COP* em até 10 %, representando um aumento de consumo energético da mesma ordem, para uma carga de refrigeração fixada. Se for considerada a possibilidade tanto de

elevação como de diminuição do diâmetro em relação ao valor nominal, fica evidente que dois refrigeradores do mesmo modelo, em virtude da incerteza do diâmetro, podem apresentar consumos energéticos diferindo em até 20 %, evidentemente um valor muito elevado.

### **5.3.9. INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO TROCADOR DE CALOR**

Os resultados apresentados correspondem a estudos efetuados para a condição nominal de referência e são apresentados na figura 5.94. Conforme mostrado, existe um aumento significativo de vazão quando o trocador de calor é deslocado do final para o início do tubo capilar, sendo esse efeito tanto mais intenso quanto menor é o seu comprimento. Considerando um trocador de calor com comprimento de 1 m, o aumento verificado é de cerca de 35 %. Conforme esperado, é também observado que o trocador de calor colocado próximo à saída do tubo capilar é mais sensível a variações de comprimento. Para esse caso, a sensibilidade da vazão é em média cerca de 2,2 % para cada 10 cm de variação do comprimento.

### **5.3.10. INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE RELATIVA**

Os resultados apresentados correspondem a estudos efetuados para a condição nominal de referência e são apresentados na figura 5.95. Conforme se observa, o efeito da rugosidade é pequeno e praticamente desprezível para valores até  $1.10^{-4}$ . Os tubos capilares ensaiados tem rugosidade relativa ao redor de  $1,5.10^{-3}$ , valor esse que provoca uma redução de vazão ao redor de 3,5 %.

### **5.3.11. INFLUÊNCIA DA EXCENTRICIDADE DO TUBO CAPILAR EM RELAÇÃO À LINHA DE SUCCÃO**

Os resultados apresentados correspondem a estudos efetuados para a condição nominal de referência. Para mostrar a influência dessa variável são apresentadas as figuras 5.96 (influência de  $h_{1s}$  sobre a vazão) e 5.97 (influência da excentricidade sobre  $h_{1s}$ ).

Na figura 5.96 pode ser verificado que numa faixa de  $h_{1s}$  abaixo de 80 % do valor nominal, a vazão diminui com a diminuição de  $h_{1s}$ , enquanto que, para valores acima de 80 %, a variação de vazão é insignificante (especificamente para o caso de referência aqui



considerado)<sup>1</sup>.

Na figura 5.97 é apresentado o efeito da excentricidade sobre  $h_{ls}$ , segundo os dados de Snyder (Apud Rohsenow e Hartnett, 1973), para uma relação de diâmetros ( $D_{tc,e}/D_{ls,i}$ ) de 0,515. Muito embora a relação de diâmetros para o caso analisado seja de 0,4, essa figura será utilizada para se ter alguma avaliação do efeito da excentricidade. No caso limite em que a excentricidade é de 0,9,  $h_{ls}$  é reduzido em 60 %. Composto as indicações das figuras 5.96 e 5.97, pode-se avaliar para esse caso limite uma redução de vazão de cerca de 5,5 %. A possibilidade de toque entre as paredes do tubo capilar e da linha de sucção pode conferir novos contornos ao problema.

### 5.3.12. INFLUÊNCIA DA TROCA DE CALOR COM O AMBIENTE

A condição de referência adotada para esse estudo é a nominal apresentada anteriormente. Nessa condição, o tubo capilar é considerado adiabático. Para analisar a influência da troca de calor com o ambiente, considera-se uma situação severa em que o trecho inicial do tubo capilar, numa extensão correspondente a 60 % do comprimento total, se encontra em contato com ar a 25 °C, e o restante em contato com ar a 3 °C (trecho em que o tubo capilar fica no interior do compartimento do refrigerador). Para o trecho só com tubo capilar admite-se um valor de  $UA'_{amb}$  de 0,1 W/m.°C e, para o trecho do trocador de calor, 0,4 W/m.°C. Nessas condições as simulações numéricas indicam um aumento de vazão de cerca de 5 %.

Tomando a condição com troca de calor anteriormente apresentada como uma nova condição de referência, a influência da temperatura ambiente pode ser analisada. O resultado é apresentado na figura 5.98. Observa-se a diminuição da vazão com o aumento da temperatura ambiente na proporção de cerca de 3 % para cada 10 °C de variação de temperatura.

### 5.3.13. INFLUÊNCIA DO ENCURVAMENTO DO TUBO CAPILAR

Em todas as análises feitas até o momento, sejam elas de natureza numérica ou experimental, foram considerados tubos capilares retilíneos, sem a existência de curvaturas de

<sup>1</sup> Essa é a principal razão para a pequena diferença entre os resultados de vazão com trocador de calor de tubos concêntricos e trocador de calor de tubos laterais. De qualquer forma, a razão para a pequena

qualquer natureza. O tubo capilar, tal qual montado no refrigerador ou “freezer”, possui normalmente algumas curvaturas ao longo de seu comprimento, sendo freqüente a prática de um enrolamento com grande curvatura na região inicial, logo após o filtro, num trecho que imediatamente antecede a região do trocador de calor.

Em vista disso, foi incorporado ao programa de simulação matemática de tubos capilares uma rotina de cálculo que avalia o fator de atrito para perda de carga distribuída ao longo de tubos curvos. Tal subrotina utiliza as indicações de Idelcik (1960) no cálculo do referido fator de perda de carga. No trecho de entrada de dados, foi incorporada uma rotina em que o valor da curvatura do tubo capilar e seu posicionamento são informados. A figura 5.99 e tabela 5.8 indicam os critérios a serem utilizados na entrada de dados. Deve-se observar que para os trechos retos a curvatura relativa é nula. A posição inicial e a final de um trecho com curvatura definem o comprimento do arco de circunferência.

Usando o programa de simulação matemática, foi feito um estudo para avaliar-se o efeito do encurvamento do tubo sobre o comprimento calculado, fixada a vazão mássica. Foram considerados três casos de encurvamento: tubo capilar com raio de curvatura de 10 mm ao longo de todo o comprimento, tubo capilar com raio de curvatura de 3 mm ao longo de todo o comprimento e tubo capilar com vários raios de curvatura, conforme apresentado na figura 5.100. No caso dessa figura o trecho com raio de curvatura de 10 mm representa o enrolamento ao redor do filtro, e o trecho com raio de curvatura de 3 mm representa o enrolamento ao redor da linha de sucção. Os dois casos com raios de curvatura constantes representam casos limites, utilizados apenas para investigação teórica.

Os resultados das simulações são apresentados na tabela 5.9. O estudo nesse caso investiga a alteração de comprimento do tubo capilar necessária para manter a vazão inalterada. Mesmo para o caso de enrolamento severo, aquele com raio de curvatura de 3 mm ao longo de todo o tubo capilar, a diminuição do comprimento necessário é de 26,8 %, valor não muito elevado. Para o caso de enrolamento típico (figura 5.100), a diminuição de comprimento é muito pequena (2,4 %). Em todas as simulações efetuadas, foi admitido que o enrolamento não provoca amassamento do tubo, ou seja, a seção de passagem permanece inalterada.

---

*influência de  $h_L$  sobre a vazão, na região próxima à condição de referência, para o tubo capilar analisado, deve ser melhor investigada.*

### 5.3.14. INFLUÊNCIA DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO

Nos ensaios experimentais realizados o atraso de vaporização foi constatado em todos os ensaios com tubo capilar adiabático e em grande parte dos ensaios com tubo capilar não adiabático. Nos ensaios com tubo capilar adiabático, foi possível medir o superaquecimento do líquido no ponto do início de vaporização. Foi observado que, sob mesmas condições operacionais, o valor do superaquecimento não se repete, indicando a natureza aleatória do fenômeno. Nos ensaios com tubo capilar não adiabático os resultados só permitem a avaliação qualitativa do atraso de vaporização, sendo possível ter indicações apenas sobre sua existência ou não, e a elaboração de análises comparativas.

Para o caso de tubo capilar adiabático, foram feitas algumas análises numéricas visando avaliar a influência do atraso de vaporização. Uma das dificuldades na elaboração do modelo matemático, para o caso de escoamento com atraso de vaporização, é a modelagem do trecho com escoamento bifásico em condições de não equilíbrio, ou seja, o trecho existente desde o início de "flashing" até o ponto em que as condições de equilíbrio termodinâmico estável são atingidas. Existem alguns modelos para isso. O primeiro deles (Li, 1991) é o modelo de nucleação heterogênea e crescimento de bolhas. Além de sua complexidade, o superaquecimento no ponto de início de "flashing" é calculado deterministicamente, fato esse que se confronta com a natureza aleatória do fenômeno, conforme observado na unidade experimental implantada. Outro modelo encontrado na literatura consiste em admitir uma lei de variação para o grau de superaquecimento na região de escoamento bifásico em não equilíbrio. Kuijpers e Janssen (1983) propuseram uma lei do tipo,

$$\frac{d(\Delta T_{sup})}{dt} = (1 - \alpha)^{1,5} \Delta T_{sup} \quad (5.1)$$

O último modelo é aquele em que, iniciado o "flashing", a condição de equilíbrio é atingida instantaneamente. Para os últimos dois modelos apresentados, o superaquecimento do líquido no instante de início de "flashing" é um parâmetro imposto.

Na análise numérica a ser aqui realizada foi adotado o último modelo. Para o caso de tubos capilares adiabáticos, o superaquecimento no início de "flashing" pode ser considerado através do artifício de aumentar o subresfriamento na entrada do tubo capilar. Para os casos

testados experimentalmente, já foi visto que o aumento de vazão é cerca de 2,7 % / °C (na faixa de 3 a 6 °C) e 0,93 % / °C (na faixa de 6 a 12 °C). Dessa forma, tomando, por exemplo, um caso com 4 °C de grau de superaquecimento no atraso de vaporização, o aumento de vazão é de cerca de 10,8 % (faixa de 3 a 6 °C) e cerca de 3,7 % (faixa de 6 a 12 °C).

### **5.3.15. RESUMO DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE**

Na tabela 5.10 é apresentado um resumo da influência dos parâmetros e variáveis analisados sobre a vazão e comprimento do tubo capilar. Para se ter uma melhor compreensão dessa influência, são apresentados também os sentidos de variação.

## **5.4. COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS APRESENTADOS NA LITERATURA E RESULTADOS OBTIDOS COM O PROGRAMA DESENVOLVIDO**

O presente item apresenta uma comparação sucinta entre os resultados numéricos e experimentais de alguns trabalhos publicados na literatura aberta e os resultados numéricos obtidos com a utilização do programa de simulação numérica desenvolvido. A tabela 5.11 apresenta apenas a comparação dos resultados finais e a tabela 5.12 apresenta as condições operacionais e os parâmetros que caracterizam os testes. São feitas comparações com os trabalhos publicados por Escanes et al. (1995), Li (1991), Wijaya (1991) e Dirik et al. (1994).

