Carlos Augusto Simões Silva

**ANÁLISE DA OCORRÊNCIA DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO NO
ESCOAMENTO DO R-410A EM TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo como requisito para obtenção do
título de Mestre em Engenharia

São Paulo

2009

Carlos Augusto Simões Silva

**ANÁLISE DA OCORRÊNCIA DO ATRASO DE VAPORIZAÇÃO NO
ESCOAMENTO DO R-410A EM TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
como requisito para obtenção do título de
Mestre em Engenharia

Área de concentração:
Engenharia Mecânica de
Energia e Fluidos

Orientador:
Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

São Paulo

2009

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 07 de janeiro de 2009.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Silva, Carlos Augusto Simões

Análise da ocorrência do atraso de vaporização no escoamento do R-410A em Tubos Capilares Adiabáticos / C.A.S.

Silva. – ed.rev. – São Paulo, 2009.

74 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Tubos 2. Escoamento 3. Refrigeração (Análise; Experimentos) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

*Dedico este trabalho a todos os amigos e colegas
que têm me acompanhado por esta etapa de aprendizado,
em especial aos meus pais, minha companheira Deise, e meu filho Uriá.*

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli, pela orientação e confiança.

Aos Profs. Drs. Alberto Hernandes Neto, Arlindo Tribess, Otávio de Mattos Silves,
Antônio Luiz de Campos Mariani e Sílvia de Oliveira Júnior, pela atenção e ajuda.

Aos funcionários do PME-EPUSP Ademir dos Santos Ladeira e Wilson Costa Neves,
pelo apoio na realização das modificações na unidade laboratorial.

Ao apoio de todos os amigos durante o período de pós-graduação.

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

Ao **Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico** (CNPq), pela
concessão da bolsa de mestrado.

SUMÁRIO

Resumo	vi
<i>Abstract</i>	vii
Lista de Tabelas	viii
Lista de Figuras	ix
Lista de Símbolos	xii
1. INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	1
1.1. Objetivo da Pesquisa	2
1.2. Organização do Trabalho	3
2. CONSIDERAÇÕES SOBRE TUBOS CAPILARES E O ATRASO DE VAPORIZAÇÃO	5
2.1. Substâncias Puras e Misturas de Fluidos Refrigerantes	7
2.1.1. Comportamento de Substâncias Puras e Misturas na Mudança de Fase	8
2.2. Considerações Sobre o Atraso na Vaporização de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares	10
2.3. Desenvolvimentos Recentes no Estudo do Atraso de Vaporização em Tubos Capilares	13
2.3.1. Trabalhos Sobre o Atraso de Vaporização Realizados com Substâncias Puras	13
2.3.2. Trabalhos Realizados com Misturas ou Substâncias Puras e Misturas ..	19

3. A UNIDADE LABORATORIAL	22
3.1. Instrumentação e controle da Unidade Laboratorial	25
3.1.1. Medição de Pressões	25
3.1.2. Medição de Temperaturas	26
3.1.3. Medição de Vazão	27
3.1.4. Monitoramento da Composição das Misturas de Fluidos Refrigerantes	27
3.1.5. Sistema de Aquisição de Dados	28
3.1.6. Controle da Pressão na Entrada e Saída do Tubo Capilar	28
3.1.7. Controle do Grau de Sub-Resfriamento na Entrada do Tubo Capilar ...	31
3.2. A Seção de Testes	31
4. LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS	32
4.1. Levantamentos Experimentais Preliminares	32
4.1.1. Determinação dos Diâmetros dos Tubos Capilares	32
4.1.2. Avaliação dos Fatores de Atrito	33
4.2. Matriz de Ensaio	38
4.3. Procedimento de Ensaio	39
4.4. Resultados Experimentais	40
4.5. Determinação do Atraso de Vaporização e do Comprimento do Trecho Metaestável	45
5. ANÁLISE DOS RESULTADOS	49
5.1. Considerações Iniciais	49

5.2. Efeito da Pressão de Entrada	52
5.3. Efeito da Temperatura de Entrada / Sub-resfriamento	54
5.4. Efeito da Vazão Mássica	58
5.5. Efeito do Diâmetro do Tubo Capilar	62
5.6. Relação entre o Atraso de Vaporização e o Comprimento Metaestável	64
5.7. Correlação para o Atraso de Vaporização em Tubos Capilares	65
<u>6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....</u>	<u>69</u>
<u>7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	<u>72</u>

RESUMO

Este trabalho apresenta os resultados de um estudo experimental sobre a ocorrência do atraso de vaporização no escoamento de misturas de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos, com o intuito de aprimorar modelos de simulação do desempenho desse componente do ciclo de refrigeração previamente desenvolvidos. Foi realizada uma série de levantamentos experimentais para o R-410A, uma mistura quase azeotrópica composta de 50% de HFC 32 e 50% de HFC 125 em base mássica, utilizando a unidade laboratorial para estudo de tubos capilares do Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP. Os sensores de temperatura foram posicionados adequadamente ao longo do tubo capilar, com maior concentração na região onde o atraso de vaporização tende a ocorrer, de forma a permitir uma determinação acurada do ponto onde se inicia a mudança de fase para diversas condições operacionais e geométricas. Primeiramente foram realizados estudos para caracterização de alguns parâmetros geométricos, como a medição dos diâmetros dos tubos capilares e a determinação das curvas de fator de atrito em função do n° de Reynolds para cada tubo capilar. A seguir foram realizados 27 ensaios, nos quais se obteve um total de 44 pontos experimentais, caracterizando o efeito de vários parâmetros geométricos e operacionais na diferença de pressão de saturação e no comprimento do trecho metaestável. Os dados obtidos foram correlacionados com os parâmetros experimentais no intuito de obter uma correlação para previsão da diferença de pressão de saturação no escoamento do R-410A em tubos capilares adiabáticos. A correlação obtida prevê 67% dos valores experimentais dentro da faixa de $\pm 26,4\%$, com um erro médio de $-3,2\%$, resultado semelhante a outros trabalhos existentes na literatura.

ABSTRACT

This work presents the results of an experimental study on the occurrence of the delay of vaporization in the flow of refrigerant blends in adiabatic capillary tubes in order to improve previously developed models that simulate this component of refrigeration cycle. Experiments were carried out for R-410A, a near azeotropic mixture composed of 50% of HFC 32 and 50% of HFC 125 on mass basis, using the capillary tubes laboratorial unit of the Mechanical Engineering Department of University of São Paulo. The temperature sensors was properly positioned along the capillary tubes, concentrated in the region where the delay of vaporization is expected to happen, to allow an accurate determination of the flashing point inception for a several operational conditions and geometries. Preliminary studies for characterization of some geometric parameters like capillary tubes diameters and determination of friction factor curves as function of the Reynolds number were performed. A total of 44 experimental points, collected from 27 runs, allowed the characterization of the effect of geometric and operational parameters on the underpressure of vaporization and metastable length. A correlation was developed for predicting the underpressure of vaporization as function of operational parameters and capillary tube geometry. The obtained correlation predicts 67% of experimental data within a $\pm 26,4\%$ range, with an average error of $-3,2\%$. This result is similar to other works in the literature.

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Posicionamento dos termopares ao longo da seção de testes	26
Tabela 4.1. Diâmetros dos tubos capilares e incertezas de medição	33
Tabela 4.2. Coeficiente de contração em função de σ_{cond} (Collier & Thome, 1996).	35
Tabela 4.3. Matriz de ensaios	39
Tabela 4.4. Resultados Experimentais	42
Tabela 4.5. Valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos para os ensaios realizados	47
Tabela 5.1. Coeficientes da Eq. (5.1)	66

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Ciclo de refrigeração com tubo capilar	5
Figura 2.2. Posicionamento do tubo capilar no diagrama $p-h$	6
Figura 2.3. Curva de pressão de saturação em função da temperatura para o HCFC 22	9
Figura 2.4. Processo de mudança de fase a pressão constante de uma mistura zeotrópica formada por duas substâncias	10
Figura 2.5. Distribuição de temperaturas ao longo de um tubo capilar adiabático	11
Figura 3.1. Fluxograma da unidade laboratorial	23
Figura 3.2. Reservatórios de alta pressão	24
Figura 3.3. Reservatório de baixa pressão	24
Figura 3.4. Válvula reguladora de pressão de entrada	29
Figura 3.5. Fluxograma do sistema de controle das válvulas solenóides	30
Figura 3.6. Válvulas solenóides para o controle da pressão de saída	30
Figura 4.1. Curva de fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo TC- 01	37
Figura 4.2. Curva de fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo TC- 02	37
Figura 4.3. Curva de fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo TC- 03	38
Figura 4.4. Perfis de temperatura obtidos em um ensaio típico para o tubo TC-01	43
Figura 4.5. Perfis de temperatura obtidos em um ensaio típico para o tubo TC-02	44
Figura 4.6. Perfis de temperatura obtido em um ensaio típico para o tubo TC-03	44
Figura 4.7. Perfis de pressão para um ensaio típico	46

Figura 4.8. Detalhe da região de escoamento metaestável de líquido superaquecido ...	46
Figura 5.1. Efeito da pressão de entrada sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-01	52
Figura 5.2. Efeito da pressão de entrada sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-01	53
Figura 5.3. Efeito do gradiente de pressão sobre o início da vaporização	54
Figura 5.4. Efeito da temperatura de entrada sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-01	55
Figura 5.5. Efeito da temperatura de entrada sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-01	56
Figura 5.6. Efeito da temperatura de entrada sobre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável para o tubo TC-02 e $T_{cond} = 45^{\circ}\text{C}$	56
Figura 5.7. Efeito da temperatura de entrada sobre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável para o tubo TC-03 e $T_{cond} = 45^{\circ}\text{C}$	57
Figura 5.8. Efeito da temperatura de entrada sobre os pontos de saturação e de início da vaporização	57
Figura 5.9. Efeito da vazão mássica sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-01	59
Figura 5.10. Efeito da vazão mássica sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-01	59
Figura 5.11. Efeito da vazão mássica sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-02	60
Figura 5.12. Efeito da vazão mássica sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-02	60
Figura 5.13. Efeito da vazão mássica sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-03	61

.....	
Figura 5.14. Efeito da vazão mássica sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-03	61
Figura 5.15. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o atraso de vaporização	62
Figura 5.16. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o comprimento metaestável	63
Figura 5.17. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o ponto de encontro das curvas p_{sat} e p_{ref}	64
Figura 5.18. Relação entre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável	65
Figura 5.19. Comparação entre os valores experimentais e os calculados pela Eq. (5.3)	68
.....	

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m^2
C	Coeficiente, adimensional
d, D	Diâmetro, m
G	Fluxo de massa, kg/m^2s
L	Comprimento, m
$\dot{m}$	Vazão mássica, kg/s
p	Pressão, kPa ou bar
r	Raio, m
T	Temperatura, $^{\circ}C$ ou k
V	Volume, m^3 ; velocidade, m/s
v	Volume específico, m^3/kg
X	Composição da mistura, %
Y	Fração molar, adimensional

Constantes e Grupos Adimensionais

k	Constante de Boltzmann, $1,380662 \times 10^{-23} J/K$
Re	Número de Reynolds, $\frac{4\dot{m}}{\pi d \mu}$

Letras Gregas

α	Fração de vazio, adimensional
ϕ	Fator de heterogeneidade, adimensional
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s
ρ	Massa específica, kg/m^3
σ	Tensão superficial, N/m; relação de áreas, adimensional

Índices

0	Referência
<i>c</i>	Crítica, Contração
<i>cond</i>	Condensador
<i>dist</i>	Distribuída
<i>ent</i>	Entrada
<i>evap</i>	Evaporador
<i>l</i>	Líquido
<i>loc</i>	Localizada
<i>ls</i>	Linha de sucção
<i>nom</i>	Nominal
<i>ms</i>	Metaestável
<i>rel</i>	Relativo
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>sai</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturação
<i>sub</i>	Sub-resfriamento
<i>sup</i>	Superaquecimento
<i>tc</i>	Tubo capilar
<i>v</i>	Vaporização, vapor

Capítulo 1

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

Durante o período de 1950 a 1970, acumularam-se evidências ligando os compostos halogenados, dentre eles os fluidos refrigerantes, à redução da camada de ozônio estratosférica. Essas evidências culminaram na assinatura do Protocolo de Montreal em 1987, visando a eliminação total dessas substâncias.

Um dos compostos halogenados a ser eliminado é o HCFC 22 (clorodifluormetano, CHClF_2), utilizado principalmente em sistemas de ar condicionado e bombas de calor. Uma das soluções para substituição desse fluido refrigerante em sistemas de pequeno porte é a utilização de misturas de fluidos refrigerantes zeotrópicas ou quase-azeotrópicas.

A utilização dessas misturas tornou necessário o desenvolvimento de estudos teórico-experimentais e numéricos a fim de avaliar como elas afetam o desempenho dos ciclos de refrigeração. Nesse sentido, o comportamento dos tubos capilares adiabáticos (o dispositivo de expansão utilizado em sistemas de refrigeração e aparelhos de ar condicionado de pequeno porte) utilizando misturas não azeotrópicas é um assunto de particular interesse.

Dentro desta panorâmica, Fiorelli (2000) realizou um extenso levantamento experimental sobre o escoamento ao longo de tubos capilares dos fluidos R-407C, uma mistura ternária composta de 23% do refrigerante HFC 32 (difluormetano, CH_2F_2), 25% de HFC 125 (pentafluoretano, C_2HF_5) e 52% de HFC 134a (1,1,1,2-tetrafluoretano, $\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$)

em base mássica, e R-410A, uma mistura binária com 50% de HFC 32 e 50% de HFC 125, em uma unidade laboratorial construída para essa finalidade. Esse levantamento, realizado tanto para condições de entrada sub-resfriada quanto saturada, caracterizou a influência desses fluidos refrigerantes e dos vários parâmetros operacionais e geométricos no comportamento do tubo capilar em sistemas de refrigeração. Foram também desenvolvidos dois modelos matemáticos (fases separadas e homogêneo) para a simulação do escoamento de fluidos refrigerantes ao longo de tubos capilares, a fim de verificar o efeito do modelo de escoamento adotado nessa simulação.

A validação dos programas de simulação desenvolvidos, tanto para os dados experimentais obtidos no trabalho em questão quanto para dados de literatura, mostrou que os dois modelos podem ser utilizados para essa simulação, apresentando desvios semelhantes em relação aos dados experimentais.

1.1. Objetivo da Pesquisa

A fim de aprimorar os modelos previamente desenvolvidos, verificou-se a necessidade, entre outros aspectos, da realização de estudos mais aprofundados sobre a ocorrência do atraso de vaporização em tubos capilares.

Assim, o objetivo deste trabalho foi realizar uma nova série de levantamentos experimentais para o R-410A, semelhantes aos realizados por Fiorelli (2000), aumentando-se o número de sensores (medidores de temperatura) e readequando seu posicionamento na região do tubo capilar onde o atraso de vaporização tende a ocorrer, de forma a permitir uma determinação acurada do ponto onde se inicia a mudança de fase para várias condições operacionais e geométricas. Esses dados foram correlacionados com os parâmetros

geométricos e operacionais no intuito de obter uma correlação para previsão do comprimento metaestável e/ou da diferença de pressão de saturação no escoamento do R-410A em tubos capilares adiabáticos.

1.2. Organização do Trabalho

O Capítulo 2 apresenta algumas considerações sobre tubos capilares e seu uso em sistemas de refrigeração, bem como sobre os tipos de misturas e seu comportamento durante a mudança de fase, seguida de uma revisão bibliográfica sobre o estudo do atraso de vaporização em tubos capilares. No Capítulo 3 é apresentada a unidade laboratorial utilizada para a determinação experimental do atraso de vaporização do fluido R-410A em tubos capilares adiabáticos, detalhando os componentes existentes e as alterações realizadas para a obtenção dos valores experimentais necessários.

O Capítulo 4 descreve os ensaios preliminares de levantamento dos diâmetros e das curvas de fator de atrito dos tubos capilares, seguido da apresentação da matriz de ensaio empregada e do procedimento para a realização dos experimentos. Nesse Capítulo são apresentados os resultados obtidos experimentalmente e o método gráfico utilizado para a determinação do atraso de vaporização e do comprimento metaestável, seguido dos resultados encontrados.

A influência dos parâmetros experimentais sobre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável é analisada no Capítulo 5, com o intuito de identificar as tendências de variação observadas e buscar o entendimento dos comportamentos encontrados. No final do Capítulo é proposta uma correlação para estimativa do atraso de vaporização em função dos parâmetros operacionais que influem no desempenho de tubos

capilares. A seguir, o Capítulo 6 apresenta as conclusões do presente trabalho e indica algumas sugestões para futuras pesquisas e o Capítulo 7 apresenta a bibliografia utilizada.

Capítulo 2

CONSIDERAÇÕES SOBRE TUBOS CAPILARES E O ATRASO DE VAPORIZAÇÃO

Os tubos capilares são confeccionados com tubos de cobre com diâmetro interno variando de 0,6 a 2,0 mm e comprimento variando de 0,75 a 3,5 m. São normalmente utilizados como dispositivos de expansão para o controle da vazão dos fluidos refrigerantes que escoam em equipamentos e sistemas de refrigeração de pequeno porte, tais como condicionadores de ar do tipo janela, mini-*splits*, *freezers* e bombas de calor. O tubo capilar localiza-se entre o condensador e o evaporador nos sistemas de refrigeração, conforme mostrado na Fig. 2.1.

Figura 2.1. Ciclo de refrigeração com tubo capilar.

Os tubos capilares introduzem uma restrição ao escoamento, impondo uma perda de carga que reduz a pressão do líquido que deixa o condensador. Quando o valor da pressão se torna igual ou inferior ao valor da pressão de saturação, ocorre o início da vaporização do fluido refrigerante no interior do tubo capilar.

Outra forma de visualizar a posição do tubo capilar é por meio da utilização do diagrama $p-h$ (pressão-entalpia) mostrado na Fig. 2.2. Nesse diagrama é apresentada a diminuição de pressão do fluido desde a entrada do tubo capilar (pressão de condensação) até a saída do tubo capilar (pressão de evaporação).

Figura 2.2. Posicionamento do tubo capilar no diagrama $p-h$.

Devido ao fato do tubo capilar possuir geometria fixa, “um sistema utilizando um tubo capilar operará com eficiência máxima em apenas um conjunto de condições de operação” (Dossat & Horan, 2001), sendo este conjunto definido pelos seguintes fatores (Fiorelli, 2000; Garcia-Valladares *et al.*, 2002):

- geometria do tubo capilar (comprimento e diâmetro interno, mudanças de seção nas conexões de entrada e saída);
- forma de montagem (apenas o tubo capilar ou formando um trocador de calor com a linha de sucção);
- interação com o meio (troca ou não de calor com o meio externo);
- tipo de refrigerante;
- diferença de pressão entre a entrada e a saída do tubo capilar (pressão de condensação menos pressão de evaporação);
- estado do refrigerante na entrada do tubo capilar (grau de sub-resfriamento ou título).

Apesar de o tubo capilar apresentar uma pequena região de bom desempenho, não se adaptando adequadamente a grandes variações do sistema, ele é muito utilizado em sistemas de pequeno porte devido ao seu baixo custo e ao fato de permitir a equalização das pressões do sistema durante os estágios de parada, o que reduz o torque de partida do motor e conseqüentemente o tamanho do compressor.

2.1. Substâncias Puras e Misturas de Fluidos Refrigerantes

Desde o início do século XX (por volta de 1930), os CFC's e HCFC's vêm sendo usados em sistemas de refrigeração (Chen *et al.*, 1990). A rápida expansão das indústrias de refrigeração e ar condicionado desde 1945 baseou-se em quatro refrigerantes: as substâncias puras CFC 12 (diclorodifluormetano, CF_2Cl_2), HCFC 22 e CFC 11 (triclorofluormetano,

CFCl_3), bem como o R-502, uma mistura azeotrópica dos CFC's 12 e 115 (cloropentafluoretano, $\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$).

Nas últimas décadas do século XX acumularam-se evidências ligando compostos halogenados, dentre eles os fluidos refrigerantes, à redução da camada de ozônio estratosférica. Com essa preocupação ambiental, foi assinado o Protocolo de Montreal (1987), contendo um cronograma para eliminação dos CFC's, tendo sido aprovado na sua revisão em Londres (1990) também a eliminação dos HCFC's.

Um dos HCFC's a ser eliminado é o HCFC 22, utilizado principalmente em sistemas de ar condicionado e bombas de calor, cujo cronograma prevê uma redução progressiva e eliminação completa até 2020 em países desenvolvidos. Os países em desenvolvimento (entre os quais o Brasil se inclui) têm um prazo de carência de dez anos para cumprir esse prazo.

As pesquisas realizadas até o momento apontam que a solução técnica mais adequada no momento para a substituição do HCFC 22 em sistemas de pequeno porte é a utilização de misturas de fluidos refrigerantes zeotrópicas ou quase-azeotrópicas. Uma breve revisão do comportamento das substâncias puras e das misturas será apresentada a seguir.

2.1.1. Comportamento de Substâncias Puras e Misturas durante a Mudança de Fase

Quando uma substância pura sofre um processo de mudança da fase líquida para a fase vapor, a sua temperatura (ou a pressão) permanece constante durante essa mudança, desde que a pressão (ou a temperatura) também permaneça constante. A relação entre a pressão e a temperatura no processo é dada pela curva de pressão de saturação, mostrada na Fig. 2.3 para o HCFC 22.

Figura 2.3. Curva de pressão de saturação em função da temperatura para o HCFC 22.

Contudo, quando se tem uma mistura de fluidos refrigerantes mudando de fase, passa a existir uma dependência entre a composição de cada fase e a pressão de saturação em uma dada temperatura (ou a temperatura de saturação em uma dada pressão).

Como durante o processo de mudança de fase a composição das fases líquida e vapor é diferente, haverá uma variação da pressão (ou temperatura) de saturação durante o processo, conforme pode ser visto na Fig. 2.4, que mostra o processo de mudança de fase a pressão constante para uma mistura bifásica genérica. As misturas que se comportam de acordo com essa tendência geral são chamadas de zeotrópicas, das quais o R-407C é um bom exemplo.

Existem misturas que, em determinadas proporções, apresentam a mesma composição nas fases líquida e vapor durante a mudança de fase, não apresentando variação na temperatura de saturação durante este processo e comportando-se, portanto, como uma substância pura. Estas misturas são chamadas de azeotrópicas, das quais o R-502 é um exemplo.

Figura 2.4. Processo de mudança de fase a pressão constante de uma mistura zeotrópica formada por duas substâncias.