Escanes (1995) desenvolveu um modelo numérico para tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, fez alguns testes numéricos e comparou com resultados de Whitesel (1957a,b) e Bolstad e Jordan (1948, 1949) entre outros. Nas tabelas, os resultados de Escanes são designados pela nomenclatura "ESCn", onde *n* indica um número seqüencial. A comparação entre os resultados numéricos de vazão mássica do presente trabalho e os resultados numéricos de Escanes apresenta um excelente nível de concordância. A maioria das diferenças absolutas observadas é inferior a 7 %, o valor máximo sendo de 12,1 %. Nos casos ESC9 a ESC12 Escanes comparou os resultados de seu modelo com os resultados experimentais de Whitesel (1957a,b). A concordância entre os resultados numéricos do presente trabalho com os resultados de Whitesel é excelente para os casos ESC11 e ESC12 (diferenças de 3,2 e -4,9 %, respectivamente) e razoável para os casos ESC9 e ESC10 (diferenças de 18,6 e 30,0 %, respectivamente).

respectivamente). Deve-se considerar, contudo, que os resultados de Whitesel foram realizados há algum tempo, e não se pode garantir exatamente o nível de controle da unidade experimental por ele implantada.

Li (1991) desenvolveu um programa de simulação matemática e fez uso de resultados experimentais obtidos por seu grupo na Universidade de Concordia, Montreal, Canadá. Nos ensaios realizados foram levantados perfis de pressão e temperatura, conferindo aparentemente maior confiabilidade aos resultados obtidos. A comparação entre os comprimentos obtidos usando o programa de simulação do presente trabalho (casos “LI<sub>n</sub>A” e “LI<sub>n</sub>AR”) e os experimentais de Li mostra uma excelente concordância de resultados, com uma diferença máxima de valores de comprimento da ordem de 17 %. Deve ser observado que os valores limites utilizados para a adjetivação quanto à qualidade da concordância obtida depende da variável escolhida para a comparação. De forma geral, pode-se dizer que a variável comprimento tem uma sensibilidade que equivale aproximadamente ao quadrado da sensibilidade observada para a variável vazão mássica. Por exemplo, uma diferença de 17 % entre o comprimento experimental e o calculado ( $L_{calc} = 1,17 L_{exp}$ ), para mesmas vazões mássicas, equivale aproximadamente a uma diferença de 8,2 % na vazão mássica ( $m_{calc} = 1,082 m_{exp}$ ), quando o comprimento é mantido invariante. No caso do presente trabalho, quando se diz que a concordância de resultados é muito boa (maioria dos desvios abaixo de 10 %), a variável utilizada na comparação é a vazão mássica do tubo capilar.

Wijaya (1991) desenvolveu um modelo numérico e implementou uma unidade para ensaios experimentais de tubos capilares adiabáticos. Os resultados apresentados na tabela 5.11 (“WI<sub>n</sub>”) referem-se ao HFC 134a. Para cada condição operacional, são feitas comparações entre os resultados de vazão mássica de quatro procedências: 1) utilizando o programa desenvolvido na presente pesquisa; 2) utilizando o programa desenvolvido por Peixoto (1994), na sua tese de doutorado; 3) simulações numéricas de Wijaya; e 4) resultados experimentais de Wijaya. O desvio máximo entre os resultados numéricos do presente trabalho e os resultados experimentais de Wijaya é de 6,5 %. Em relação aos resultados numéricos de Wijaya, o desvio máximo dos resultados numéricos obtidos no presente trabalho é de 12,3 %. Em relação aos resultados de Peixoto, o desvio máximo é de 2,7 %. Em vista desses números, pode-se dizer que a concordância geral de resultados é muito boa.

Por fim, a última referência a ser considerada nesse trabalho para efeito de avaliação do programa de simulação desenvolvido na presente pesquisa, é o trabalho de Dirik et al. (1994), que desenvolveram um modelo numérico e implementaram uma unidade experimental para

ensaio de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. Os ensaios experimentais foram feitos com HFC 134a. Para o caso de tubos capilares não adiabáticos, foram utilizados trocadores de calor de tubos concêntricos. Todos os casos analisados numérica e experimentalmente pelos autores (casos  $ARC_n$  e  $ARC_nA$ ), e por eles publicados, são comparados com os resultados obtidos usando o programa de simulação presentemente desenvolvido. Verifica-se que os desvios máximos dos resultados numéricos obtidos na USP em relação aos resultados experimentais e numéricos de Dirik são respectivamente de 9,0 % e 4,6 %, indicando uma concordância muito boa.

## **6. PRINCIPAIS RESULTADOS DA PESQUISA, CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÃO DE TEMAS PARA FUTUROS TRABALHOS**

### **6.1. COMENTÁRIOS INICIAIS**

Até 1991, ano em que a presente pesquisa teve início, havia um número muito limitado de trabalhos tratando do escoamento e do desempenho de tubos capilares não adiabáticos. O trabalho de Pate (1982) era até então o único a analisar o assunto com o critério e a profundidade exigidos para a boa compreensão dos fundamentos que dominam o processo. Mesmo as publicações da ASHRAE (Handbook of Equipment, 1988a) são até hoje incompletas no assunto, pois sugerem métodos aproximados de seleção de tubos capilares.

Não obstante sua grande qualidade, a pesquisa desenvolvida por Pate apresenta algumas inconveniências e tem algumas questões mal resolvidas. O trabalho foi desenvolvido para tubos capilares não adiabáticos com trocador de calor de tubos laterais, tipo pouco utilizado no Brasil. Para o trocador de calor de tubos concêntricos não havia até 1991 qualquer trabalho publicado. Além disso, Pate encontrou algumas dificuldades numéricas na solução do problema, tendo proposto um modelo aproximado para a simulação do escoamento.

É nesse cenário que foi iniciada a pesquisa que ora se conclui. Introduzindo breve e sucintamente alguns dos resultados produzidos, deve-se salientar, antes de mais nada, a importância da unidade experimental implantada na USP. É uma bancada de referência para ensaios de desempenho de tubos capilares, tendo como virtudes a possibilidade de realização de testes com ou sem óleo, além de permitir o controle acurado e independente de variáveis de processo, ao contrário do que ocorre com bancadas que utilizam o ciclo de compressão de vapor. Os ensaios experimentais produziram resultados inéditos no assunto. Cite-se, por exemplo, a medição dos perfis de temperatura ao longo do tubo capilar no trocador de calor de tubos concêntricos, além do aprofundamento do estudo do atraso de vaporização e sua relação com a estabilidade do escoamento.

O programa de simulação matemática do escoamento através de tubos capilares foi outro produto de destaque da pesquisa. A questão da estabilidade de cálculo, assunto que dificultou o desenvolvimento do trabalho de Pate, foi tratada com cuidado. Foram propostos

métodos numéricos aprimorados, adotadas subrotinas para condições específicas de simulação, criadas propriedades virtuais de refrigerantes<sup>1</sup>. Foram também utilizados métodos pouco tradicionais de integração, que permitiram acelerar sensivelmente os cálculos, aspecto importante quando se considera o elevado número de iterações encontrado em algumas simulações. Como resultado o programa de simulação desenvolvido representa um avanço muito grande em relação às ferramentas atualmente disponíveis para a seleção de tubos capilares, quais sejam a metodologia aproximada de cálculo da ASHRAE e os métodos empíricos, ainda hoje utilizados.

Os principais resultados obtidos serão apresentados no item seguinte com a brevidade que o escopo do capítulo requer. Sua leitura permite uma razoável compreensão da essência desse trabalho. Como é natural em um trabalho dessa magnitude, e com o ineditismo que lhe é peculiar, houve vários tópicos que poderiam merecer ainda certo aprofundamento. Existiram até mesmo algumas questões que não ficaram resolvidas com a devida clareza. Infelizmente a falta de tempo não permitiu o aprofundamento destas questões. Elas serão mencionadas sempre que possível, com o intuito de que outro pesquisador possa dar continuidade à presente linha de pesquisa, aprofundando-as através de dissertações de mestrado, ou até mesmo em trabalhos de formatura do curso de graduação.

No desenvolvimento da pesquisa foram vislumbrados alguns assuntos de maior magnitude, e que podem ser temas de outros programas de doutoramento ou mestrado. Ao final do capítulo tais assuntos são apresentados.

## 6.2. DESCRIÇÃO DOS PRINCIPAIS RESULTADOS DA PESQUISA

São os seguintes os principais resultados, conclusões, recomendações e sugestões para futuros trabalhos:

- Foi realizada uma extensa e completa revisão bibliográfica no assunto de escoamento através de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, abarcando desde os primeiros trabalhos publicados na literatura especializada até os artigos mais recentes.

---

<sup>1</sup> Não obstante as temperaturas no tubo capilar e na linha de sucção sejam moderadas na solução final, os cálculos podem atingir regiões com temperaturas muito altas ou muito baixas em iterações intermediárias.



- Com base nos trabalhos da literatura e em desenvolvimentos próprios, foram elaborados um modelo matemático de simulação do escoamento através de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos e o respectivo algoritmo, que originou, por sua vez, um programa computacional de simulação matemática.
- A partir de várias indicações da literatura foi utilizado o modelo homogêneo para o escoamento bifásico. Estudos numéricos efetuados indicam que razões moderadas de deslizamento entre as fases pouco influenciam o desempenho de tubos capilares. Foram efetuadas investigações numérica sobre a influência do fator de atrito (de mistura) da região bifásica, tendo sido constatado que incertezas moderadas desse parâmetro tem uma influência muito limitada na vazão mássica através do tubo capilar.
- O programa de simulação matemática desenvolvido tem as seguintes características principais:
  - Permite simular numericamente o escoamento de fluidos refrigerantes CFC 12 e HFC 134a em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. Escoamento de outros fluidos podem ser simulados, desde que sejam disponíveis, ou determinadas as constantes utilizadas nas equações de cálculo de propriedades físicas e termodinâmicas desses fluidos.
  - Para o caso de tubos capilares não adiabáticos, pode-se utilizar trocadores de calor de tubos concêntricos ou de tubos laterais.
  - Pode ser utilizado tanto em versão de projeto (cálculo de comprimento) como em versão de simulação (cálculo de vazão).
  - Pode simular o escoamento em tubos capilares retos ou com encurvamentos ao longo do comprimento.
  - Permite a consideração de troca de calor com o ambiente. Perfis de coeficiente de transferência de calor entre o tubo capilar e o ambiente, bem como de temperatura ambiente são aceitos.
  - Dotado de interface homem-máquina amigável.
  - A velocidade do programa foi incrementada sensivelmente ao longo do desenvolvimento do projeto de pesquisa. A título de exemplo, o método de Runge-Kutta de 4ª ordem foi substituído pelo método de Adams-Brashforth de passo variável. Além disso, sempre que possível foram feitos desenvolvimentos analíticos,

que permitiram o cálculo de equações explícitas para a obtenção de algumas variáveis. Em relação a isto pode-se citar a equação para obtenção dos perfis de temperatura ao longo do trocador de calor de duplo-tubo com perda de calor para o ambiente (trecho só com líquido no tubo capilar), e as equações para obtenção dos coeficientes de transferência de calor na passagem anular.