Por fim, as misturas quase-azeotrópicas são aquelas que apresentam pequenas variações de composição entre as fases líquida e vapor e de temperatura de saturação durante a mudança de fase, mas que muitas vezes podem ser desprezadas. Por exemplo, o R-410A apresenta uma variação de temperatura na saturação da ordem de $0,1^{\circ}\text{C}$ na faixa de utilização em sistemas de refrigeração.

2.2 Considerações Sobre o Atraso na Vaporização de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares

O atraso na vaporização, causado pela presença de escoamento metaestável em fluidos refrigerantes em tubos capilares, é um assunto de interesse em função da influência que o fenômeno exerce no desempenho de equipamentos de refrigeração de pequeno porte e bombas de calor que utilizam tubos capilares como dispositivo de expansão.

Para entender como ocorre o atraso de vaporização no escoamento em um tubo capilar, tome-se como exemplo, a princípio, uma mudança de fase estável (ou seja, sem a ocorrência do atraso de vaporização), indicada pela linha 1-2-4-5 da Fig. 2.5. O fluido encontra-se inicialmente na condição de líquido sub-resfriado na entrada do tubo capilar (ponto 1). Ao escoar pelo tubo a pressão do fluido refrigerante se reduz, reduzindo assim a temperatura de saturação correspondente. O ponto 2 representa a posição do tubo capilar em que a temperatura de saturação iguala-se à temperatura do fluido refrigerante. Sendo um processo estável, nesse ponto tem início o processo de vaporização e a pressão e temperatura da mistura líquido-vapor de fluido refrigerante se reduzem gradativamente até a saída do tubo capilar (ponto 5). Nesse ponto, a mistura bifásica terá um certo título e a pressão será a mesma do evaporador para o caso em que o escoamento não tenha atingido a condição de escoamento crítico. Se isso ocorrer, a pressão na saída do tubo capilar será maior do que a pressão no evaporador e uma onda de choque se formará na saída do dispositivo de expansão para acomodar a diferença de pressões entre a saída do tubo e a entrada do evaporador.

Figura 2.5. Distribuição de temperaturas ao longo de um tubo capilar adiabático.

Considerando agora a ocorrência do atraso de vaporização, quando o ponto 2 é alcançado a temperatura de saturação se iguala à temperatura real do fluido refrigerante mas não ocorre o início da vaporização naquela posição (cf. Tester & Modell, 1997). O fluido refrigerante passa a estar em um estado metaestável de líquido superaquecido e conforme o fluido avança em direção à saída do tubo esse superaquecimento aumenta. A mudança de fase somente se inicia no ponto 3, quando o estado metaestável não consegue mais se sustentar. Entre os pontos 3 e 4 o escoamento se encontra numa condição de não-equilíbrio e do ponto 4 em diante o equilíbrio termodinâmico é restabelecido até a saída do tubo capilar, onde se tem mistura líquido-vapor nas condições de entrada do evaporador.

Na Figura 2.5 é possível visualizar a *diferença de temperatura de vaporização*, que é a diferença entre a temperatura no ponto 3 e a temperatura de saturação naquela posição, ou seja:

$$\Delta T_{sup} = T_3 - T_{sat,3} \quad (2.1)$$

Essa mesma diferença pode ser expressa em termos da pressão de saturação calculada a partir de T_3 e da pressão nessa posição onde ocorre o início da vaporização. Nesse caso temos a *diferença de pressão de vaporização*.

$$\Delta p_{sat} = p_{sat,3} - p_3 \quad (2.2)$$

2.3 Desenvolvimentos Recentes no Estudo do Atraso de Vaporização em Tubos Capilares

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

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

2.3.1 Trabalhos Sobre o Atraso de Vaporização Realizados com Substâncias Puras

Desde o início das pesquisas sobre o escoamento de refrigerantes em tubos capilares, na década de 50 do século passado, constatou-se a ocorrência do fenômeno do atraso de vaporização (cf. Cooper *et al.*, 1957; Mikol, 1963; Mikol & Dudley, 1964; Rezk & Awn, 1979; Koizumi & Yokoyama, 1980; Kuikpers & Janssen, 1983; e Maczek *et al.*, 1983; entre outros).

O primeiro trabalho a discutir mais profundamente o assunto para refrigerantes escoando em tubos capilares e conseguir de forma satisfatória correlacionar o fenômeno é o de Chen *et al.* (1990). A partir dos trabalhos de Lienhard *et al.* (1978) e Alamgir & Lienhard (1981), que estudaram o fenômeno de despressurização de água e propuseram uma correlação baseada na teoria clássica da nucleação, Chen *et al.* (1990) obtiveram uma correlação para o CFC 12 escoando em tubos capilares adiabáticos, Eq. (2.3). Essa correlação é baseada na hipótese de que o processo de nucleação se forma a partir de flutuações

moleculares geradas durante o processo de superaquecimento do líquido. Essa correlação foi validada a partir de dados experimentais obtidos em uma instalação de refrigeração convencional adaptada e os valores numéricos apresentaram erros de até 26% quando comparados com os valores experimentais.

$$(p_{sat} - p_v) \sqrt{\frac{kT_{sat}}{\sigma^3}} = 0,679 \left(\frac{v_v}{v_v - v_l} \right) \text{Re}_{tc}^{0,914} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \right)^{-0,208} \left(\frac{d_{tc}}{D'} \right)^{-3,18} \quad (2.3)$$

$$\text{onde} \quad D' = \sqrt{\frac{kT_{sat}}{\sigma_l}} \times 10^4 \quad (2.4)$$

Nas Equações (2.3) e (2.4) k é a constante de Boltzmann, T_c e T_{sat} são, respectivamente, as temperaturas crítica e de saturação e σ_l é a tensão superficial do refrigerante. ΔT_{sub} é o grau de sub-resfriamento, v_l e v_v são, respectivamente, os volumes específicos do líquido e do vapor, d_{tc} é o diâmetro do tubo capilar e $(p_{sat} - p_v)$ é a diferença de pressão que representa o atraso de vaporização.

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

o HFC 134a, realizando comparações experimentais e obtendo resultados semelhantes àqueles para o CFC 12.

Melo *et al.* (1996) verificaram experimentalmente o atraso de vaporização para o HFC 134a em tubos capilares adiabáticos através de medição de pressão e temperatura ao longo dos tubos. Segundo os autores, a correlação de Chen *et al.* (1990) não se mostrou apropriada para a previsão dos dados experimentais obtidos, o que refletiu a variação do comprimento de líquido metaestável para mesmas condições de operação pois o fluido ensaiado apresentou um erro muito maior que 26% quando utilizada a correlação de Chen *et al.* (1990).

Paiva (1997) verificou experimentalmente, dentre outros fenômenos, a ocorrência do atraso de vaporização para o CFC 12 e o HFC 134a. Segundo o autor, para um escoamento em tubos capilares adiabáticos o superaquecimento do líquido metaestável se forma no seio do fluido. Paiva (1997) ainda afirma que a montante do ponto de início da vaporização a temperatura de saturação do líquido é variável, devido à diminuição de pressão ao longo do tubo. Em razão dessa diminuição de pressão, ocorre a formação da primeira bolha, proveniente de uma cavidade ativa, acompanhada de uma queda brusca na temperatura do fluido (ou seja, o trecho de líquido metaestável colapsa), pois o crescimento da bolha ocorre devido a diminuição da entalpia do líquido. Foi verificado ainda que à medida que o sub-resfriamento na entrada do tubo capilar diminuía ocorriam quedas bruscas de vazão do fluido, o que indicava um deslocamento para montante do ponto de início de vaporização. Paiva (1997) levantou a hipótese de que não pode ocorrer um aumento brusco de vazão, mas somente reduções bruscas, pois para isso seria necessário aumentar o comprimento de líquido metaestável de forma repentina, mas como o líquido metaestável é uma condição de não equilíbrio ele só pode ser aumentado de forma gradativa.

Meyer & Dunn (1998) fizeram um estudo experimental da região de líquido metaestável para o HFC 134a e o HCFC 22 em tubos capilares adiabáticos. Nesse estudo o sub-resfriamento foi gradativamente aumentado e diminuído e verificou-se o mesmo que foi afirmado por Paiva (1997), de que as variações bruscas de vazão aconteciam apenas no sentido de diminuir a vazão. Dessa forma verificaram que existe uma dependência entre a vazão mássica com o sentido de variação do sub-resfriamento (sub-resfriamento aumentando ou diminuindo), criando uma curva de histerese. Os autores ainda verificaram que com o aumento da temperatura de entrada do fluido no tubo capilar (redução do sub-resfriamento), ocorre o aumento do atraso de vaporização e que com a diminuição da temperatura de entrada do tubo capilar (aumento do sub-resfriamento), o ponto de início de vaporização vai para a direção da saída do tubo capilar. Uma explicação para estas verificações é dada pela equação do raio crítico r_c , Eq. (2.5), onde σ é a tensão superficial do fluido:

$$r_c = \frac{2\sigma}{(p_{sat} - p_v)} \quad (2.5)$$

Para o caso de aumento do sub-resfriamento partindo com o refrigerante saturado na entrada, conforme a pressão vai diminuindo ao longo do tubo capilar, se as bolhas anteriormente existentes forem maiores que o diâmetro crítico, elas crescerão até que se dê o início da vaporização e a vaporização ocorrerá sem a presença do atraso. Se as bolhas forem menores que o diâmetro crítico, elas colapsarão e o fluido continuará escoando como líquido superaquecido por um trecho do tubo dando início ao atraso de vaporização. Com o aumento do sub-resfriamento a pressão de saturação diminui e conseqüentemente a diferença ($p_{sat} -$

p_v) também diminui, aumentando o valor necessário do r_c e fazendo com que o início da vaporização vá se deslocando para a saída do tubo.

No caso de entrada sub-resfriada, com a redução do sub-resfriamento, quando o líquido atingir a condição de saturação e tiver início a nucleação, as bolhas deverão ser relativamente grandes para não colapsar, pois a diferença ($p_{sat} - p_v$) será inicialmente muito pequena, o que implica num valor grande de r_c . Da mesma forma, com a redução do sub-resfriamento acarreta em um aumento na temperatura de entrada do fluido e pressão de saturação aumenta, ($p_{sat} - p_v$) aumentará e ocorrerá uma diminuição no r_c , que deverá conduzir o crescimento desta bolha para um longo trecho de líquido metaestável.

Chen & Lin (2001), a partir de trabalho anterior no qual verificou-se experimentalmente a ocorrência do atraso de vaporização em tubos capilares não adiabáticos (Chen *et al.*, 1990), desenvolveram uma correlação para a diferença de pressão de vaporização no escoamento de HFC 134a em tubos capilares, dada por:

$$(p_{sat} - p_v) \sqrt{\frac{kT_c}{\sigma_l^3}} = 0,658 \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \phi^{0,5} \quad (2.6)$$

com

$$\phi^{0,5} = 1,032 \text{Re}_{tc}^{0,914} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \right)^{-0,208} \left(\frac{d_{tc}}{D'} \right)^{-3,18} - 0,0122 \text{Re}_{ls}^{0,234} \left(1 - \frac{p_{sat}}{p_{sat,ent}} \right)^{0,957} \quad (2.7)$$

Para o caso de um tubo capilar adiabático, onde $p_{sat} = p_{sat,ent}$, a Eq. (2.6) se reduz à Eq. (2.3). Nas Equações (2.6) e (2.7), k é a constante de Boltzmann, ($p_{sat} - p_v$) é a diferença

de pressão de vaporização, T_c é a temperatura crítica na posição de início da vaporização e σ é a tensão superficial do refrigerante. ΔT_{sub} é o grau de sub-resfriamento, ρ_l e ρ_v são, respectivamente, as massas específicas do líquido e do vapor, d_{tc} é o diâmetro do tubo capilar e D' é dado pela Eq. (2.4). Re_{tc} e Re_{ls} , são, respectivamente, os números de Reynolds no tubo capilar e na linha de sucção. Tanto para o caso de capilares adiabáticos como não adiabáticos, os autores obtiveram erros da ordem de 28%.