- O programa emite relatório da simulação, permitindo a documentação e a análise cuidadosa dos resultados.
  - O programa de simulação foi aprimorado no sentido de evitar instabilidades de cálculo, tão comuns na simulação do escoamento através de tubos capilares não adiabáticos. Uma das questões abordadas para aumentar o domínio da região de estabilidade, foi a do cálculo de propriedades termodinâmicas e físicas dos fluidos refrigerantes. No processo iterativo de cálculo do comprimento ou da vazão mássica, pode ocorrer que as temperaturas e pressões atinjam valores muito elevados ou muito pequenos, fora da faixa de validade das equações de cálculo de propriedades; nessas condições, o processo caminha para a instabilidade. A solução adotada para contornar essa dificuldade foi criar, de forma cuidadosa, equações que calculam valores fictícios de propriedades, válidas especificamente para essas regiões extremas. Os valores assim determinados, embora fictícios, permitem conduzir o processo de cálculo de volta à região de estabilidade.
  - Permite a análise do escoamento através de tubos capilares rugosos.
  - A questão da falta de continuidade na velocidade crítica ao se passar do escoamento líquido para o bifásico foi considerada com cuidado, evitando instabilidade de cálculo por esse motivo.
- No que diz respeito às atividades de realização de ensaios experimentais, foi implementada uma unidade laboratorial para teste de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. As características dessa unidade são:
    - É uma unidade de concepção “blow down”, ou seja, realiza ensaios em processo “batch” (batelada). Essa concepção permite o controle acurado e independente das variáveis de processo, tendo nesse aspecto recursos superiores aos das unidades experimentais de teste que operam com um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

- Permite a realização de ensaios sem a utilização de óleo. Com algumas modificações, pode permitir também o ensaio com óleo, em quantidades controladas, possibilitando a análise do efeito dessa variável no desempenho do tubo capilar.
  - Foi instrumentada para permitir, de forma inédita, a medição do perfil de temperatura ao longo do trocador de calor de tubos concêntricos, possibilitando um conhecimento mais aprofundado do processo.
  - Foi instalada uma seção auxiliar de testes, na qual não foram instalados os termopares para medição de temperatura ao longo do trocador de calor. A unidade auxiliar foi concebida para permitir a rápida substituição do tubo capilar sob teste. Sugere-se que ela seja utilizada para analisar o efeito da instrumentação, do encurvamento, do diâmetro, da posição do trocador de calor, e do isolamento sobre o desempenho do tubo capilar.
- 
- Usando o método de preenchimento com mercúrio metálico, foram realizadas medições do diâmetro médio de alguns tubos capilares. Para o tubo capilar utilizado na seção principal de testes o diâmetro medido foi de 0,792 mm, enquanto que para a seção auxiliar de testes, de 0,800 mm. Nos dois casos o diâmetro nominal do tubo capilar é de 0,75 mm. Tal desvio em relação ao diâmetro nominal pode provocar uma redução de até 10 % no coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração. Se for considerada a possibilidade de desvio nos dois sentidos, as variações podem ser da ordem de  $\pm 10\%$ , ou seja, dois refrigeradores do mesmo modelo podem, em tese, ter consumos energéticos com diferença de até 20 %, para mesmas condições operacionais. De qualquer forma o que se observa é que os processos de produção de tubos capilares têm incertezas incompatíveis com o nível de qualidade atualmente requerido pela sociedade. Nesse sentido, o aprimoramento do controle do diâmetro do tubo capilar é um assunto que pode ser tema de pesquisa, lembrando-se ainda que tal controle não deve se limitar ao diâmetro médio, mas também à distribuição do diâmetro local.
  - Foi investigada experimentalmente a validade da equação de Colebrook para o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares. Para uma faixa de número de Reynolds até cerca de 30.000, foi comprovada a validade dessa equação. A rugosidade relativa do tubo capilar foi avaliada em  $1,5 \cdot 10^{-3}$ .
  - Foi comprovada experimentalmente a validade dos resultados de Kays e Leung (Apud Rohsenow & Hartnett, 1973) para o coeficiente de transferência de calor no escoamento de

vapor ou gás em passagens anulares (linha de sucção). Foi observado que a extrapolação dos resultados para valores de  $Re$  tão baixos quanto 4.000 é válida. Os resultados de Kays e Leung foram incorporados ao modelo desenvolvido.

- Os ensaios experimentais foram realizados para temperaturas de condensação de 40, 45, 50 e 55 °C e subresfriamento de 3, 6, 9 e 12 °C. Para cada condição operacional foram realizados até 4 ensaios.
- Na seção principal de testes foram realizados alguns poucos ensaios com tubo capilar adiabático com CFC 12. Em média, os resultados experimentais de vazão mássica foram cerca de 7 % maiores que os resultados numéricos.
- Para tubo capilar adiabático com HFC 134a, os principais resultados são:
  - Para cada condição operacional foram realizados de dois a quatro ensaios, perfazendo um total de 55 pontos de operação medidos.
  - A dispersão aproximada dos resultados experimentais para ensaios na mesma condição operacional é de cerca de 4 %.
  - A existência do atraso de vaporização foi comprovada na totalidade dos casos. O grau de superaquecimento médio medido foi de 3,5 °C e, o máximo, de 8,4 °C.
  - Em todos os ensaios o escoamento se realizou sob condições críticas, ou seja, com a vazão independentemente da pressão no reservatório de baixa pressão (evaporador). Foi realizado um ensaio específico para comprovar tal condição.
  - Os resultados numéricos de vazão são em média cerca de 1,1 % menores do que os experimentais, se o atraso de vaporização não é computado nos cálculos, e cerca de 6,5 % maiores quando esse parâmetro é considerado na simulação. Apesar do aumento do desvio médio dos resultados numéricos, foi verificado que a consideração do atraso de vaporização diminuiu a dispersão do desvio numérico, indicando que esse fenômeno introduz uma incerteza aleatória ao modelo.
  - O comportamento do tubo capilar adiabático é bastante estável, apesar da existência do atraso de vaporização. Em geral a vazão acompanha continuamente a variação do subresfriamento, mas existem situações em que quedas bruscas de vazão são observadas em alguns instantes. Nessas condições, contudo, uma vez ocorrido tal evento, a vazão atinge um valor estável, não retornando ao valor anterior.

- Nos ensaios com tubo capilar não adiabático, foram utilizados dois níveis de temperatura na entrada da linha de sucção: -15 e -20 °C.
- No caso de tubo capilar não adiabático com CFC 12, os principais resultados são:
  - Para cada condição operacional foram realizados de 2 a 4 ensaios, perfazendo um total de 100 pontos de operação medidos.
  - A dispersão dos resultados experimentais para condição operacional fixada é de até 4 % em 80 % dos casos. Tal dispersão pode ser tomada como uma medida da incerteza dos resultados experimentais.
  - As maiores dispersões normalmente ocorrem para subresfriamento de 3 °C.
  - Em todos os ensaios o escoamento estava sob condições críticas, ou seja, com a vazão independentemente da pressão no reservatório de baixa pressão (evaporador).
  - Em virtude da existência do atraso de vaporização, a vazão calculada é quase sempre inferior à vazão medida. Os perfis medidos de temperatura no tubo capilar indicam que o atraso de vaporização não é pequeno em um número significativo de ensaios. No entanto, devido à natureza particular do escoamento através do tubo capilar não adiabático, é possível obter informações somente qualitativas sobre o atraso de vaporização, ao contrário do que ocorre com o tubo capilar adiabático, em que o superaquecimento do líquido no início de “flashing” pode ser avaliado.
  - O desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais é de até -10 % para 90 % dos casos. Existe uma leve tendência dos maiores desvios ocorrerem para subresfriamento de 3 °C.
  - A influência da temperatura na entrada da linha de sucção é pequena, quando são considerados os resultados numéricos. Considerando os ensaios experimentais, contudo, os resultados têm em geral menor dispersão e é menor o desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais quando se utiliza -15 °C.
  - O comportamento do tubo capilar foi frequentemente instável durante os ensaios. Em muitas situações, com todas as variáveis independentes rigidamente fixadas, houve oscilação de vazão. Nessas condições podem ser observados patamares definidos de vazão, a transição de um para outro ocorrendo de forma brusca. Esse comportamento caracteriza a existência de dois ou mais pontos de operação e ocorre porque o ponto de início de “flashing” muda de localização frequentemente. O deslocamento do ponto de início de “flashing”, por sua vez, ocorre porque o superaquecimento varia pouco

nas imediações dele, tanto à montante como à jusante.

- Na análise qualitativa dos perfis medidos de temperatura, existe uma coerência bastante nítida entre a magnitude do atraso de vaporização e o desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais.
  - Para os casos em que o desvio dos resultados numéricos é pequeno, é excelente a concordância entre os perfis medidos e calculados de temperatura.
- No caso de tubo capilar não adiabático com HFC 134a, os principais resultados são:
    - Para cada condição operacional foram realizados de 3 a 4 ensaios, perfazendo um total de 100 pontos de operação medidos.
    - A dispersão dos resultados experimentais para condição operacional fixada é de até 6 % em 75 % dos casos. Nesse aspecto, a qualidade dos resultados é pior do que no caso do CFC 12. Isso decorre da maior instabilidade de vazão com o HFC 134a. A temperatura na entrada da linha de sucção pouco afeta a dispersão dos resultados.
    - Em todos os ensaios o escoamento se realizou sob condições críticas, ou seja, com a vazão independentemente da pressão no reservatório de baixa pressão (evaporador).
    - A vazão calculada é quase sempre inferior à vazão medida, em virtude do atraso de vaporização. No que diz respeito ao atraso de vaporização, o comportamento é semelhante ao que ocorre com CFC 12, tubo capilar não adiabático.
    - O desvio dos resultados numéricos de vazão em relação aos experimentais é de até - 12,5 % para 75 % dos casos.
    - De maneira geral, os maiores desvios dos resultados numéricos ocorrem para subresfriamento de 3 °C.
    - A temperatura na entrada da linha de sucção pouco afeta o desvio médio dos resultados numéricos em relação aos experimentais.
    - O escoamento é instável, e, de maneira geral, a instabilidade é mais intensa do que com CFC 12. A causa aparente desse comportamento é a maior influência da troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção, para o HFC 134a. Essa questão deveria ser aprofundada em um trabalho específico.
    - Para o HFC 134a houve pelo menos um caso curioso em que, para dois ensaios, com condições de operação identicamente fixadas, os tipos de instabilidade foram diferenciados (frequências diferentes de oscilação).

- A exemplo do que ocorre com o CFC 12, na análise qualitativa dos perfis medidos de temperatura existe uma coerência bastante nítida entre a magnitude do atraso de vaporização e o desvio dos resultados numéricos em relação aos experimentais.
  - No que diz respeito à concordância entre os perfis medidos e calculados de temperatura, os resultados são muito bons quando é pequeno o desvio da vazão numérica em relação à medida.
- A instabilidade operacional do tubo capilar não adiabático pode eventualmente sofrer a influência da história do ensaio. O estudo dessa influência pode ser um assunto específico de aprofundamento.
  - Foi apresentado um modelo físico para o atraso de vaporização observado no escoamento de refrigerantes através de tubos capilares. As principais características desse modelo são as seguintes:
    - Deve haver algum superaquecimento para o início de “flashing”. Ao contrário do que ocorre na ebulição nucleada com aquecimento externo, em que existem normalmente várias cavidades ativas, o superaquecimento do líquido em tubos capilares é intrínseco ao próprio fluido e a atividade de uma cavidade inibe a virtual ativação de qualquer outra.
    - Para tubos capilares adiabáticos existe grande variação do superaquecimento à jusante do ponto de início de “flashing” e variação moderada à montante dele. Em virtude disso, o ponto de início pode se deslocar apenas para montante, garantindo relativa estabilidade operacional.
    - Para tubos capilares não adiabáticos a variação do superaquecimento do fluido é moderada em ambas as direções, facilitando a mobilidade do início de “flashing” em qualquer uma delas. O resultado disso é a instabilidade operacional verificada.
    - Estes resultados contrariam o de Pate (1982) que não observou atraso de vaporização, nem instabilidade em tubos capilares não adiabáticos. Cabe ressaltar que o tubo capilar por ele testado continha furos para a tomada de pressão ao longo do escoamento.
    - O início de vaporização no escoamento em tubos capilares deveria ser objeto de maiores estudos, que poderiam validar e/ou aprimorar o modelo proposto. Uma das alternativas seria instalar um trocador de calor de tubos laterais pintado com tinta

termosensível, permitindo visualizar dinamicamente o deslocamento do ponto de início de “flashing”.

- A instabilidade observada na vazão do tubo capilar não adiabático é um fenômeno que tem influência sobre o desempenho do ciclo de refrigeração como um todo. Considerando que o tubo capilar adiabático é mais estável, e que a utilização do trocador de calor é desejável, entre outras razões porque propicia o aumento do coeficiente de eficácia do refrigerador/freezer, uma possível medida para compatibilizar essas necessidades seria a instalação de um trocador de calor entre a linha de líquido (saída do condensador, previamente à entrada no tubo capilar) e a linha de sucção do compressor. São reconhecidas as dificuldades de implementação dessa medida, principalmente por questões de compatibilidade geométrica. É possível, no entanto, que um bom estudo possa resolver tais dificuldades.
- O mínimo subresfriamento adotado nos ensaios experimentais foi de 3 °C. Foram feitas tentativas de utilização de valores menores, mas a instabilidade de vazão observada foi grande, provavelmente pela provável existência de ebulição subresfriada no trocador de calor que controla o subresfriamento na entrada do tubo capilar. Para evitar esse fenômeno, sugere-se a construção de um trocador de calor com maior área de troca, que diminuiria a temperatura da superfície aquecida em contato com o refrigerante.
- Foram efetuadas investigações numéricas sobre a influência de alguns parâmetros operacionais e geométricos sobre o desempenho do tubo capilar. A sensibilidade da vazão mássica em relação a tais parâmetros é a seguinte:
  - Diâmetro: +2,2 % na vazão para cada +1 % de variação no diâmetro.
  - Temperatura de condensação: +1,6 % / °C.
  - Subresfriamento: +2,7 % / °C (faixa de 3 a 6 °C) e +0,93 % / °C (faixa de 6 a 12 °C).  
O expressivo aumento de sensibilidade na faixa de 3 a 6 °C, deve-se, em parte, à perda de calor do tubo capilar para a junção da linha de sucção no trecho inicial do tubo capilar. Tal fator provoca uma diminuição de temperatura de cerca de 1,5 °C e é mais importante para pequenos valores de  $\Delta T_{sub}$ .
  - Título na entrada: -27 % a cada 0,1 de aumento no título (no caso de mistura bifásica na entrada do tubo capilar).



- Rugosidade relativa: -3,3 % ao se passar de uma condição de tubo liso para outra com tubo rugoso com rugosidade relativa de 0,001.
- Uso de trocador de calor: +35 a 40 % em relação à vazão com tubo capilar adiabático.
- Tipo de trocador de calor: **para o caso de referência estudado**, pequena influência do tipo de trocador de calor.
- Posição do trocador de calor: a vazão é aumentada quando o trocador de calor é deslocado para a região inicial do tubo capilar.
- Comprimento do trocador de calor: +2,2 % a cada 10 cm de aumento do trocador de calor, quando o mesmo se encontra na região de saída do tubo capilar.
- Excentricidade do tubo capilar em relação à linha de sucção: para excentricidade de 90 %, -5,5 % na vazão em relação ao caso com tubos perfeitamente concêntricos.
- Encurvamento do tubo capilar: -7,4 % na vazão, em relação ao caso de tubo reto, para tubo capilar enrolado ao longo de todo o comprimento com raio de curvatura de 10 mm.
- A influência do fluido (CFC 12 x HFC 134a), da temperatura de evaporação, da temperatura na entrada da linha de sucção, da condução axial de calor através das paredes dos tubos foram avaliadas como sendo de pequena magnitude.

Todos os estudos de sensibilidade foram realizados para condições de referência específicas e, devido à grande sensibilidade do escoamento em tubos capilares não adiabáticos, deve-se evitar a extrapolação dos resultados para outras condições.

Sugere-se o aprofundamento do estudo de sensibilidade. A avaliação da influência da condição de referência é recomendada.

- Nos estudos de sensibilidade efetuados, foi avaliado que a alteração de vazão devido à falta de concentricidade pode chegar a 5,5 % (excentricidade de 90 %). A possibilidade do tubo capilar tocar a linha de sucção em alguns pontos pode acentuar essa influência. Observando que essa variável não é controlada na montagem de refrigeradores, seria conveniente que os fabricantes de refrigeradores avaliassem detalhadamente as vantagens e desvantagens de cada

tipo de trocador de calor, a fim de que solução mais atraente fosse estabelecida em bases sólidas.

- Foi feita a comparação entre alguns resultados numéricos e experimentais publicados na literatura com os resultados obtidos através do uso do programa de simulação desenvolvido na presente pesquisa e a concordância é, em geral, muito boa.
- A presente pesquisa foi desenvolvida para escoamento de refrigerante puro, sem óleo. Foi elaborada uma revisão bibliográfica sobre a influência do óleo no desempenho de tubos capilares. Das poucas informações publicadas, a maioria indica que a existência do óleo provoca aumento de vazão (para comprimento fixado) ou aumento de comprimento necessário (para vazão fixada), mas não foi estabelecida de forma mais precisa qualquer informação quantitativa dessa influência. Em todos os estudos não foi estabelecido qualquer controle sobre a concentração de óleo. Isso evidencia a existência de uma lacuna de conhecimento no assunto, que enseja a realização de pesquisas adicionais.
- Em alguns modelos de refrigeradores, o tubo capilar é enrolado ao redor do filtro. É possível que no processo manual de deformação mecânica do tubo possa haver algum amassamento, com diminuição da seção transversal de escoamento. Sugere-se que os fabricantes de refrigeradores realizem um estudo específico para avaliação dessa questão.
- A excelente concordância dos resultados numéricos com os resultados experimentais da USP, bem como com alguns resultados publicados na literatura, permite atestar a qualidade do programa de simulação desenvolvido. Não obstante, os resultados experimentais publicados na presente pesquisa foram obtidos em uma bancada especificamente implementada para analisar tubos capilares. Seria interessante complementar os resultados com outros obtidos em ensaios com tubos capilares montados em refrigeradores e “freezers”, para que os mesmos fossem igualmente comparados com os resultados numéricos. Nesse caso, a influência de parâmetros como a troca de calor com o ambiente, amassamento do tubo, existência de óleo, etc., poderiam ser avaliados de uma forma global.
- A pesquisa que ora se encerra analisou o escoamento dos fluidos CFC 12 e HFC 134a através de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. A unidade experimental implementada na USP com esta finalidade pode, com pequenas modificações, ser utilizada para o desenvolvimento de outras pesquisas, cabendo destacar:

- Estudo do desempenho de tubos capilares utilizando fluidos naturais (hidrocarbonetos).
- Estudo do efeito de óleo sobre o desempenho de tubos capilares.
- Estudo do desempenho de tubos capilares utilizando misturas de fluidos refrigerantes (substitutos do HCFC 22).
- Utilização da bancada auxiliar de testes para avaliação experimental da influência de alguns parâmetros operacionais e geométricos, e aprofundamento dos ensaios realizados na unidade principal.
- Aprofundamento do estudo do fenômeno do atraso de vaporização.
- Avaliação do deslizamento entre as fases no escoamento através de tubos capilares e proposição de modelos.
- Averiguação do comportamento de tubos capilares na condição em que eles encontram-se instalados em refrigeradores.

## 7. BIBLIOGRAFIA

- Aaron, D. A., Domanski, P. A., "Experimentation, Analysis and Correlation of Refrigerant-22 Flow Through Short Tube Restrictors", ASHRAE Transactions, vol. 96, pp. 729-742, 1990.
- Abernethy, R. B., Benedict, R. P., Dowdell, R. B., "ASME Measurement Uncertainty", Journal of Fluids Engineering, vol. 107, pp. 161-164, Jun., 1985.
- ABNT, Norma ABNT-NBR 9525: Refrigeradores e Congeladores Domésticos - Terminologia, Setembro, 1986.
- Abramson, D. S., Turiel, I., Heydari, A., "Analysis of Refrigerator-Freezer Design and Efficiency by Computer Modeling: A DOE Perspective", ASHRAE Trans., vol. 96, part 1, pp. 1354-58, 1990.
- Allen, W. F., "Flow of a Flashing Mixture of Water and Steam Through Pipes and Valves", ASME Transactions, pp. 257-265, April, 1951.
- Ammons, J., "A Practical Study of the Capillary Tube", Coml. Refrig. and Air Cond., no. 9, vol. 6, pp. 34, 1949.
- Anselmino, J., Comunicação pessoal, Whirlpool Corporation, 1993.
- Arnaud, D., "Le HFA 134a et les Lubrifiants pour Compresseurs. Le Journal de la RPF", pp. 6-11, 1991.
- ASHRAE, ASHRAE Equipment Handbook, ASHRAE, 1988a.
- ASHRAE, Norma ANSI/ASHRAE 28-78: Method of Testing Flow Capacity of Refrigerant Capillary Tube, ASHRAE, 1988b.
- ASHRAE, ASHRAE Fundamentals Handbook, ASHRAE, 1993.
- ASME, Standard ANSI/ASME PTC 19.1-1985: Measurement Uncertainty - Part 1, 1986.

- Assunção, J. V., "Efeitos Sobre o Meio Ambiente Resultantes da Redução da Camada de Ozônio", Anais do Seminário Nacional Sobre CloroFluorCarbonos, 1990.
- ASTM, "Standard Specification for Hard Drawn Copper Capillary Tube for Restrictor Application - ASTM B 360-1982", ASTM, 1982.
- Bailey, J. F., "Metastable Flow of Saturated Water", ASME Transactions, vol. 73, pp. 1109-1116, Nov., 1951.
- Barnea, D., Luninski. Y., Taltej, Y., "Flow Pattern in Horizontal Two-Phase Flow in Small Diameter Pipes", Canadian Journal of Chemical Engineering, no. 10, vol. 61, pp. 617-620, 1983.
- Beckey, T. J., "Modeling and Verification of a Vapor Compression Heat Pump", IIR Comission Meeting, pp. 103-112, 1986, Purdue.
- Benjamin, M. W., Miller, J. G., "The Flow of Saturated Water Through Throttling Orifices", ASME Transactions, vol. 63, pp. 419-429, July, 1941.
- Bolstad, M. M., Jordan, R. C., "Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device", Refrigerating Engineering, no. 12, vol. 56, 1948.
- Bolstad, M. M., Jordan, R. C., "Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device. part II - Non Adiabatic Flow", Refrigerating Engineering, no. 6, vol. 57, pp. 577-583, 1949.
- Bonacina, C., Sovrano, M., Trapanese, G., "The Influence of the Charge on the Performance of a Refrigerating System with a Capillary Tube", IIR-Meeting, 1969, Praga.
- Bonacina, C., Sovrano, M., Trapanese, G., "The Capillary Tube, The 'Inert' Component in a Refrigerating System", XII Int. Cong. of Refrigeration, vol. 2, 1969, Madri.
- Carnahan, B. et al., Aplied Numerial Methods, John Wiley, 1969.
- Christensen, L. B., Jorgessen, H. P., "Flow Resistance of a Capillary Tube Heat Exchanger", XII Int. Cong. Refrigeration, pp. 1069-1077, 1969.
- Collier, J. G., Convective Boiling and Condensation, McGraw-Hill, 1981.