Huerta (2000) desenvolveu um estudo com o HFC 134a escoando em tubos capilares, verificando a ocorrência da metaestabilidade. Algumas peculiaridades do escoamento metaestável em tubos capilares foram apontadas pelo autor, entre elas o fato de que a formação de vapor se dá pela perda de pressão do fluido à medida que o refrigerante escoar no tubo capilar e que no escoamento de líquido a temperatura do fluido é axialmente constante, mas a temperatura de saturação varia devido à queda de pressão de saturação que diminui por atrito viscoso na direção do escoamento. Huerta (2000) apontou a existência de duas linhas na modelagem: a primeira considerando a presença de gases presos em cavidades na parede do tubo, enquanto que a segunda leva em conta as flutuações moleculares no líquido superaquecido.

Seguindo a mesma linha de pesquisa de Meyer & Dunn (1998), Liu & Bullard (2000) obtiveram curvas de histerese para o caso de um tubo capilar não adiabático utilizando o HFC 134a como fluido de trabalho e verificaram que não era possível repetir os resultados quando comparados com dados de novos ensaios, mesmo sendo garantidas as mesmas condições.

Também com o mesmo procedimento de ensaio de Meyer & Dunn (1998), Bittle *et al.* (2001) estudaram experimentalmente o atraso de vaporização para o HFC 134a. Em uma primeira série de ensaios, foram obtidos valores de vazão mássica em função do grau de sub-resfriamento. Verificou-se que os pontos de um dado ensaio apresentavam uma variação

considerável quando comparados com outros ensaios para as mesmas condições operacionais.

Na mesma pesquisa, os autores fizeram uma tentativa bem sucedida de controlar o atraso de vaporização para um tubo capilar adiabático, introduzindo modificações na configuração dos tubos capilares (colocação de um fio no interior do tubo e de 5 furos ao longo do tubo). Em comparação ao tubo não modificado, a vazão mássica e a amplitude das variações de vazão mássica tiveram uma sensível redução após as modificações. Essa diminuição na amplitude pode estar ligada ao fato de os furos e/ou o fio introduzirem novas cavidades ativas onde a nucleação tem a possibilidade de iniciar-se.

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

Huerta *et al.* (2007) realizaram estudo experimental com os fluidos HFC 134a e HC 600a circulando em tubos capilares sem a presença de óleo e com a presença de óleo. Foi relatada a influência do óleo no atraso de vaporização. Segundo os autores a presença de óleo aumenta a região de líquido metaestável, principalmente para os casos de sub-resfriamento baixo quando comparado a ensaios sem a presença de óleo.

2.3.2 Trabalhos Realizados com Misturas ou Substâncias Puras e Misturas

Para misturas de refrigerantes, o primeiro trabalho que menciona alguma tentativa de correlação do atraso de vaporização é o de Chang & Ro (1996), que estudaram o caso de tubos capilares adiabáticos com escoamento de HCFC 22 e misturas de fluidos refrigerantes. Como hipótese, admitiu-se que no escoamento de líquido somente existia queda de pressão

por atrito (incluindo a região de líquido metaestável) e que no escoamento bifásico existia queda de pressão por atrito e por aceleração, sendo essa última causada pela variação do volume específico. Não foi declarado pelos autores o erro contido nesta correlação, Eq. (2.7):

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

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

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

Os autores comentaram ainda sobre o efeito da tensão superficial do fluido refrigerante sobre o atraso de vaporização, mostrando que a partir da Eq. (2.5), espera-se que um valor maior de σ leve a um maior atraso de vaporização em função de um maior raio crítico. Esse trabalho indica que a teoria de nucleação aplicada ao escoamento metaestável em substâncias puras, talvez possa também ser aplicada para estudar o atraso na vaporização de misturas. Contudo ainda se sabe muito pouco a respeito do atraso de vaporização em misturas para se poder verificar a validade desta afirmação.

Fiorelli (2000) verificou experimentalmente a ocorrência de atraso de vaporização para o escoamento dos fluidos R-407C e R-410A em tubos capilares adiabáticos. Em seu estudo

caracterizou-se a influência da geometria e das condições operacionais no comportamento do tubo capilar. A comparação dos resultados experimentais com os modelos de simulação de tubos capilares desenvolvidos pelo autor indicou que este atraso de vaporização é um dos fatores que explicavam as diferenças entre os valores de vazão mássica medidos e previstos.

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

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

Garcia-Valladares (2004) revisou as simulações feitas em 2002 devido a mudanças observadas entre as versões das bases de dados REFPROP 5.0 e 7.0 nas propriedades termofísicas de misturas de fluido refrigerantes. O autor relatou que na maior parte dos casos houve uma melhoria dos resultados após simulação com a base de dados atualizada. Posteriormente, Garcia-Valladares (2007) utilizou a correlação de Chen *et al.* (1990) para a determinação do atraso de vaporização e simulou a vazão mássica dos fluidos R-22, R-407C e R-410A ao longo de tubos capilares enrolados. O erro total do modelo de previsão da vazão mássica, segundo o autor, ficou em $\pm 10\%$ conforme os dados obtidos na literatura.

Capítulo 3

A UNIDADE LABORATORIAL

A unidade experimental existente na USP para o estudo do escoamento em tubos capilares adiabáticos, Fig. 3.1, foi concebida visando um controle acurado e individualizado das variáveis operacionais (pressões de entrada e saída do tubo capilar, grau de sub-resfriamento e/ou título na entrada do capilar). Em função disso, em lugar de um ciclo de refrigeração convencional optou-se por uma configuração em “blow down”.

O fluido refrigerante é inicialmente acumulado em dois reservatórios de alta pressão à montante do tubo capilar, Fig. 3.2, cada um com volume nominal de 100 litros e dotados de uma bexiga interna pressurizada alimentada por nitrogênio. A saída do tubo capilar está conectada a um reservatório de baixa pressão, Fig. 3.3, com volume nominal de 400 litros, onde o fluido refrigerante é condensado por troca de calor com uma solução gelada de etilenoglicol.

Por diferença de pressões o fluido refrigerante escoar dos reservatórios de alta para o de baixa pressão através da seção de testes. Ao final de um ensaio, o retorno do fluido refrigerante do reservatório de baixa para o de alta pressão é também feito por diferença de pressão. A pressão no reservatório de baixa é elevada por meio de resistências de aquecimento e a liberação de parte do nitrogênio reduz a pressão nos reservatórios de alta.

Figura 3.1. Fluxograma da unidade laboratorial.

Figura 3.2. Reservatórios de alta pressão.

Figura 3.3. Reservatório de baixa pressão.

Para a realização de experimentos sobre a ocorrência do atraso de vaporização nos tubos capilares adiabáticos, foram introduzidas algumas modificações na unidade laboratorial, dentre as quais se destacam as realizadas no sistema de baixa pressão, no sistema de alta pressão e na instrumentação da seção de testes. Essas e outras modificações

realizadas terão um melhor detalhamento a seguir, com uma descrição geral da instalação, seus principais componentes e sistemas de controle.

3.1. Instrumentação e Controle da Unidade Laboratorial

O fluxograma da unidade laboratorial para a verificação do atraso de vaporização pode ser visualizado na Fig. 3.1. Como mencionado anteriormente, a unidade utiliza um processo em batelada, com a seção de testes localizada entre dois reservatórios. Ela conta com uma série de equipamentos e sensores para a medição e o controle das variáveis de interesse, que são: as pressões de entrada e saída e os perfis de temperatura ao longo do tubo capilar, a vazão mássica de fluido refrigerante que escoar pelo tubo capilar e a composição das misturas de fluidos refrigerantes na entrada do tubo capilar.

3.1.1 Medição de Pressões

Neste trabalho foram utilizados três transdutores de pressão Aschroft modelo K1 para medição das pressões de entrada e de saída da seção de testes, conforme mostrado na Fig. 3.1. A faixa de operação dos transdutores vai de -1 a 40 bar relativos e o sinal de saída é de 4-20 mA. Estes transdutores são alimentados por uma fonte de corrente estabilizada modelo HP E3615A. Os sensores foram calibrados utilizando como referência um transdutor de pressão padrão, calibrado pelo IPT. A incerteza global dos transdutores é de $\pm 4,0$ kPa (0,1% F.E.).

Para esse trabalho, como será discutido posteriormente, optou-se pela não colocação de transdutores de pressão ao longo do tubo capilar, principalmente na região onde o atraso de vaporização tende a ocorrer, para que os pontos de medição de pressão não tenham influência sobre o fenômeno, ainda que Fiorelli (2000) tenha mostrado que tal influência é de pequena monta.

3.1.2 Medição de Temperaturas

As temperaturas ao longo do tubo capilar são medidas por 28 termopares tipo T (cobre-constantan) fixados à parede do tubo capilar, conforme a Tab. 3.1.

Tabela 3.1. Posicionamento dos termopares ao longo da seção de testes.

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

Os termopares foram fundidos utilizando um equipamento especial para tal finalidade existente no Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP. A fim de garantir a adequada fixação e contato térmico, os termopares foram posteriormente soldados com estanho à parede do tubo capilar. Os termopares foram calibrados em um banho termostático, utilizando como referência um jogo de termômetros de vidro aferidos pelo Laboratório de Metrologia do IPT. A incerteza global obtida no processo de calibração dos termopares foi de $\pm 0,2$ °C.

3.1.3 Medição de Vazão

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

3.1.4 Monitoramento da Composição das Misturas de Fluidos Refrigerantes

Durante a realização dos ensaios com misturas de fluido refrigerantes, é necessário verificar se a quantidade de cada componente que integra a mistura está dentro dos limites aceitáveis. Para isso, a composição da mistura é avaliada por um cromatógrafo de via gasosa

da marca Varian modelo GC 3800. A incerteza do equipamento é de $\pm 1\%$ de concentração em base mássica.

3.1.5 Sistema de Aquisição de Dados

O aumento do número de termopares tornou necessário ampliar o sistema de aquisição de dados do laboratório. Assim foram adquiridos um novo módulo condicionador de sinais e uma nova placa conversora A/D de 16 canais, ambos da marca Lynx, fornecedora do sistema inicialmente existente, com o que o sistema passou a contar com 48 canais para aquisição de sinais em milivoltagem (temperatura) ou miliamperagem (pressão/vazão), configuráveis via hardware.

3.1.6 Controle da Pressão na Entrada e Saída do Tubo Capilar

Com o objetivo de reduzir flutuações no controle da pressão no reservatório de alta, foi feita a substituição do controle da pressão existente na entrada dos acumuladores por uma válvula de duas vias manual White Martins modelo Hpt 500-500 duplo estágio, conforme mostrado na Fig. 3.4.