- Cooper, L., Chu, C. K., Brisken, W. R., "Simple Selection Method for Capillaries Derived from Physical Flow Conditions", Refrigerating Engineering, no. 7, vol. 65, pp. 37-41;88;92-104;107, 1957.
- Davies, A., Daniels, T. C., "Single and Two-Phase Flow of Dichlorodifluoromethane (R-12) through Sharp-Edged Orifices", ASHRAE Transactions, no. 79, part 1, pp. 109-123, 1973.
- Deligiannis P., Cleaver, J. W., "The Role of Nucleation in the Initial Phases of a Rapid Depressurization of a Subcooled Liquid", Int. Journal of Multiphase Flow, no. 6, vol. 6, pp. 975-984, June, 1990.
- Dirik, E. et al., "Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Non Adiabatic Capillary Tubes with HFC-134a", Proc. Int. Refrigeration Conf. Purdue, 1994.
- Domanski, P. et. al., "Evaluation of Suction Line-Liquid Line Heat Exchanger in the Refrigeration Cycle", Proc. Int. Refrigeration Conf. Purdue, pp. 131-39, 1992.
- Downing, J. C., "Sizing Capillary Tubing. Technical Bulletin", X-116 Dupont, Wilmington, DE, 1965, DuPont.
- Downing, R. C., "Capillary Tube Sizing for Freon-502", Technical Bulletin RT-31H, Dupont, Wilmington, DE, 1968, DuPont.
- Downing, R. C., "Refrigerant Equations", ASHRAE Trans., vol. 80, pp. 158-169, 1974.
- Downing, R. C., Long, L. J. Jr., "Velocity of Sound in Some Fluorocarbon Refrigerants", ASHRAE Journal, no. 3, vol. 5, pp. 41-46, March, 1963.
- Downing, R. C., Watchorn, J. V., "Capillary Two-Phase Flow for Freon-22 and Freon-502", Technical Bulletin X-129 Dupont, Wilmington, DE, 1965, DuPont.
- Dudley, J. C., A Photographic Study of the Two-Phase Flow of Freon in Small Bore Tubes, M. Sc. Thesis, Dept. of Mechanical Eng., University of Wisconsin, 1962, Wisconsin.
- Dunn, W. E., "Computer Simulation Method for Describing Two-Phase Flashing Flow in Small Diameter Tubes", ASHRAE Trans., vol. 87, part 2, pp. 51-60, 1981.

- Dzelezny, V. P., Potapov, M. D., Vladimirov, D. A., "The Viscosity and Heat Conduction of Refrigerants R23, R116 and R134a in Liquid Phase", Proc. XVIII Int. Cong. of Refrigeration, 1991, Canada.
- Eckels, S. J., Pate, M. B., "An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HFC-134a and CFC-12", Int. Journal of Refrigeration, vol. 14, pp. 70-77, March, 1991.
- Enemark, A. F., Roelsgard, K., "The Influence of Charge, Internal Volume and Restrictor on Starting and Running Conditions of Hermetically Sealed Compressor Systems", X Int. Cong. of Refrigeration, vol. 2, pp. 45-51, 1959, Copenhagen.
- EPA, CFCs and Stratospheric Ozone, United States Environmental Protection Agency (EPA), 1987.
- Erth, R. A., Two-phase Flow in Refrigeration CT: Analysis and Prediction, Ph. D. Thesis, Purdue University, 1969.
- Escanes, F. et al., "Numerical simulation of capillary tube expansion devices", International Journal of Refrigeration, vol. 18, no. 12, pp. 113-122, 1995.
- Escanes, F. et al., "Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices", Int. Journal of Refrigeration, vol. 18, no. 12, pp. 113-122, 1995.
- Fiorelli, F. A. S., Modelagem e Simulação de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte com Dispositivo de Expansão Constituído por Tubo Capilar, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, 1995.
- Gibbs, L. E., "How is Capillary Tubing Made?", Refrigerating Engineering, no. 3, vol. 58, pp. 252-254;290, 1950.
- Goldschmidt, V. W., Kuehl, S. J., "Modeling of Steady Flows of R-22 Through Capillary Tubes", ASHRAE Trans., pp. 139-148, 1991.
- Goldstein, S. D., "A Computer Simulation Method for Describing Two-Phase Flashing Flow in Small Diameter Tubes", ASHRAE Trans., no. 87, part 2, pp. 51-60, 1981.

- Grebner, J. J., Crawford, R. R., "The Effects of Oil on the Thermodynamic Properties of CFC-12 and HFC-134a", Technical Report ACRC-TR 13, Air Conditioning and Refrigeration Center-University of Illinois, U.S.A., 1992.
- Hamilton, J. F., Miller, J. L., "A Simulation Program for Modeling an Air-Conditioning System", ASHRAE Transactions, pp. 213-221, 1990.
- Henry, R. E., "The Two-Phase Critical Discharge of Initially Saturated or Subcooled Liquid", Nuclear Science and Engineering, vol. 41, pp. 336-342, 1970.
- Hesse, U., Kruse, H., "Prediction of the Behaviour of Oil Refrigerant Mixtures", Int. Refrigeration Conference, pp. 101-109, Purdue, U.S.A., 1988.
- Hoffman, J.D., Numerical Methods for Engineers and Scientists, McGraw-Hill, 1992.
- Holman, J. P., Transferência de Calor, Trad.: L. F. Milanez, Rev. Tec.: J. M. S. Jabardo, McGraw-Hill do Brasil, 1983.
- Hopkins, N. E., "Rating the Restrictor Tube - Method of Determining Flow Capacities for Freon-12 and Freon-22", Refrig. Eng., vol. 58, no. 11, pp. 1087-1095, 1950.
- Idelcik, I. E. Memento des Pertes de Charge, Eyrolles Editeur, Paris, 1960.
- Iitcheva, D. A., "Investigation of Self-Contained Air Conditioner with a Capillary Tube Throttling Device of Unsteady Flow Conditions", XIV Int. Cong. of Refrigeration, 1975, Moscou.
- Jabardo, J. M. S., Silva, C. L., "Modeling of the Nucleate Boiling of Refrigerants-Oil Mixtures", Proc. XVIII Int. Cong. of Refrigeration, 1991, Canada.
- Jabardo, J. M. S., Transferência de Calor em escoamento Bifásico, Notas de aula, Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica, 1988.
- Kakaç, S. et al., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, J. Willey, 1987.
- Kalikar, S. G., "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes", Journal of Heat Transfer - ASME Transactions, vol. 112, pp. 219-228, Feb., 1990.



- Kays, W. M., Crawford, M. E., Convective Heat and Mass Transfer, 2<sup>nd</sup>. ed., McGraw-Hill, 1980.
- Kim, R. H., "Computer-Aided Design of a Capillary Tube for the Expansion Valve of the Refrigeration Machine", ASHRAE Transactions, pp. 1362-1369.
- Kipp, E., Schmidt, H., "Sizing of a Capillary Tube as a Throttling Device in Refrigeration Machinery", Kaeltechnik, no. 2, vol. 13, pp. 46-51, 1961.
- Koizumi, H., Yokoyama, K., "Characteristics of Refrigerant Flow in a Capillary Tube", ASHRAE Trans., vol. 86, part 2, pp. 19-27, 1980.
- Kokernak, R. P., Feldman, C. L., "Velocity of Sound in Two-Phase Flow of R-12", ASHRAE Journal, no. 2, vol. 14, pp. 35-38, Feb., 1972.
- Kowalczewski, J. J., "Performance of Refrigeration Systems with Fixed Restriction Operating under Variable Evaporator and Condenser Conditions", Journal of Refrigeration, no. 6, vol. 4, pp. 122-128, 1961.
- Krakow, K. I., Lin, S., "Refrigerant Flow Through Orifices", ASHRAE Transactions, pp. 484-506, 1988.
- Krolicki, Z., Maczek, K., "Results of Investigation of Throttling Device Used in Household Compressor Refrigerator", 5<sup>th</sup> Colloquium on Refrigeration, vol. 1, pp. 67-76, 1980, Budapeste.
- Krueger, M., Driessen, J. L., "Desempenho de Refrigerantes Alternativos ao CFC-12 para Aplicação em Refrigeradores e Freezers", Anais III Congr. Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, 1992.
- Kuehl, S. J., Goldschidmt, V. W., "Steady Flows of R-22 Through Capillary Tubes: Test Data", ASHRAE Trans., vol. 96, pp. 719-728, 1990a.
- Kuehl, S. J., Goldschidmt, V. W., "Transient Response of Fixed-Area Refrigerant Expansion Devices", ASHRAE Trans., vol. 96, pp. 743-747, 1990b.

- Kuijpers, L. J. M., Janssen, M. J. P., "Influence of Thermal Non-equilibrium on Capillary Tube Mass Flow", Proc. XVI Int. Cong. Refrigeration, vol. 2, pp. 133-142, 1983.
- Kuijpers, L. J. M., Janssen, M. J. P., "Continuous Control of Refrigerating Appliances: Limits due to Capillary Tube Behaviour", Proc. of IIR Comissions Meeting, vol. 1, pp. 61-71, 1986.
- Lapidus, L., Seinfeld, J. H., Numerical Solution of Ordinary Differential Equations, 1960.
- Lathrop, H. F., "Application and Characteristics of Capillary Tubes", Refrigerating Engineering, no. 2, vol. 56, pp. 129-133, 1948.
- Li, C. C., "Estimation of the Gas Viscosities of Halocarbon Refrigerants", ASHRAE Trans., pp. 172-174.
- Li, L., Changlin, Z., Baoqi, H., Yongzhang, Y., "An Experimental Investigation on Expansion Devices in Refrigeration System", Proc. Meeting of Comissions B1, B2, E1 e E2 of IIF, vol. 1, pp. 81-101, U.S.A., 1986.
- Li, R. Y. et al., "Metastable Flow of R-12 Through Capillary Tubes", Rev. Int. Froid, vol. 13, pp. 181-186, May, 1990.
- Li, R. Y. et al., "Numerical Modeling of Thermodynamic Non-Equilibrium Flow of Refrigerant Through Capillary Tubes", ASHRAE Trans., vol. 96, p. 542-549, 1991a.
- Li, R. Y. et al., "Numerical Analysis on Flow of Stratospherically Safe Refrigerant-R134a Through Capillary Tube", Proc. XVIII Int. Cong. of Refrigeration, 1991b, Canada.
- Li, R. Y. et al., "A Correlation for Metastable Flow of Refrigerant 12 Through Capillary Tubes", ASHRAE Trans., pp. 550-554, 1991c.
- Lin, S., Kwork, C. C. K., Li, R. Y., Chen, Z. H., Chen Z. Y., "Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 through Capillary Tubes", Int. Journal of Multiphase Flow, no. 1, vol. 17, pp. 95-102, 1991.

- Lockart, R. W., Martinelli, R. C., "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Flow, Two Components Flow in Pipes", Chemical Engineering Progress, no. 1, vol. 45, pp. 39-48, Jan., 1949.
- Lorentzen, G., "Throttling: the Internal Haemorrhage of the Refrigeration Process", Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, pp. 34-39, June, 1985.
- MacArthur, J. W., "Transient Heat Pump Behaviour: A Theoretical Investigation", Int. Journal of Refrigeration, no. 2, vol. 7, pp. 123-132, March, 1984.
- Maczek, K., Krolicki, Z., "Non-Adiabatic Process in Throttling Capillary Tubes Used in Package Units", IIR Meeting, 1981, Essen.
- Maczek, K. et al., "Model of Throttling Capillary Tube with Metastable Process", Proc. XVI Int. Cong. of Refrigeration, 1983.
- Malyshev, A. A. et al., "True Volumetric Vapor Content of Two-Phase Freon Flows", pp. 128-131, 1985.
- Marcy, G. P., "Pressure Drop with Change of Phase in a Capillary Tube", Refrigerating Engineering, no. 1, vol. 57, pp. 53-57, 1949a.
- Marcy, G. P., "Pressure Drop with change of Phase in a Capillary Tube", Journal of ASRE, pp. 53-88, Jan., 1949b.
- Mattarolo, L., "The Flow in a Capillary Tube in a Refrigerant Installation", La Termotecnica, vol. 11, pp. 1084-1088, 1959.
- Mattarolo, L., "The Functioning of a Refrigeration Cycle with a Capillary Tube", La Termotecnica, vol. 11, pp. 540-546, 1959.
- Mel, V. C., "Short-Tube Refrigerant Flow Restrictors", ASHRAE Transactions, no. 88 part 2, pp. 157-169, 1982.
- Melo, C. et al., "Simulação Numérica do Funcionamento de Instalações de Refrigeração", IX Cong. Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 351-354, Dezembro, 1987, Florianópolis.

- Melo, C. et al., "Análise Numérica e Experimental do Comportamento Transiente de um Refrigerador Doméstico", X Cong. Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 521-524, Dezembro, 1989, Rio de Janeiro.
- Melo, C., et al., "Experimental Analysis of CT for CFC12 and HFC134a", Proc. Int. Refrigeration Conf. Purdue, pp. 347-352, 1994.
- Melo, C. et al., "Measuring Pressure and Temperature Profiles Along Cappillare Tubes", Proc. 19<sup>th</sup> Int. Congress of Ref., pp. 146-152, The Hague, The Netherlands, 1995.
- Melo, C., Negrão, C. O. R., "Simulação Numérica de Tubos Capilares Utilizados como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração", Anais do II Encontro Nac. Ciências Térmicas, pp. 221-224, 1988.
- Michaelides, E. E., Holly, R. W., "Similarity Trends in Critical Two-Phase Flow", 22<sup>nd</sup> ASME- AIChE National Heat Transfer Conference, 1984, Niagara Falls.
- Michaelides, E. E., Zisis, K. L., "Velocity of Sound in Two-phase Mixtures", Journal of Heat and Fluid Flow, no. 2, vol. 4, pp. 79-84, 1983.
- Mikol, E. P., "Adiabatic Single and Two-Phase Flow in Small Bore Tubes", ASHRAE Journal, no. 11, vol. 5, pp. 75-86, Nov., 1963.
- Mikol, E. P., Dudley, J. C., "A Visual and Photographic Study of the Inception of Vaporization in Adiabatic Flow", Journal of Basic Engineering, pp. 257-264, Jun., 1964.
- Moffat, R. J., "Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis", ASME Transactions, vol. 104, pp. 250-260, June, 1982.
- Moffat, R. J., "Describing the Uncertainties in Experimental Results", Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 1, pp. 3-7, 1988.
- Moffat, R. J., "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment", Journal of Fluids Engineering, vol. 107, pp. 173-178, June, 1985.
- Molina, M. J., Rowland, F. S., "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom Catalysed Destruction of Ozone", Nature, no. 249, pp. 810-12, 1974

- Nagengast, B. A., "A History of Refrigerants", CFCs: Time of Transition, ASHRAE, pp. 3-15, 1989.
- Niaz, R. H., de Vahl Davis, G., "Adiabatic Two-Phase Flow in a Capillary Tube", Symp. Ser. of Can. Soc. for Chem. Eng., vol. 1, pp. 259-269, 1969.
- Nolcken, W. G., "Means for Improving the Efficiency of the Expansion Process in in Capillary Restrictor Tubes", Journal of Refrigeration, no. 3, vol. 7, pp. 58-62, 1964a.
- Nolcken, W. G., "Capillary Expansion Tubes and Means for the Extension of the Limits of Their Useful Application in Refrigerating Machinery", Modern Refrigeration, no. 6, vol. 67, pp. 600-610, 1964b.
- Nolcken, W. G., "Capillary Expansion Tubes and Means for the Extension of the Limits of Their Useful Application in Refrigerating Machinery", Modern Refrigeration, no. 7, vol. 67, pp. 739-743, 1964c.
- Nolcken, W. G., "Capillary Expansion Tubes and Means for the Extension of the Limits of Their Useful Application in Refrigerating Machinery", Modern Refrigeration, no. 9, vol. 67, pp. 971-977, 1964d.
- Obermeier, E., "Two-Phase Critical Flow-Rates of Refrigerants: Thermodynamic Limits of Flow-rates in Tubes and Orifices", Rev. Int. Froid, vol. 13, pp. 301-308, Sep., 1990.
- Paiva, M. A. S. et al., "The Behavior of Lateral and Concentric CT-SL Heat Exchanger Using CFC 12 and HFC 134a", Proc. Int. Refrigeration Conf. Purdue, pp. 341-356, 1994.
- Paiva, M. A. S., Fiorelli, F. A. S., Vodianitskaia, P., Peixoto, R. A., Hernandez Neto, A., Silves, O. M., "Experimental and Numerical Study of the Flow Through Non Adiabatic Capillary Tubes with Lateral and Concentric Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger Configuration", Proc. 19<sup>th</sup> Int. Congr. Refrigeration, vol. 3, pp. 429-436, The Netherlands, 1995.
- Paiva, M. A. S., Peixoto, R. A., "Otimização Energética de Refrigeradores e Freezers Domésticos", Anais III Congr. Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, 1992.

- Paiva, M. A. S., Vodianitskaia, P., Hernandez Neto, A., Fiorelli, F., "Estudo do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não Adiabáticos com Trocadores de Calor do Tipo Tubos Laterais e Tubos Concêntricos", Anais do V Encontro Nac. Ciências Térmicas, 1994.
- Pasqua, P. F., "Metastable Flow of Freon-12", Refrigerating Engineering, no. 10, vol. 61, pp. 1084-1088, 1953.
- Pate, M. B., A Theoretical and Experimental Analysis of CT-SL Heat Exchanger, Ph. D. Thesis, Purdue University, U.S.A., 1982.
- Pate, M. B., Tree, D. R., "An Experimental Analysis of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger", Proc. XVI Int. Cong. of Refrigeration, 1983.
- Pate, M. B., Tree, D. R., "A Linear Quality for Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers", ASHRAE Trans., vol. 90, pp. 3-17, 1984.
- Pate, M. B., Tree, D. R., "A Two-Phase Flow Model for Capillary Tube with Flashing and Heat Exchange", 21<sup>st</sup> ASME-AIChE National Heat Transfer Conference, 1983.
- Pate, M. B., Tree, D. R., "Two-Phase Flow in a Diabatic Capillary Tube", IIR Meeting, vol. 1, pp. 89-101, 1986.
- Pate, M. B., Tree, D. R., "An Analysis of Choked Flow Conditions in a Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger", ASHRAE Trans., pp. 368-380, 1987.
- Pate, M. B., Tree, D. R., "An Analysis of Pressure and Temperature Measurements Along a Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger", ASHRAE Trans., pp. 291-301.
- Peixoto, R. A., Análise Teórico-Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, 1994.
- Peixoto, R. A., Bullard, C. W., "A Simulation and Design Model for CT-SL Heat Exchanger", Proc. Int. Refrigeration Conf. Purdue, pp. 335-340, 1994.

- Peixoto, R. A., Paiva, M. A. S., "Análise do Escoamento dos Fluidos Refrigerantes R-12 e R-134a em Tubos Capilares", Anais III Congr. Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, 1992.
- Peixoto, R. A., Paiva, M. A. S., Silveiras, O. M., "Análise do Escoamento Crítico de Refrigerantes em Tubos Capilares Utilizados Como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração", Anais XII Congr. Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1993.
- Peixoto, R. A., Vodianitskaia, P., Paiva, M. A. S., Silveiras, O. M., "A Substituição dos CFCs e HCFCs e a Indústria de Refrigeração", Anais XII Congr. Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1993.
- Pereira, R. H., Melo, C., Ferreira, R. T. S., Rinawetscki, R. M., "Influência de Transferência de Calor em Tubos Capilares e Linhas de Sucção sobre o Desempenho de um Refrigerador Doméstico", Anais do COBEM-1987, pp. 355-357, 1987.
- Prosek, J., "A Practical Method of Selecting Capillary Tubes", Refrigerating Engineering, no. 6, vol. 61, pp. 644-647, 1953.
- Rasneusen, B., "Modelling of a Variable Speed Hermetic Compressor", Proc. 19<sup>th</sup> Int. Congr. Refrigeration., vol. 3a, pp. 445-452, 1995.
- Rezk, M. A., Awn, A. G., "Investigation on Flow of R-12 Through Capillary Tubes", XV Int. Cong. of Refrigeration, 1979, Venice.
- Rizza, J. J., "Numerical Solution to Transonic Two-Phase Capillary Tube Flow", Journal of Energy, no. 4, vol. 6, pp. 285-288, 1982.
- Rohsenow, W. M. & Hartnett, J. P., Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill, 1973.
- Schulz, U. W., "State of the Art: The Capillary Tube for, and in, Vapor Compression Systems", ASHRAE Trans., pp. 92-104, 1985.
- Spatz, M. W. and Zheng, J., "R-22 Alternative Refrigerants: Performance in Unitary Equipment" ASHRAE Trans., vol. 99, part 2, 1993.

- Staebler, L. A., "Theory and Use of a Capillary Tube for Liquid Refrigerant Control", Refrigerating Engineering, no. 1, vol. 55, pp. 55-59, 1948.
- Staebler, L. A., "Capillary Tubes - A Guide to Their Application on Freon-12 Hermetic Condensing Units", Refrigerating Engineering, Application Data, Section 48, pp. 1-4, 1950.
- Stevenson, Adiabatic Flow of F-12 through Capillary Tubes in Saturated Liquid and Saturated Vapor Conditions, Ph. Thesis, University of Missouri, 1953.
- Stoecker, W. F. & Jones, J. W., Refrigeração e Ar Condicionado, McGraw-Hill do Brasil, 1985, São Paulo.
- Stoecker, W. F. et al., "Influence of the Expansion Device on the Seasonal Energy Requirements of a Residential Air Conditioner", ASHRAE Transactions, no. 87 part 1, pp. 349-360, 1981.
- Swart, R. H., "Capillary Tube Heat Exchanger", Refrigerating Engineering, no. 9, vol. 54, pp. 221-224;248-249, 1946.
- Sweedyk, J. M., "Capillary Tubes - Their Standardization and Use", ASHRAE Trans., no. 87, part 1, pp. 1069-1076, 1981.
- Takamatsu, H., Momoki, S., Fujii, T., "A Comparison of Evaporation Heat Transfer Coefficients and Pressure Drop in a Horizontal Smooth Tube for HFC134a and CFC12", Proc. XVIII Int. Cong. of Refrigeration, 1991, Canada.
- UNEP, Technical Progress on Protecting the Ozone Layer - Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee, United Nations Environment Programme (UNEP), 1991.
- Waeny, J. C. C., Noções Básicas de Confiabilidade Metroológica., Programa de Aferição Metroológica Interna - IPT, pp. 1-113, Abril, 1983.
- Wang, J., Wu, Y., "Start-up and Shut-down Operation in a Reciprocating Compressor Refrigeration System with Capillary Tubes", Rev. Int. Froid, vol. 13, pp. 187-190, May, 1990.