Outra modificação foi a substituição do sistema de controle da pressão de saída da seção de testes, que anteriormente apresentava problemas de golpe de aríete causado pelo funcionamento de uma única válvula solenóide colocada na linha de etilenoglicol e atuada por um controlador que recebia o sinal de um transdutor de pressão colocado na saída do tubo capilar.

Figura 3.4. Válvula reguladora de pressão de entrada.

Algumas alternativas foram estudadas e chegou-se à configuração mostrada na Fig. 3.5, em que foram utilizadas duas válvulas solenóides fabricadas pela Danfoss, sendo uma delas modelo EVSI22–NF (normalmente fechada) e outra modelo EVSI25–NO (normalmente aberta). Um dos transdutores de pressão colocados a jusante da seção de testes envia o sinal em mA para um controlador, que lê o valor de “setpoint” ajustado e controla a abertura ou fechamento das solenóides.

Nessa nova concepção, inicialmente o fluido circula pela serpentina no interior do reservatório de baixa pressão. Quando é atingida a pressão desejada, a linha de alimentação da serpentina é fechada e o etilenoglicol retorna por uma linha de “by-pass” para o tanque de armazenamento, evitando assim a pressurização excessiva da linha de descarga da bomba. A montagem descrita pode ser vista na Fig. 3.6.

Figura 3.5. Fluxograma do sistema de controle das válvulas solenóides.

Figura 3.6. Válvulas solenóides para o controle da pressão de saída.

Durante as modificações no sistema de controle da pressão de baixa foi constatada a necessidade da realização de uma manutenção corretiva no “chiller” para resfriamento do etilenoglicol. Considerando a idade da unidade (10 anos) e o fato de a mesma utilizar R-502 como fluido refrigerante, optou-se pela realização de um “retrofit” da instalação, com o R-502 sendo substituído pelo R-408A, em paralelo às ações corretivas efetuadas.

3.1.7 Controle do Grau de Sub-Resfriamento na Entrada do Tubo Capilar

O grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar é controlado em duas etapas. Primeiramente o fluido refrigerante passa por uma serpentina imersa em um banho de água aquecida por uma resistência de elétrica de 5 kW, atuada por um controlador de temperatura que recebe o sinal de um termopar do tipo T colocado na linha de refrigerante logo após a saída do banho de aquecimento. Em seguida, o ajuste final é feito por meio de 60 metros de resistência de fita com potência de 5 W/m linear, enrolados ao longo de uma fileira de tubos.

3.2 A seção de testes

Para o presente estudo experimental do atraso de vaporização em tubos capilares adiabáticos, foram utilizados como seções de testes 3 tubos capilares de 1,5 m de comprimento e diferentes diâmetros. A incerteza de medição do comprimento dos tubos é de $\pm 1,0$ mm.

Os testes foram realizados apenas com a fixação de termopares para a verificação da distribuição de temperaturas e determinação do local de início da vaporização. Esses termopares foram posicionados conforme a distribuição apresentada no item 3.1.2. Além disso, foram colocados dois transdutores de pressão a montante e a jusante do tubo para medições das pressões de entrada e saída na seção de testes.

Capítulo 4

LEVANTAMENTOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo apresenta os resultados dos levantamentos experimentais realizados na unidade laboratorial descrita no capítulo anterior. Inicialmente são apresentados os estudos para caracterização do diâmetro interno e do fator de atrito para os tubos capilares utilizados. A seguir são apresentados a matriz de ensaios e o procedimento experimental utilizado, os resultados experimentais obtidos, bem como a avaliação do atraso de vaporização e do comprimento do trecho metaestável.

4.1 Levantamentos Experimentais Preliminares

4.1.1 Determinação dos Diâmetros dos Tubos Capilares

Para a determinação do diâmetro dos tubos capilares foi utilizado o método de pesagem com mercúrio, no qual toma-se uma amostra do tubo com comprimento conhecido e pesa-se essa amostra vazia. A seguir a amostra de tubo é preenchida com mercúrio e é novamente pesada. A partir do valor médio da densidade do mercúrio, determina-se o volume

ocupado e de posse do comprimento da amostra de tubo calcula-se o seu diâmetro. Foram feitas no mínimo três medições por tubo e os valores médios dos diâmetros encontrados com as respectivas incertezas de medição encontram-se na Tab. 4.1.

Tabela 4.1. Diâmetros dos tubos capilares e incertezas de medição.

Tubo capilar	Diâmetro nominal (mm)	Diâmetro médio medido (mm)	Incerteza do método de medição (mm)
TC 01	1,067	1,089	0,003
TC 02	1,372	1,381	0,002
TC 03	1,626	1,643	0,002

4.1.2 Avaliação dos Fatores de Atrito

Para a avaliação do fator de atrito para os tubos capilares utilizados foi adotado um procedimento semelhante ao utilizado por Fiorelli (2000), que consiste na realização de ensaios com escoamento de refrigerante no estado monofásico líquido por todo o tubo capilar para diferentes condições de vazão. Nesses ensaios são medidas as seguintes grandezas:

- vazão mássica;
- pressão de entrada;
- pressão de saída;
- temperaturas ao longo do tubo capilar;
- composição da mistura de fluidos refrigerantes.

Conhecidas essas grandezas e as dimensões do tubo (comprimento L_{tc} e diâmetro d_{tc}), usando o REFPROP 5.0 determina-se a densidade ρ do fluido ensaiado e a sua viscosidade μ . A área do tubo capilar e a velocidade de escoamento dentro do tubo são calculadas pelas Eqs. (4.1) e (4.2):

$$A_{tc} = \frac{\pi d_{tc}^2}{4} \quad (4.1)$$

$$V_{tc} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{tc}} \quad (4.2)$$

A seguir, calcula-se o número de Reynolds para cada condição de escoamento, Eq. (4.3):

$$Re = \rho V_{tc} \frac{d_{tc}}{\mu} \quad (4.3)$$

A partir das medições das pressões de entrada e saída é determinada a diferença total de pressão, Eq. (4.4).

$$\Delta p_{total} = p_{ent} - p_{saída} = \Delta p_{loc,ent} + \Delta p_{dist,tc} + \Delta p_{loc,sai} \quad (4.4)$$

As perdas de carga localizadas na contração de entrada e na expansão de saída do tubo capilar, que ocorrem devido à mudança de dimensão nestas seções, são calculadas pelas Eqs. (4.5) e (4.6).

$$\Delta p_{loc,ent} = \frac{G^2 v_l}{2} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma_{cond}^2} \right) \right] \quad (4.5)$$

$$\Delta p_{loc,sai} = G^2 v_l \sigma_{evap} (1 - \sigma_{evap}) \quad (4.6)$$

onde $\sigma_{cond} = A_{cond} / A_{tc}$ e $\sigma_{evap} = A_{tc} / A_{evap}$ são as relações de áreas e $C_c = f(\sigma_{cond})$ é um coeficiente de contração calculado pela relação de áreas (cf. Collier & Thome, 1996). A Tab. 4.2 apresenta alguns valores de C_c em função de σ_{cond} :

Tabela 4.2. Coeficiente de contração em função de σ_{cond} (Collier & Thome, 1996).

$1/\sigma_{cond}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
C_c	0,586	0,598	0,625	0,686	0,790	1

Uma vez conhecidas as perdas de carga localizadas, a perda de carga distribuída no tubo capilar ($\Delta p_{dist,tc}$) pode ser calculada pela Eq. (4.4). Para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos, essa perda de carga distribuída pode ser avaliada pela Equação de Darcy–Weisbach, Eq. (4.7), a partir da qual é possível determinar o fator de atrito dos tubos ensaiados.

$$\Delta p_{dist,tc} = f \frac{L_{tc}}{d_{tc}} \frac{\rho V_{tc}^2}{2} \quad (4.7)$$

Com os valores de Re e f , pode-se determinar, para cada tubo capilar utilizado, equações do tipo Blasius relacionando esses dois parâmetros:

$$f = \frac{C_1}{Re^{C_2}} \quad (4.8)$$

As Figuras 4.1 a 4.3 apresentam as equações obtidas para os três tubos utilizados neste trabalho. A incerteza média dos fatores de atrito experimentais obtidos com o procedimento descrito é de $\pm 15\%$. Esse valor foi considerado adequado para o presente trabalho, uma vez que a instrumentação não foi selecionada especificamente para medições de fator de atrito.

Figura 4.1. Curva de fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo TC-01.

Figura 4.2. Curva de fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo TC-02.

Figura 4.3. Curva de fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo TC-03.

4.2 Matriz de Ensaios

A matriz de ensaio utilizada está apresentada na Tab. 4.3. Ela é formada por três temperaturas de condensação, sendo que para cada uma delas fixada serão ajustados três diferentes graus de sub-resfriamento. A condição de saída foi regulada de forma a garantir que todos os ensaios ocorressem com condições de bloqueio na saída do tubo capilar.

Tabela 4.3. Matriz de ensaios.

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

4.3 Procedimento de Ensaio

Um ensaio experimental consiste na obtenção dos dados de interesse para uma dada pressão de entrada (correspondente a uma dada temperatura de condensação) e diferentes graus de sub-resfriamento. O procedimento de ensaio adotado nesse trabalho foi o seguinte:

- ajustar o valor do controlador da pressão de saída do tubo capilar (pressão do evaporador) para um valor de pressão absoluta inferior a 700 kPa para garantir condições de blocagem; o valor adotado, a partir dos resultados prévios de Fiorelli (2000), foi de 400 kPa, o que corresponde a uma temperatura de evaporação de -20°C.
- ajustar o valor inicial do controlador do grau de sub-resfriamento;

- ligar o medidor Coriolis, a fonte de alimentação dos transdutores de pressão e o computador/sistema de aquisição de dados;
- pré-ajustar a válvula reguladora da pressão de entrada, de acordo com o valor de temperatura de condensação desejada;
- abrir as válvulas para que o fluido passe a escoar dos reservatórios de alta pressão para o reservatório de baixa pressão;
- acompanhar o valor da pressão ajustada por meio do transdutor de pressão TP-01, colocado à montante da entrada da seção de testes, reajustando o valor se necessário;
- colher três amostras, uma a cada 20 minutos, para análise cromatográfica para determinação da composição da mistura escoando pela seção de testes;
- iniciar a gravação dos dados lidos pelo sistema de aquisição de dados;
- aguardar o sistema entrar em regime permanente; anotar o horário em que essa condição é atingida; armazenar os dados em regime permanente durante 10 minutos;
- ajustar novas condições de ensaio (novos graus de sub-resfriamento), repetindo os passos necessários.

4.4. Resultados Experimentais

Foram realizados 27 ensaios, perfazendo um total de 44 pontos experimentais para o R-410A. Os resultados obtidos para os vários parâmetros operacionais de entrada/saída encontram-se na Tab. 4.4.

A regulagem da pressão de entrada absoluta teve como meta os valores de 2.717,53 kPa (referente a uma temperatura de condensação de 45°C), 3.054,80 kPa ($T_{cond} = 50^\circ\text{C}$) e 3.430,47 kPa ($T_{cond} = 55^\circ\text{C}$). Em função da regulagem ser feita de forma manual, os valores experimentais efetivamente obtidos apresentaram variações em relação aos valores desejados. A maior variação foi de 0,83% (22,6 kPa), e ficou abaixo de 0,5% para 82% dos casos.