- Whalley, P. B., Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow, Clarendon Press, Oxford, 1987.
- Whitesel, H. A., "Capillary Two-phase Flow", Refrig. Eng., vol. 65, no. 4, pp. 42-44;98-99, 1957a.
- Whitesel, H. A., "Capillary Two-phase Flow - part II", Refrig. Eng., vol. 65, no. 9, pp. 35-40, 1957b.
- Wijaya, H., "Adiabatic CT Test Data for HFC134a", Proc. 1992 Int. Refrigeration Conf. Purdue, vol. 1, pp. 347-352, 1991.
- Yan, Q., Wang, X. L., "Studies on the Behaviour of Capillary Tube in Small Refrigerant System", Proc. XVIII Int. Cong. of Refrigeration, 1991, Canada.
- Zhu, M. S., "The Modeling Evaluation and Experimental Research on Domestic Refrigerators Using HFC-134a as a Refrigerant", Proc. Int. CFC and Halon Alternatives Conference, pp. 197-204, 1992.

# APÊNDICE A - ESTUDO DE “SIMILARIDADE” PARA UTILIZAÇÃO DE AR NA LINHA DE SUCCÃO

## A.1. INTRODUÇÃO

Ao se decidir substituir o vapor de fluido refrigerante por ar na passagem anular que constitui a linha de sucção, uma das primeiras questões a aparecer diz respeito à possível alteração dos perfis de temperatura e de taxa local de transferência de calor ao longo do escoamento na linha de sucção. O objetivo deste apêndice é mostrar que essas duas variáveis podem ser mantidas inalteradas com a substituição, dentro de uma certa tolerância, desde que a vazão de ar e o diâmetro interno da linha de sucção sejam alterados. Foram efetuados estudos para escoamento de vapor respectivamente de CFC 12 e de HFC 134a.

## A.2. DESENVOLVIMENTO ANALÍTICO

Será feito inicialmente o equacionamento da situação real de operação. Dado o sistema de coordenadas representado na figura A.1, sejam as seguintes hipóteses:

- Troca de calor desprezível entre a linha de sucção e o meio exterior.
- Parede do tubo capilar com resistência térmica desprezível.
- Termo de variação de energia cinética é desprezível na equação de energia aplicada à linha de sucção.
- A temperatura em uma abscissa genérica da linha de sucção é a média de mistura.
- O coeficiente de transferência de calor na linha de sucção junto à parede do tubo capilar é constante na seção transversal (independe da posição circunferencial).
- O escoamento é plenamente desenvolvido.
- O escoamento é unidimensional.
- Regime permanente.

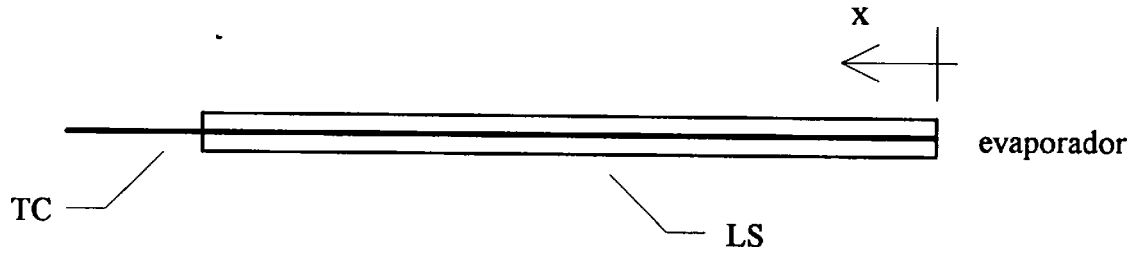


Figura A.1. Sistema de coordenadas utilizado no desenvolvimento analítico

A taxa de troca de calor elementar entre o fluido na linha de sucção e a parede do tubo capilar numa posição  $x$  genérica é dada por:

$$\delta\dot{Q}(x)_{real} = h_{ls,real} dA_{tc,e} (T_{wtc} - T_{ls,real}) \quad (A.1)$$

$$\delta\dot{Q}(x)_{real} = h_{ls,real} \pi D_{tc,e} dx (T_{wtc} - T_{ls,real}) \quad (A.2)$$

Aplicando a equação da energia para a linha de sucção tem-se:

$$\delta\dot{Q}_{real} = \dot{m}_{ls,real} C_{p_{ls,real}} dT_{ls,real} \quad (A.3)$$

Analogamente para a condição da unidade laboratorial (utilização de ar na linha de sucção), tem-se:

$$\delta\dot{Q}(x)_{lab} = h_{ls,lab} dA_{tc,e} (T_{wtc} - T_{ls,lab}) \quad (A.4)$$

$$\delta\dot{Q}(x)_{lab} = h_{ls,lab} \pi D_{tc,e} dx (T_{wtc} - T_{ls,lab}) \quad (A.5)$$

$$\delta\dot{Q}_{lab} = \dot{m}_{ls,lab} C_{p_{ls,lab}} dT_{ls,lab} \quad (A.6)$$

Uma vez que o objetivo é a manutenção dos perfis de temperatura e troca de calor na linha de sucção, resulta:

$$\delta\dot{Q}_{real} = \delta\dot{Q}_{lab} \Rightarrow \dot{m}_{ls,real} C_{p_{ls,real}} dT_{real} = \dot{m}_{ls,lab} C_{p_{ls,lab}} dT_{lab} \quad (A.7)$$

$$dT_{ls,real} = dT_{ls,lab} \Rightarrow \dot{m}_{ls,real} C_{p_{ls,real}} = \dot{m}_{s,lab} C_{p_{ls,lab}} \quad (A.8)$$

ou seja,

$$\frac{(\dot{m} Cp)_{lab}}{(\dot{m} Cp)_{real}} = 1 \quad (A.9)$$

Por outro lado, igualando-se as equações A.2 e A.5 e levando em conta que o diâmetro do tubo capilar é o mesmo nos dois casos, resulta:

$$h_{ls,real}(T_{wtc} - T_{ls,real}) = h_{ls,lab}(T_{wtc} - T_{ls,lab}) \quad (A.10)$$

Impondo que  $T_{ls,real} = T_{ls,lab}$ , tem-se:

$$h_{ls,real} = h_{ls,lab} \Rightarrow \frac{Nu_{real} k_{real}}{D_{eq,real}} = \frac{Nu_{lab} k_{lab}}{D_{eq,lab}} \quad (A.11)$$

onde,

$$D_{eq} = (D_{ls,i} - D_{tc,e}) \quad (A.12)$$

A determinação do número de Nusselt para o escoamento anular na linha de sucção com tubos concêntricos pode ser feita com a correlação obtida a partir da interpolação dos valores tabelados por Kays e Leung (Apud Rohsenow e Hartnett, 1973):

$$Nu = 0,043934 D_{\star}^{-0,20166} Pr^{0,62352} Re^{0,728439} \quad (A.13)$$

onde,

$$D_{\star} = \frac{D_{tc,e}}{D_{ls,i}} \quad (A.14)$$

Substituindo as equações A.12 e A.13 em A.11, tem-se:

$$\frac{(D_{\star})_{real}^{-0,20166} Pr_{real}^{0,62352} Re_{real}^{0,728439} k_{real}}{D_{ls,i,real} - D_{tc,e}} = \frac{(D_{\star})_{lab}^{-0,20166} Pr_{lab}^{0,62352} Re_{lab}^{0,728439} k_{lab}}{D_{ls,i,lab} - D_{tc,e}} \quad (A.15)$$

Para tubos concêntricos o número de Reynolds é:

$$Re = \frac{4\dot{m}_{ls}}{\mu\pi(D_{ls,i} + D_{tc,e})} \quad (\text{A.16})$$

Substituindo A.16 em A.15, rearranjando e subentendendo que as variáveis referem-se à linha de sucção, resulta:

$$\left[ \frac{(D^*)_{real}}{(D^*)_{lab}} \right]^{-0,20166} \left( \frac{Pr_{real}}{Pr_{lab}} \right)^{0,62352} \left( \frac{k_{real}}{k_{lab}} \right) \left( \frac{D_{ls,i lab} - D_{tc,e}}{D_{ls,i real} - D_{tc,e}} \right) \left( \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{lab}} \right)^{0,728439} \left( \frac{\mu_{lab}}{\mu_{real}} \right)^{0,728439} \left( \frac{D_{ls,i lab} + D_{tc,e}}{D_{ls,i real} + D_{tc,e}} \right)^{0,728439} = 1 \quad (\text{A.17})$$

Portanto:

$$\left( \frac{\dot{m}_{lab}}{\dot{m}_{real}} \right) = \left[ \frac{(D^*)_{real}}{(D^*)_{lab}} \right]^{0,2768} \left( \frac{Pr_{real}}{Pr_{lab}} \right)^{0,8560} \left( \frac{k_{real}}{k_{lab}} \right)^{1,3728} \left( \frac{D_{ls,i lab} - D_{tc,e}}{D_{ls,i real} - D_{tc,e}} \right)^{1,3728} \left( \frac{\mu_{lab}}{\mu_{real}} \right) \left( \frac{D_{ls,i lab} + D_{tc,e}}{D_{ls,i real} + D_{tc,e}} \right) \quad (\text{A.18})$$

Esta equação pode ser reescrita como:

$$\left( \frac{\dot{m}_{lab}}{\dot{m}_{real}} \right) = F_{prop} \left[ \frac{(D^*)_{real}}{(D^*)_{lab}} \right]^{0,2768} \left( \frac{D_{ls,i lab} - D_{tc,e}}{D_{ls,i real} - D_{tc,e}} \right)^{1,3728} \left( \frac{D_{ls,i lab} + D_{tc,e}}{D_{ls,i real} + D_{tc,e}} \right) \quad (\text{A.19})$$

onde,

$$F_{prop} = \left( \frac{Pr_{real}}{Pr_{lab}} \right)^{0,8560} \left( \frac{k_{real}}{k_{lab}} \right)^{1,3728} \left( \frac{\mu_{lab}}{\mu_{real}} \right) \quad (\text{A.20})$$

é uma função somente das propriedades dos fluidos. Assim, as condições a serem satisfeitas para que se obtenha a “similaridade” desejada são representadas pelas equações A.9 e A.19. A equação A.9 independe da geometria do trocador de calor, é função apenas do calor específico dos fluidos utilizados. No presente caso, em que pretende-se utilizar ar no lugar

respectivamente do CFC 12 e do HFC 134a, esta equação resulta em (para valores médios de  $C_p$ ):

$$\frac{\dot{m}_{AR}}{\dot{m}_{CFC\ 12}} = 0,5679 \quad e$$

$$\frac{\dot{m}_{AR}}{\dot{m}_{HFC\ 134a}} = 0,7916 \quad (A.21)$$

Utilizando na equação A.19 a vazão de ar indicada em A.21, pode-se obter um diâmetro  $D_{t,LSlab}$  de cerca de 5,7 mm, tanto para o CFC 12 como para o HFC 134a. Nesse sentido, resolveu-se optar pelo diâmetro de 6 mm, que é o valor mais próximo encontrado no comércio. Utilizando esse diâmetro na equação A.19, pode-se obter as seguintes relações de vazão mássica:

$$\dot{m}_{AR}/\dot{m}_{CFC\ 12} = 0,588$$

$$\dot{m}_{AR}/\dot{m}_{HFC\ 134a} = 0,878$$

Esses foram os valores utilizados nos ensaios. Muito embora a similaridade perfeita não possa ser obtida, os desvios são muito pequenos para provocar alterações significativas nos resultados quando se utiliza ar na linha de sucção. De qualquer forma, o importante é que nas simulações numéricas sejam consideradas as vazões de ar efetivamente utilizadas nos ensaios.

Em seguida, foi verificado se, com ar, seriam obtidas velocidades adequadas e números de Reynolds que garantissem a condição de escoamento turbulento na linha de sucção. Com CFC 12 o valor obtido para  $Re$  foi de 6.120, para uma vazão de 4 kg/h na linha de sucção. Com HFC 134a, foi obtido um  $Re$  de 9.120. Caso o ar fosse utilizado na pressão atmosférica ( $\approx 95$  kPa), sua velocidade poderia atingir valores acima de 50 m/s, podendo causar a compressibilidade do escoamento e o arraste dos termopares. Dessa forma, a linha de sucção teve que ser pressurizada até 4 bar. Para evitar vazamentos, foi projetado um sistema especial que garantiu a vedação da linha, conforme apresentado no capítulo 3.

## APÊNDICE B - CÁLCULO DE INCERTEZAS

### B.1. COMENTÁRIOS INICIAIS

Os resultados dos ensaios experimentais realizados na bancada de testes de tubos capilares têm incertezas, assim como os resultados numéricos. Para que a análise seja completa, ao se comparar os resultados numéricos com os experimentais deve-se indicar as incertezas existentes.

### B.2. INCERTEZA DOS RESULTADOS NUMÉRICOS

A vazão mássica numérica é dependente das seguintes variáveis:  $\Delta T_{sub}$ ,  $T_{cond}$ ,  $T_{ls,e}$ ,  $\dot{m}_{ls}$ ,  $D_{tc}$ . Nas simulações numéricas efetuadas para cálculo da vazão mássica, foram admitidos valores experimentais exatos para essas variáveis, para efeito de comparação com os resultados experimentais de vazão. A incerteza do resultado numérico de vazão decorre do fato de que existem incertezas nos valores experimentais daquela variáveis independentes. Ela pode ser calculada através da raiz da soma dos quadrados das incertezas decorrentes de cada uma das variáveis independentes:

$$\begin{aligned} \delta \dot{m}_{num}^2 = & \left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial \Delta T_{sub}} \delta \Delta T_{sub} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial T_{cond}} \delta T_{cond} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial T_{e,ls}} \delta T_{e,ls} \right)^2 + \\ & + \left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial \dot{m}_{ls}} \delta \dot{m}_{ls} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial D_{tc}} \delta D_{tc} \right)^2 \end{aligned} \quad (B.1)$$

A equação B.1 não incorpora as incertezas associadas ao cálculo de propriedades termodinâmicas e físicas, por serem elas muito pequenas. A equação B.1 pode ser dividida membro a membro por  $\dot{m}_{num}^2$  resultando:

$$\begin{aligned}
 \left( \frac{\delta \dot{m}_{num}}{\dot{m}_{num}} \right)^2 = & \left[ \frac{\left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial \Delta T_{sub}} \right)}{\dot{m}_{num}} \delta \Delta T_{sub} \right]^2 + \left[ \frac{\left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial T_{cond}} \right)}{\dot{m}_{num}} \delta T_{cond} \right]^2 + \left[ \frac{\left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial T_{ls,e}} \right)}{\dot{m}_{num}} \delta T_{ls,e} \right]^2 + \\
 & + \left[ \frac{\left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial \dot{m}_{ls}} \right)}{\dot{m}_{num}} \delta \dot{m}_{ls} \right]^2 + \left[ \frac{\left( \frac{\partial \dot{m}_{num}}{\partial D_{tc}} \right)}{\dot{m}_{num}} \delta D_{tc} \right]^2
 \end{aligned}
 \tag{B.2}$$

Na equação anterior, os termos principais são os devidos a  $\Delta T_{sub}$ ,  $T_{cond}$  e  $D_{tc}$ . Os demais serão desprezados. A tabela B.1 apresenta a incerteza de cada uma das variáveis independentes e a sensibilidade média de vazão correspondente a cada uma delas, calculada com o program de simulação matemática desenvolvido. Na referida tabela, o símbolo  $x_i$  indica uma variável independente genérica.

**Tabela B.1.** Sensibilidade de vazão e incerteza das variáveis consideradas.

Variável $x_i$	$\left[ \frac{\left( \partial \dot{m}_{num} / \partial x_i \right)}{\dot{m}_{num}} \right] \cdot 100$	$\delta x_i$
$\Delta T_{sub}$	2,7 % / °C	0,5 °C
$T_{cond}$	1,6 % / °C	0,5 °C
$D_{tc}$	2,2% / %	1 %

Nessas condições, a incerteza a ser calculada é:

$$\left( \frac{\delta \dot{m}_{num}}{\dot{m}_{num}} \cdot 100 \right)^2 = (2,7 \cdot 0,5)^2 + (1,6 \cdot 0,5)^2 + 2,2^2
 \tag{B.3}$$

$$\frac{\delta \dot{m}_{num}}{\dot{m}_{num}} = 2,7 \%
 \tag{B.4}$$



### B.3. INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA MEDIDA NO TUBO CAPILAR

Corresponde à incerteza do instrumento de medição de vazão que é cerca de 0,9 % da medida. Para efeito de comparação do resultado experimental com o numérico, a incerteza do resultado numérico com a incerteza do valor experimental medido têm que ser compostas quadraticamente:

$$\left(\frac{\delta \dot{m}_{tc}}{\dot{m}_{tc}}\right)^2 = \left(\frac{\delta \dot{m}_{num}}{\dot{m}_{num}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}_{instr}}{\dot{m}_{instr}}\right)^2 \quad (\text{B.5})$$

Para o presente caso resulta:

$$\left(\frac{\delta \dot{m}_{tc}}{\dot{m}_{tc}} \cdot 100\right)^2 = 2,7^2 + 0,9^2 \quad (\text{B.6})$$

$$\left(\frac{\delta \dot{m}_{tc}}{\dot{m}_{tc}}\right) = 2,8 \% \quad (\text{B.7})$$

Ou seja, na comparação dos resultados experimentais com os numéricos, diferenças de até cerca de 2,8 % podem ser creditadas às incertezas experimentais e não representam necessariamente deficiências do modelo matemático.

## APÊNDICE C - DEPENDÊNCIA ENTRE A VAZÃO MÁSSICA E O COMPRIMENTO DE UM TUBO CAPILAR

Ao longo deste trabalho foi mencionado em algumas situações que *o comprimento do tubo capilar é proporcional ao inverso do quadrado da vazão*. Em outras, porém, foi mencionado que *a sensibilidade do comprimento é proporcional ao quadrado da sensibilidade da vazão*, numa aparente contradição. A fim de esclarecer a questão, o presente apêndice apresenta dois casos típicos que evidenciam quando cada uma destas situações ocorre.

De uma maneira simplificada, a relação entre a vazão e o comprimento do tubo capilar pode ser escrita através da equação:

$$L \cong \frac{K}{\dot{m}^2} \quad (\text{C.1})$$

A variável  $K$  inclui a influência de todas as variáveis que governam o escoamento (pressão de entrada, subresfriamento, pressão de saída, diâmetro, etc), com exceção da vazão e do comprimento<sup>1</sup>. Quando todas essas variáveis estão fixadas, o valor de  $K$  é aproximadamente constante e a equação C.1 evidencia que o comprimento requerido varia com o inverso do quadrado da vazão.

Seja agora a avaliação da influência de algum parâmetro operacional ou geométrico (com exceção do comprimento) sobre o tubo capilar. Existem duas possíveis abordagens para o problema: fixar o comprimento e investigar a alteração de vazão, ou então fixar a vazão e investigar a variação de comprimento. As variáveis utilizadas no estudo são:

---

<sup>1</sup> Na realidade, a variável  $K$  sofre alguma influência da vazão mássica, mas para efeito do que se quer aqui demonstrar, a aproximação adotada é suficiente.

- Condição inicial:  $\dot{m}_1, L_1, K_1$ .
- Após a alteração de  $K$ , se o comprimento for fixado e a vazão variada:  $\dot{m}_{2a}, L_{2a}=L_1, K_2$ .
- Após a alteração de  $K$ , se a vazão for fixada e comprimento variado:  $\dot{m}_{2b} = \dot{m}_1, L_{2b}, K_2$ .

Nessas condições é possível mostrar que:

$$\frac{\dot{m}_{2a}}{\dot{m}_1} \cong \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \quad (\text{C.2})$$

$$\frac{L_{2b}}{L_1} \cong \frac{K_2}{K_1} \quad (\text{C.3})$$

de onde resulta:

$$\frac{L_{2b}}{L_1} \cong \left( \frac{\dot{m}_{2a}}{\dot{m}_1} \right)^2 \quad (\text{C.4})$$

A equação C.4 evidencia que quando algum parâmetro que não a vazão ou comprimento é variado, o comprimento tem uma sensibilidade aproximadamente igual ao quadrado da sensibilidade de vazão.

## APÊNDICE D - CÁLCULOS APROXIMADOS NA MUDANÇA DE CFC 12 PARA HFC 134a

A finalidade deste apêndice é apresentar uma metodologia que permita uma estimativa rápida do comprimento do tubo capilar para HFC 134a, quando é conhecida uma condição inicial de referência do tubo capilar operando com CFC 12. Deve-se salientar que o método é relativamente grosseiro, mas pode ser útil em algumas situações particulares. Cálculos mais precisos devem ser realizados com o programa de simulação desenvolvido.

Em vários casos analisados até o momento, o desempenho do tubo capilar com HFC 134a é relativamente semelhante ao obtido com CFC 12. Em função disso é possível sugerir uma metodologia simplificada que permita estimar o comprimento do tubo capilar usando HFC 134a a partir do comprimento com CFC 12, desde que as condições operacionais, com exceção da vazão mássica, sejam aproximadamente as mesmas.

Considere-se, por exemplo, um modelo de refrigerador que utiliza CFC 12, dotado de um tubo capilar de comprimento  $L_1$  e com uma vazão  $\dot{m}_1$  de fluido refrigerante. Se esse modelo tiver o CFC 12 substituído por HFC 134a, e se os valores de todas as variáveis, com exceção da vazão, que passa a  $\dot{m}_2$ , forem mantidos inalterados, o novo comprimento  $L_2$  do tubo capilar pode ser grosseiramente estimado pela seguinte expressão<sup>1</sup>:

$$L_2 \cong \left[ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \right]^2 L_1 \quad (D.1)$$

<sup>1</sup> No apêndice C é apresentada a justificativa para a expressão aqui apresentada.