De forma semelhante, a regulagem da temperatura de entrada teve como meta as temperaturas: de 35°C, 38°C e 41°C para a temperatura de condensação de 45°C; de 40°C, 43°C e 46°C para $T_{cond} = 50^\circ\text{C}$ e finalmente de 45°C, 48°C e 51°C para $T_{cond} = 55^\circ\text{C}$. A maior variação em relação aos valores pré-estabelecidos foi de 4,47% (1,7°C) e 80% dos resultados tiveram variação inferior a 3%. Durante as medições alguns termopares apresentaram erros aleatórios, que contudo não influenciaram nas análises.

As Figuras. 4.4 a 4.6 apresentam alguns perfis de temperatura obtidos para as várias condições de temperatura de condensação e sub-resfriamento utilizadas no presente trabalho. Como esperado, verifica-se que o ponto de início de mudança de fase desloca-se para a esquerda à medida que o sub-resfriamento diminui.

Tabela 4.4. Resultados Experimentais.

Tubo	Cond. Teórica		p_{atm} kPa	$p_{e,relativa}$ kPa	T_e °C	$\Delta T_{sub,real}$ °C	$\dot{m}$ kg/h
	T_{cond}	ΔT_{sub}					
TC-01	45	10	93,33	2639,50	34,5	10,9	32,34
		10	93,19	2631,89	35,6	9,7	31,86
		10	93,19	2601,76	35,1	9,7	31,43
		7	93,33	2634,45	37,7	7,6	30,64
		7	93,33	2635,41	39,5	5,8	29,58
		7	93,19	2606,72	38,8	6,1	29,23
		4	93,33	2621,64	40,5	4,6	29,06
		4	93,19	2607,24	40,8	4,1	28,34
		4	93,33	2618,52	42,1	2,9	27,94
		4	93,33	2638,27	42,3	3,0	27,69
	50	10	93,06	2975,24	40,6	9,8	33,30
		10	93,06	2969,01	40,8	9,4	33,17
		10	93,33	2969,87	41,1	9,2	32,98
		7	93,06	2969,58	43,5	6,8	31,76
		7	93,33	2972,93	43,8	6,5	31,43
		7	93,06	2972,63	44,4	5,8	31,18
		4	93,06	2946,77	47,1	2,9	29,54
		4	93,33	2963,80	47,5	2,7	29,37
		4	93,06	2967,91	47,5	2,7	29,24
	55	10	93,33	3338,08	45,5	9,9	35,66
		10	93,19	3338,73	45,9	9,5	35,18
		10	93,33	3313,99	46,0	9,1	34,82
		7	93,33	3349,85	47,2	8,4	34,49
		7	93,33	3329,73	47,4	7,9	33,88
		7	93,19	3333,39	48,5	6,9	33,21
		4	93,33	3326,63	52,4	2,8	31,26
		4	93,33	3331,07	52,3	3,0	31,23
		4	93,19	3340,96	51,7	3,8	31,22

Tabela 4.4. Resultados Experimentais (continuação).

Tubo	Cond. Teórica T_{cond}	ΔT_{sub}	p_{atm} kPa	$p_{e,relativa}$ kPa	T_e °C	$\Delta T_{sub,real}$ °C	$\dot{m}$ kg/h
TC-02	45	10	93,19	2634,09	35,6	9,7	55,83
		10	93,19	2631,31	35,2	9,9	54,74
		10	92,93	2627,36	35,9	9,2	54,59
		7	93,19	2628,38	38,0	7,2	53,12
		7	93,46	2634,79	38,6	6,6	52,95
		4	93,46	2634,13	41,2	4,0	49,85
		4	93,19	2628,58	42,3	2,9	48,61
TC-03	45	10	93,86	2632,73	35,2	9,8	81,24
		10	93,33	2627,99	35,2	9,7	81,03
		10	93,33	2641,41	36,0	9,2	80,16
		7	93,06	2628,26	36,7	8,3	78,72
		7	93,86	2630,33	37,7	7,3	76,79
		7	93,33	2639,37	39,7	5,5	75,97
		4	93,33	2627,74	39,4	5,5	73,91
		4	93,19	2625,96	40,6	4,4	73,55
		4	93,59	2624,88	41,1	3,9	71,22

Figura 4.4. Perfis de temperatura obtidos em um ensaio típico para o tubo TC-01.

Figura 4.5. Perfis de temperatura obtidos em um ensaio típico para o tubo TC-02.

Figura 4.6. Perfis de temperatura obtido em um ensaio típico para o tubo TC-03.

4.5. Determinação do Atraso de Vaporização e do Comprimento do Trecho Metaestável

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

A partir do perfil de temperaturas para um dado ensaio foram calculadas as pressões de saturação correspondentes em cada um dos pontos de medição, obtendo-se dessa forma o perfil de p_{sat} para o escoamento. A seguir foi calculada a perda de carga para o escoamento monofásico líquido no trecho compreendido entre dois termopares subsequentes pela Eq. (4.7), obtendo-se assim um perfil de pressões para o escoamento, válido até o ponto de início da vaporização. A Figura 4.7 apresenta os dois perfis (p e p_{sat}) obtidos para um determinado ensaio. Os cálculos necessários à obtenção desses perfis foram efetuados utilizando-se os softwares EES versão 8.185 (EES, 2008) e REFPROP versão 5.0 (NIST, 1996).

Dados os perfis de p e p_{sat} determina-se o atraso de vaporização (Δp_{sat}) e o comprimento do trecho metaestável (L_{ms}), que inicia-se no ponto em que o perfil de pressões calculado cruza o perfil de pressões de saturação e termina no ponto em que o perfil de p_{sat} apresenta uma variação abrupta, indicativo do efetivo início da vaporização do refrigerante. A Figura 4.8 mostra em detalhe os perfis mostrados na Fig. 4.7. A diferença entre a pressão de saturação e a pressão calculada nesse ponto em que se inicia a vaporização corresponde ao valor de Δp_{sat} para esse ensaio. A Tabela. 4.5 apresenta os valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos para os pontos experimentais apresentados na Tab. 4.4.

Figura 4.7. Perfis de pressão para um ensaio típico.

Figura 4.8. Detalhe da região de escoamento metaestável de líquido superaquecido.

Tabela 4.5. Valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos para os ensaios realizados.

Tubo	Cond. Teórica T_{cond}	ΔT_{sub}	p_{atm} kPa	$p_{e,relativa}$ kPa	T_e °C	$\Delta T_{sub,real}$ °C	$\dot{m}$ kg/h	Δp_{sat} kPa	L_{ms} mm
TC-01	45	10	93,33	2639,5 0	34,5	10,9	32,34	164,92	232,8
		10	93,19	2631,8 9	35,6	9,7	31,86	211,63	318,7
		10	93,19	2601,7 6	35,1	9,7	31,43	144,25	217,1
		7	93,33	2634,4 5	37,7	7,6	30,64	144,66	235,1
		7	93,33	2635,4 1	39,5	5,8	29,58	185,58	307,6
		7	93,19	2606,7 2	38,8	6,1	29,23	191,34	352,7
		4	93,33	2621,6 4	40,5	4,6	29,06	199,70	360,3
		4	93,19	2607,2 4	40,8	4,1	28,34	143,35	249,8
		4	93,33	2618,5 2	42,1	2,9	27,94	195,88	350,5
		4	93,33	2638,2 7	42,3	3,0	27,69	158,80	315,0
	50	10	93,06	2975,2 4	40,6	9,8	33,30	103,23	147,1
		10	93,06	2969,0 1	40,8	9,4	33,17	90,16	165,4
		10	93,33	2969,8 7	41,1	9,2	32,98	122,68	196,0
		7	93,06	2969,5 8	43,5	6,8	31,76	164,70	257,1
		7	93,33	2972,9 3	43,8	6,5	31,43	129,39	186,5
		7	93,06	2972,6 3	44,4	5,8	31,18	141,41	257,5
		4	93,06	2946,7 7	47,1	2,9	29,54	135,54	241,8
		4	93,33	2963,8 0	47,5	2,7	29,37	181,85	282,2

55	TC-02	4	93,06	2967,9 1	47,5	2,7	29,24	114,85	184,1
		10	93,33	3338,0 8	45,5	9,9	35,66	134,26	151,6
		10	93,19	3338,7 3	45,9	9,5	35,18	102,66	135,9
		10	93,33	3313,9 9	46,0	9,1	34,82	95,51	109,8
		7	93,33	3349,8 5	47,2	8,4	34,49	120,99	150,9
		7	93,33	3329,7 3	47,4	7,9	33,88	78,83	130,7
		7	93,19	3333,3 9	48,5	6,9	33,21	92,25	135,5
		4	93,33	3326,6 3	52,4	2,8	31,26	150,50	238,4
		4	93,33	3331,0 7	52,3	3,0	31,23	164,73	228,5
		4	93,19	3340,9 6	51,7	3,8	31,22	96,54	150,7
		10	93,19	2634,0 9	35,6	9,7	55,83	137,79	273,9
		10	93,19	2631,3 1	35,2	9,9	54,74	63,16	105,4
		10	92,93	2627,3 6	35,9	9,2	54,59	103,64	160,0
		7	93,19	2628,3 8	38,0	7,2	53,12	165,47	338,3
		7	93,46	2634,7 9	38,6	6,6	52,95	177,12	310,8
		4	93,46	2634,1 3	41,2	4,0	49,85	176,67	342,4
		4	93,19	2628,5 8	42,3	2,9	48,61	173,94	339,4

Tabela 4.5. Valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos para os ensaios realizados (continuação).

Tubo	Cond. Teórica		p_{atm}	$p_{e,relativa}$	T_e	$\Delta T_{sub,real}$	$\dot{m}$	Δp_{sat}	L_{ms}
	T_{cond}	ΔT_{sub}	kPa	kPa	°C	°C	kg/h	kPa	mm

TC-03	45	10	93,86	2632,7 3	35,2	9,8	81,24	69,73	132,0
		10	93,33	2627,9 9	35,2	9,7	81,03	64,99	127,2
		10	93,33	2641,4 1	36,0	9,2	80,16	54,17	97,5
		7	93,06	2628,2 6	36,7	8,3	78,72	77,50	153,9
		7	93,86	2630,3 3	37,7	7,3	76,79	77,46	127,5
		7	93,33	2639,3 7	39,7	5,5	75,97	120,23	258,7
		4	93,33	2627,7 4	39,4	5,5	73,91	50,18	102,8

Capítulo 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1. Considerações Iniciais

Nos ensaios realizados no laboratório da EPUSP, os pontos experimentais foram alcançados com a diminuição do sub-resfriamento do fluido refrigerante devido às características da unidade laboratorial. Em todos os ensaios o fluido se encontrava inicialmente na temperatura ambiente dentro do reservatório de alta pressão e o valor de sub-resfriamento era reduzido para as condições desejadas na entrada do tubo capilar por meio de processos de aquecimento.

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

Ao ligar-se o equipamento novamente, esse vapor é forçado através do tubo capilar e conforme a pressão no condensador aumenta o fluido refrigerante começa a liquefazer-se.

Por isso na partida do sistema, inicialmente o vapor, depois uma mistura bifásica e finalmente líquido sub-resfriado estão presentes na entrada do tubo capilar, o que permite concluir que normalmente um ponto experimental que represente o funcionamento típico do equipamento é alcançado com o aumento do sub-resfriamento.

Ainda que o procedimento utilizado no Laboratório da EPUSP para atingir os pontos experimentais em regime permanente também ocorra em equipamentos reais em condições de variação de carga, é importante destacar a diferença entre o funcionamento de um sistema de compressão com tubo capilar real devido à constatação experimental da ocorrência de um efeito de histerese na avaliação da vazão mássica, indicando que existe uma dependência entre o atraso de vaporização e o caminho utilizado para alcançar a condição experimental.

Uma explicação para a formação desta curva de histerese, está ligada à consideração de que a nucleação ocorra de forma heterogênea. Como pode ser verificado a partir dos levantamentos experimentais (ver Figs. 4.4 a 4.6), ao se aumentar a temperatura de entrada (diminuição do sub-resfriamento) o ponto de início de vaporização desloca-se para uma nova cavidade ativa a montante no tubo, com uma conseqüente diminuição na vazão mássica, e o contrário ocorre quando se diminui a temperatura de entrada (aumento do sub-resfriamento), ou seja, ocorre um deslocamento do ponto de início de vaporização para uma cavidade ativa a jusante do tubo. Conforme verificado experimentalmente por Meyer & Dunn (1998), a curva de variação da vazão em função do sub-resfriamento é contínua quando o sub-resfriamento é aumentado. Considerando a hipótese de nucleação heterogênea, esse comportamento indica que o fato de inicialmente (momento de partida do equipamento) ter-se mistura líquido-vapor nesse trecho do tubo capilar propicia melhores condições de ativação das cavidades e dessa forma será necessário um menor superaquecimento do líquido (menor trecho metaestável) para iniciar-se a vaporização. Já quando se necessita deslocar o início de vaporização de uma cavidade ativa a jusante para uma a montante (diminuição do

sub-resfriamento), o fato de se ter inicialmente líquido nesse trecho do tubo faz com que seja necessário um maior superaquecimento para ativação de uma nova cavidade. Assim, a cavidade inicialmente ativa permanece nessa condição enquanto aumenta o superaquecimento do fluido, o que propicia condições para um maior trecho metaestável e uma maior vazão do que aqueles obtidos com a condição de sub-resfriamento atingida via diminuição da temperatura de entrada. Isso faz com que os gráficos da vazão em função do tempo de ensaio (Paiva, 1997) ou do sub-resfriamento (Meyer & Dunn, 1998) apresentem descontinuidades quando o sub-resfriamento diminui.

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

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

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

5.2. Efeito da Pressão de Entrada

As Figuras 5.1 e 5.2 apresentam o efeito da pressão de entrada sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função do grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar para o tubo TC-01. Pode-se notar que apesar da dispersão dos valores para um mesmo valor de ΔT_{sub} existe uma tendência de redução no valor de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da pressão na entrada do tubo capilar. Essa dispersão nos dados experimentais já era esperada em função da aleatoriedade natural do processo, relatada em diversos trabalhos na literatura.

Figura 5.1. Efeito da pressão de entrada sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-01.

Figura 5.2. Efeito da pressão de entrada sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-01.

A redução de Δp_{sat} e L_{ms} pode ser explicada pelo maior gradiente de pressão ao longo do tubo a que o fluido está sujeito em função da maior pressão de entrada (mantida a pressão de saída constante). Em função desse gradiente a tendência é que a linha de pressão encontre com a linha de pressão de saturação em um ponto mais a jusante da entrada do tubo capilar e que o ponto de início de vaporização também se desloque para a saída do tubo, de forma que o equilíbrio metaestável seja rompido mais rapidamente, reduzindo-se assim os valores de Δp_{sat} e L_{ms} . Esse comportamento pode ser visualizado esquematicamente na Fig. 5.3.

Figura 5.3. Efeito do gradiente de pressão sobre o início da vaporização.

5.3. Efeito da Temperatura de Entrada / Sub-resfriamento

As Figuras 5.4 e 5.5 apresentam o efeito da temperatura na entrada do tubo capilar sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função da temperatura de condensação na entrada do tubo capilar para o tubo TC-01. É possível verificar uma tendência do aumento de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da temperatura na entrada do tubo capilar, principalmente para $T_{cond} = 50^{\circ}\text{C}$.

Esse comportamento aparece de forma mais nítida nos resultados para os tubos TC-02 e TC-03, Figs. 5.6 e 5.7. Esse comportamento é coerente com o esperado para ensaios cujo ponto experimental é alcançado com a diminuição do sub-resfriamento, pois neste tipo de ensaio, conforme verificaram Meyer & Dunn (1998), Liu & Bullard (2000) e Bittle *et al.* (2001), existe um aumento no comprimento metaestável com o aumento da temperatura de entrada e por consequência ocorre um aumento na diferença de pressão de vaporização.

Conforme mostra a Fig. 5.8, a linha correspondente à pressão de saturação obtida a partir da temperatura do fluido refrigerante se desloca para cima com o aumento da temperatura de entrada. Considerando que a pressão na entrada e na saída do tubo permanecem constantes, o ponto de encontro das curvas de p_{sat} e p_{ref} desloca-se para a esquerda e esse deslocamento é maior que o deslocamento para a esquerda do ponto de início de vaporização, bem como o deslocamento que seria causado pela variação na inclinação da linha de p_{ref} em função da variação da vazão e conseqüente variação da perda de carga (que não foi representado na Fig. 5.8). Dessa forma, o resultado líquido de todas essas variações é um aumento em Δp_{sat} e L_{ms} .

Figura 5.4. Efeito da temperatura de entrada sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-01.

Figura 5.5. Efeito da temperatura de entrada sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-01.

Figura 5.6. Efeito da temperatura de entrada sobre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável para o tubo TC-02 e $T_{cond} = 45^{\circ}\text{C}$.

Figura 5.7. Efeito da temperatura de entrada sobre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável para o tubo TC-03 e $T_{\text{cond}} = 45^\circ\text{C}$.

Figura 5.8. Efeito da temperatura de entrada sobre os pontos de saturação e de início da vaporização.

5.4. Efeito da Vazão Mássica

As Figuras 5.9 e 5.10 apresentam o efeito da vazão mássica sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função da temperatura de condensação na entrada do tubo capilar para o tubo TC-01. Apesar da dispersão dos dados, verifica-se o comportamento esperado a partir da literatura: a redução de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da vazão. As Figuras 5.11 a 5.14 também apresentam este comportamento para os tubos TC-02 e TC-03.

O aumento da vazão mássica de fluido refrigerante em um tubo capilar de diâmetro e pressão de saída fixados pode ser obtido pela diminuição da temperatura de entrada (aumento do sub-resfriamento) ou pelo aumento da pressão de entrada. Os itens 5.2 e 5.3 abordaram o efeito desses dois parâmetros em Δp_{sat} e L_{ms} .

Na Figura 5.3, verifica-se que o aumento da pressão de entrada diminui Δp_{sat} e L_{ms} , com o ponto de início de vaporização deslocando-se para a saída do tubo, o que aumenta a vazão em função do maior trecho de escoamento de líquido. Já na Figura 5.8, o ponto de vaporização também se move em direção da saída do tubo capilar com a diminuição da temperatura de entrada, o que provoca um aumento na vazão mássica e diminuição do Δp_{sat} e L_{ms} pelo mesmo motivo anterior.

Figura 5.9. Efeito da vazão mássica sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-01.

Figura 5.10. Efeito da vazão mássica sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-01.

Figura 5.11. Efeito da vazão mássica sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-02.

Figura 5.12. Efeito da vazão mássica sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-02.

Figura 5.13. Efeito da vazão mássica sobre o atraso de vaporização para o tubo TC-03.

Figura 5.14. Efeito da vazão mássica sobre o comprimento do trecho metaestável para o tubo TC-03.

5.5. Efeito do Diâmetro do Tubo Capilar

As Figuras 5.15 e 5.16 apresentam o efeito do diâmetro do tubo capilar sobre Δp_{sat} e L_{ms} em função do grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar. Verifica-se que o atraso de vaporização e o comprimento do trecho metaestável diminuem à medida que se aumenta o diâmetro do tubo capilar.

Figura 5.15. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o atraso de vaporização.

Figura 5.16. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o comprimento metaestável.

Conforme comentado no item 5.3, uma variação na inclinação da curva p_{ref} pode ser causado por uma variação na vazão e na perda de carga, mas uma variação no diâmetro do tubo também muda a inclinação da curva p_{ref} , como pode ser visto na Fig. 5.17. Verifica-se que o aumento do diâmetro do tubo capilar provoca uma diminuição na inclinação da curva de perda de carga, o que provoca um deslocamento para a direita do ponto onde as curvas p_{sat} e p_{ref} se encontram, além de fazer com que condições de nucleação possam ser atingidas mais rapidamente. Esses dois fatores combinados acabam por provocar uma redução nos valores de Δp_{sat} e L_{ms} .

Figura 5.17. Efeito do diâmetro do tubo capilar sobre o ponto de encontro das curvas p_{sat} e p_{ref} .

5.6. Relação entre o Atraso de Vaporização e o Comprimento Metaestável

É interessante verificar a relação linear entre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável, mostrada na Fig. 5.18. Essa relação era esperada, uma vez que existe esse mesmo tipo de relação entre a perda de carga e o comprimento do tubo, conforme estabelecido pela equação de Darcy–Weisbach:

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho V^2}{2} \quad (5.1)$$

Figura 5.18. Relação entre o atraso de vaporização e o comprimento metaestável.

5.7. Correlação para o Atraso de Vaporização em Tubos Capilares

Um dos objetivos do trabalho é correlacionar os parâmetros geométricos e operacionais no intuito de obter uma correlação para previsão do comprimento metaestável e/ou da diferença de pressão de saturação no escoamento do R-410A em tubos capilares adiabáticos.

Em função da revisão bibliográfica realizada, neste trabalho foi utilizada uma correlação do mesmo tipo da correlação desenvolvida por Chen *et al.* (1990), Eq. (2.1). Esse tipo foi escolhido porque a correlação de Chen *et al.* (1990) é a mais difundida e utilizada nos modelos de simulação do escoamento de substâncias puras em tubos capilares. Dessa

forma mantém-se uma consistência com os trabalhos já desenvolvidos sobre o assunto e permite uma comparação qualitativa dos resultados do presente trabalho.

Assim, os parâmetros geométricos e operacionais obtidos neste trabalho serão correlacionados pela Eq. 5.1:

$$(p_{sat} - p) \sqrt{\frac{kT_{sat}}{\sigma^3}} = C_1 \left(\frac{v_v}{v_v - v_l} \right) \text{Re}^{C_2} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \right)^{C_3} \left(\frac{d_{tc}}{D'} \right)^{C_4} \quad (5.1)$$

com

$$D' = \sqrt{\frac{kT_{sat}}{\sigma}} \times 10^4 \quad (5.2)$$

A partir dos dados da Tab. 4.4, por meio de uma regressão linear pelo método dos mínimos quadrados foram obtidos os seguintes coeficientes, com um valor de R^2 de 0,82:

Tabela 5.1. Coeficientes da Eq. (5.1).

Coeficiente	Valor
C_1	12,74
C_2	-0,227
C_3	-0,406
C_4	-1,471

Assim a Equação (5.1) fica:

$$(p_{sat} - p) \sqrt{\frac{kT_{sat}}{\sigma^3}} = 12,74 \left(\frac{v_v}{v_v - v_l} \right) \text{Re}^{-0,227} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \right)^{-0,406} \left(\frac{d_{tc}}{D'} \right)^{-1,471} \quad (5.3)$$

O erro médio da correlação proposta é de $-3,2\%$, com um desvio quadrático de $\pm 26,4\%$. A Figura 5.19 apresenta a comparação entre os valores experimentais e calculados pela Eq. 5.3 para o atraso de vaporização adimensionalizado $(p_{sat} - p) \sqrt{kT_{sat}/\sigma^3}$. Verifica-se que a correlação prevê 67% dos valores experimentais dentro dessa faixa de $\pm 26,4\%$. Esse resultado é semelhante ao encontrado por Chen *et al.* (1990) para a sua correlação, cuja faixa de erro foi de $\pm 26\%$ mas não declara a porcentagem de valores dentro desta faixa. Dessa forma, pode-se considerar que o resultado obtido nesse trabalho é satisfatório e compatível com a literatura.

Figura 5.19. Comparação entre os valores experimentais e os calculados pela Eq. (5.3).

Capítulo 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Este trabalho apresentou uma análise experimental da ocorrência do atraso de vaporização e do conseqüente trecho metaestável com líquido superaquecido que surge no escoamento de misturas de refrigerantes em tubos capilares adiabáticos, utilizando o fluido refrigerante R-410A (uma mistura quase azeotrópica composta de 50% de HFC 32 e 50% de HFC 125 em base mássica) como fluido de trabalho.

Para a realização do levantamento experimental foi utilizada uma unidade laboratorial implementada no Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP. Essa unidade tem uma concepção semelhante àquela do trabalho de Fiorelli (2000). Para este trabalho, foi necessário um conjunto de modificações viabilizado por meio de um auxílio pesquisa concedido pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP).

Primeiramente foram realizados estudos para caracterização de alguns parâmetros geométricos e operacionais, como a medição dos diâmetros dos tubos capilares e a avaliação dos fatores de atrito dos tubos capilares. A seguir foram realizados 27 ensaios, nos quais se obteve um total de 44 pontos experimentais.

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

Apesar da grande aleatoriedade dos valores de Δp_{sat} e L_{ms} obtidos, os ensaios demonstraram que existem tendências de variação bastante definidas, o que possibilita a previsão destes parâmetros e permite concluir que esse fenômeno, embora não possa ser bem representado pontualmente, pode ser bem representado quando analisado de forma média, baseado em vários momentos de funcionamento de um equipamento ao longo de um dia ou período de trabalho, onde é possível verificar os seguintes comportamentos:

- tendência de redução no valor de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da pressão na entrada do tubo capilar, explicada pelo maior gradiente de pressão ao longo do tubo a que o fluido está sujeito em função da maior pressão de entrada (mantida a pressão de saída constante);
- tendência do aumento de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da temperatura na entrada do tubo capilar, pois o ponto de encontro das curvas de p_{sat} e p_{ref} desloca-se para a esquerda;
- redução de Δp_{sat} e L_{ms} com o aumento da vazão, causado pela combinação do aumento da pressão de entrada e da diminuição da temperatura de entrada;
- o atraso de vaporização e o comprimento do trecho metaestável diminuem à medida que se aumenta o diâmetro do tubo capilar; verifica-se que o aumento do diâmetro do tubo capilar provoca uma diminuição na inclinação da curva de perda de carga, o que provoca um deslocamento para a direita do ponto onde as curvas p_{sat} e p_{ref} se encontram.

Estes dados permitiram também a adequação de forma satisfatória do modelo de Chen *et al.* (1990) para o R-410A. A correlação obtida prevê 67% dos valores experimentais dentro da faixa de $\pm 26,4\%$, com um erro médio de $-3,2\%$. Esse resultado é semelhante ao encontrado por Chen *et al.* (1990) para a sua correlação.

A experiência adquirida ao longo do desenvolvimento do presente trabalho permite propor as seguintes recomendações para futuros trabalhos de pesquisa sobre o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares:

- um estudo teórico-experimental mais aprofundado do atraso de vaporização, partindo da condição bifásica com o aumento do sub-resfriamento até atingir os pontos experimentais, como forma de verificar a ocorrência de histerese quando do escoamento de misturas de refrigerantes e obter um maior conjunto de dados experimentais para melhorar a correlação proposta;
- realizar novos levantamentos experimentais utilizando outras misturas de fluidos refrigerantes, como por exemplo o R-404A e o R-407C;
- analisar o efeito do óleo lubrificante sobre o escoamento de misturas de refrigerantes em tubos capilares;
- verificar a adequação da correlação proposta por Huerta (2003) para previsão do atraso de vaporização com misturas de refrigerantes;
- incorporar a correlação obtida ao simulador desenvolvido por Fiorelli (2000) e verificar a melhora obtida com essa incorporação;
- analisar o efeito do enrolamento do tubo capilar sobre o desempenho desse dispositivo de expansão e sobre a ocorrência do atraso de vaporização.
- testar outros tipos de correlações.

Capítulo 7

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alamgir, M.D. Lienhard, J.H. “Correlation of Pressure Undershoot During Hot-Water Depressurization”. Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, vol. 103, p.52-55, 1981.
- Bittle, R.R.; Carter, J.A.; Oliver, J.V. “Extended Insight into the Metastable Liquid Region in an Adiabatic Capillary Tube”. International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research, vol. 7, n° 2, p.107 a 123, 2001.
- Chang, S.D.; Ro, T. “Pressure Drop of Pure HFC Refrigerants and Their Mixtures Flowing in Capillary Tubes”. International Journal of Multiphase Flow, vol. 22 n°. 3, p. 551-561, 1996.
- Chen, Z.H.; Li, R.Y.; Lin, S.; Chen, A.Y. “A Correlation for Metastable Flow of R-12 Through Capillary Tubes”. ASHRAE Transactions, vol. 96 part 1, p.550-554, 1990.
- Chen, D.; Lin, S. “Underpressure of Vaporization of Refrigerant R-134a Through a Adiabatic Capillary Tube”. International Journal of Refrigeration, vol. 24 n°.3, p. 261-271, 2001.
- Collier, J. G.; Thome, J. R. Convective Boiling and Condensation. 3rd ed. Oxford Science Publication, 1996.
- Cooper, L.; Chu, C.K.; Briskin, W.R. “Simple Selection Method for Capillary Derived from Physical Flow Conditions”. Refrigerating Engineering, vol. 65, n°.7, p.37-41, 88, 92-104, 107, 1957.
- Dirik, E.; Inan, C.; Tanes, M.Y. “Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic Capillary Tubes With HFC 134a”. Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue University, 365-370, 1994.
-

- Dossat, R.J.; Horan, T.J. Principles of Refrigeration, 5th. ed. Prentice-Hall, New Jersey, 2001.
- EES. EES Engineering Equation Solver Software User's Guide. F-Chart Software, 2008.
- Escanes, F.; Pérez-Segarra, C.D.; Oliva, A. "Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices". International Journal of Refrigeration, vol. 18, p.113-122, 1995.
- Fiorelli, F.A.S. "Análise do Escoamento de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao HCFC 22 em Tubos Capilares Adiabáticos", Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 2000.
- Garcia-Valladares, O.; Perez-Segarra, C.D.; Oliva, A. "Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices Behavior with Pure and Mixed Refrigerants Considering Metastable Region. Part I: Mathematical Formulation and Numerical Model". Applied Thermal Engineering. vol. 22 n° 2, p.173-182, 2002.
- Garcia-Valladares, O. "Review of Numerical Simulation of Capillary Tube Using Refrigerant Mixtures". Applied Thermal Engineering. vol. 24 n° 7, p.949-966, 2004.
- Garcia-Valladares, O. "Numerical Simulation and Experimental Validation of Coiled Adiabatic Capillary Tubes". Applied Thermal Engineering. vol. 27 n° 5-6, p.1062-1071, 2007.
- Guobing, Z; Yufeng, Z. "Numerical and Experimental Investigations on the Performance of Coiled Adiabatic Capillary Tubes". Applied Thermal Engineering, vol. 26, P. 1106–1114, 2006.
- Huerta, A.A.S. "Análise Numérico-Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Considerando o Efeito do Óleo Lubrificante do Compressor", Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 2000.
- Huerta, A.A.S. "Estudo Teórico-Experimental do Atraso de Vaporização (Metaestabilidade) nos Tubos Capilares para o Escoamento de Misturas Refrigerante-Óleo" Tese de Pós-Doutorado, EPUSP, São Paulo, 2003.
- Huerta, A.A.S; Fiorelli, F.A.S; Silves, O.M. "Metastable Flow in Capillary Tubes: An Experimental Evaluation". Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 31, p 957–966, 2007.
- Koizumi, H.; Yokoyama, K. Chen, D.K.; Lin, S. "Influence of Thermal Non-Equilibrium on Capillary Tube Mass Flow". ASHRAE Transactions, vol. 86, p.19-27, 1980.
- Kuijpers, L.J.M.; Janssen, M.P.J. "Characteristic of Refrigerant Flow in a Capillary Tube". Proceedings of XVI International Congress of Refrigeration, B.2, 1983.
-

- Li, R.Y.; Chen, Z.H.; Chen, D.K.; Lin, S. "Numerical Analysis on Flow of Stratospherically safe refrigerant R-134a Through Capillary Tube". Proceedings of XVIII International Congress of Refrigeration, 1991.
- Li, R.Y.; Lin, S.; Chen, Z.Y.; Chen, Z.H. "Metastable Flow of R12 Through Capillary Tubes". International Journal of Refrigeration, vol. 13 n°3, p. 181-186, 1990.
- Lienhard, J.H.; Alamgir, M.D.; Trela, M. "Early Response of Hot Water to Sudden Release from High Pressure". Journal of Heat Transfer, vol. 100. p.473-479, 1978.
- Liu, Y.; Bullard, C.W. "Diabatic Flow Instabilities in Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers". ASHRAE Transactions, vol. 106, p.517-523, 2000.
- Maczek, K.; Krokicki, Z.; Sochanecka, E. "Model of Throttling Capillary Tube with Metastable Process". Proceedings of XVI International Congress of Refrigeration, B.2, p.154-161, 1983.
- Melo, C.; Neto, C.B.; Ferreira, R.T.S. "Empirical Correlations for the Modeling of R134a Flow Through Adiabatic Capillary Tubes". ASHRAE Transactions, p.51-59, 1996.
- Meyer, J.J.; Dunn, W.E. "New Insights Into the Metastable Region of an Operating Capillary Tube". HVAC&R Research, vol. 4 n° 1, p.105-115, 1998.
- Mikol, E.P. "Adiabatic Single and Two-Phase Flow in Small Bore Tubes". ASHRAE Journal, vol. 5, p.75-86, 1963.
- Mikol, E.P.; Dudley, J.C. "A Visual and Photographic Study of The Inception of the Vaporization in Adiabatic Flow". ASME Transactions, p.257-264, 1964.
- NIST. NIST Thermodynamic Properties of Refrigerant and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP) - Version 5.0 - User Guide, National Institute of Standards and Technology, U.S. Dept. of Commerce, Gaithersburg, 1996.
- Paiva, M.A.S. Estudo Teórico e Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes através de Tubos Capilares Adiabáticos e Não Adiabáticos, Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 1997.
- Rezk, A.M.A.; Awn, A.G. "Investigation on Flow of R12 Through Capillary Tubes". XIIth International Congress of Refrigerating, p.443-449, 1979.
- Tester, J.W.; Modell, M. Thermodynamics and its Applications, 3a. ed., Prentice Hall PTR, New Jersey, 1997.
- Wei, C.Z.; Wang, C.C.; Lin, Y.T.; Leu, J.S. "An Experimental Study of the Performance of Capillary Tubes for R-407C Refrigerant". ASHRAE Transactions, vol. 105 part 2, p.634-638, 1999.