

ESTUDO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E QUEDA DE
PRESSÃO NA EBULIÇÃO DO ISOBUTANO EM UM MINI-TUBO

Jéferson Diehl de Oliveira

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio
dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial para
a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Dra. Jacqueline Biancon Copetti
Co-orientador: Dr. Mario Henrique Macagnan

Banca Examinadora:

Profa. Dra. Flavia Schwarz Franceschini Zinani
Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Profa. Dra. Rejane De César Oliveski
Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Prof. Dr. Júlio César Passos
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PosMec

São Leopoldo, Fevereiro de 2013.

Trabalho desenvolvido para o programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, financiado por bolsa de estudos concedida pela Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) por meio da modalidade do Programa de Suporte à Pós-Graduação de Instituições de Ensino Particulares Cursos Novos (PROSUP/Cursos Novos).

São Leopoldo, Fevereiro de 2013.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer, primeiramente, à minha orientadora, Professora Jacqueline Biancon Copetti, pela orientação e apoio na realização deste trabalho.

Ao Professor Mario Henrique Macagnan, por sua co-orientação e boa vontade para resolver problemas encontrados ao longo dos experimentos.

Ao Professor Júlio Cesar Passos, pelo apoio dado para a realização dos experimentos envolvendo a bancada do LEPTEN/UFSC.

Às bolsistas de IC, Rosele Argenta Sodré e Isadora Cardozo Dias, pela ajuda no tratamento dos dados experimentais.

Ao laboratorista William Brito, pelo suporte dado junto ao Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido-Dinâmicos LETEF/UNISINOS.

À equipe formada por estudantes e laboratorista André Manoel de Oliveira do Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia – LEPTEN/UFSC.

À CAPES, pela bolsa de estudos propiciada para a realização deste trabalho.

À minha esposa, Fernanda K. M. de Oliveira, pela dedicação, amor e paciência durante todos esses anos.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental da transferência de calor e queda de pressão na ebulição convectiva do hidrocarboneto isobutano (R-600a) em um mini-tubo horizontal e circular de 2,6 mm de diâmetro interno. Também é analisada a influência do diâmetro sobre a queda de pressão em escoamento adiabático. No caso dos experimentos envolvendo a ebulição convectiva, os testes foram realizados com uma temperatura de saturação de 22 °C, com uma pressão média de saturação de 323,5 kPa, com velocidade mássica variando entre 188 e 370 kg/(m²s) e fluxo de calor constante na seção de teste entre 28 e 134 kW/m². Os resultados obtidos experimentalmente foram comparados com resultados de correlações para a queda de pressão por atrito e o coeficiente de transferência de calor propostas por diferentes autores para ebulição em canais de pequeno diâmetro. Também foram observados os padrões de escoamento ao longo dos testes com o auxílio de uma câmera com alta velocidade de captura e relacionados com o fluxo de calor, título de vapor e o coeficiente de transferência de calor.

Palavras-chave: Ebulição convectiva, Queda de pressão, Mini-tubo, Isobutano.

ABSTRACT

This work presents an experimental study of heat transfer and pressure drop in flow boiling of hydrocarbon isobutane (R-600a) in a horizontal and circular mini-tube with 2.6 mm of inner diameter. It is also analyzed the influence of diameter on the pressure drop in adiabatic flow. In the case of experiments involving flow boiling, the tests were performed at a saturation temperature of 22°C with a mean saturation pressure of 323.5 kPa, with mass velocity ranging between 188 and 370 kg/(m²s) and constant heat flux in the test section between 28 and 134 kW/m². The results obtained experimentally were compared with results of correlations for pressure drop due to friction and heat transfer coefficients proposed by different authors for boiling in channels of small diameter. It was also observed flow patterns along the tests with the aid of a camera with high speed capture and related with heat flux, vapor quality and heat transfer coefficient.

Key-words: Flow boiling, Pressure drop, Mini-tube, Isobutane.

LISTA DE ABREVIATURAS

CFC	Clorofluorcarboneto	(-)
COP	Coeficiente de performance	(-)
GWP	Potencial de aquecimento global	<i>(Global warming potential)</i>
HC	Hidrocarboneto	(-)
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto	(-)
HFC	Hidrofluorcarboneto	(-)
ODP	Potencial de destruição da camada de ozônio	<i>(Ozone depletion potential)</i>
MBE	Erro médio	<i>(Mean bias error)</i>
RMSE	Raiz do erro quadrático médio	<i>(Root mean square error)</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Nomenclatura

A	área	[m ²]
Bo	número de boiling	[-]
c	calor específico	[J/(kgK)]
Co	número de confinamento	[-]
D	diâmetro	[m]
f	fator de atrito	[-]
g	aceleração da gravidade	[m/s ²]
G	velocidade mássica	[kg/(m ² s)]
h	coeficiente de transferência de calor	[W/(m ² K)]
\bar{h}	coeficiente de transferência de calor médio	[W/(m ² K)]
i	entalpia específica	[J/kg]
I	corrente elétrica	[A]
k	condutividade térmica	[W/(mK)]
L	comprimento	[m]
\dot{m}	vazão mássica	[kg/s]
NC	número de convecção	[-]
Nu	número de Nusselt	[-]
p	pressão	[kPa]
P	potência	[W]
Pr	número de Prandtl	[-]
Q	transferência de calor total	[J]
q	taxa de transferência de calor	[W]
q''	fluxo de calor	[W/m ²]
\dot{q}	calor gerado	[W/m ³]
r	raio	[m]
Re	número de Reynolds	[-]
T	temperatura	[°C]
U	tensão elétrica	[V]
v	volume específico	[m ³ /kg]
V	volume	[m ³]
X	título de vapor	[-]
X_{tt}	parâmetro de Martinelli	[-]

y	eixo perpendicular à superfície de contato	[-]
z	distância da entrada da seção de teste	[m]

Símbolos Gregos

α	coeficiente angular de ajuste de curva	[-]
β	coeficiente linear de ajuste de curva, ângulo de contato	[-], [rad]
δ	espessura de subcamada	[m]
Δ	variação	[-]
η	eficiência de transferência de calor	[-]
θ	ângulo	[rad]
μ	viscosidade dinâmica	[kPas]
ρ	massa específica	[kg/m ³]
σ	tensão superficial	[N/m]
ϕ	fator multiplicador bifásico	[-]

Sub-índices

1	posição 1 na seção de teste
2	posição 2 na seção de teste
3	posição 3 na seção de teste
4	posição 4 na seção de teste
5	posição 5 na seção de teste
ai	aço inoxidável
$atrit$	atrito
B	fase líquida distante da superfície sólida aquecida
b	bolha
bi	bifásico
c	cavidade
$conv$	convectivo
$crit$	crítico(a)
df	duas fases
dir	direita
e	entrada, externo
en	ebulição nucleada
esq	esquerda

<i>exp</i>	experimental
<i>fl</i>	fase líquida
<i>h</i>	hidráulico
<i>i</i>	interno
<i>infer</i>	inferior
<i>l</i>	líquido
<i>lam</i>	laminar
<i>max</i>	máximo
<i>min</i>	mínimo
<i>p</i>	parede
<i>PA</i>	pré-aquecedor
<i>pe</i>	parede externa
<i>pi</i>	parede interna
<i>pisc</i>	piscina
<i>pred</i>	predito
<i>prop</i>	propagado(a)
<i>pv</i>	pressão do vapor
<i>r</i>	contato
<i>red</i>	reduzido(a)
<i>ref</i>	referência
<i>s</i>	saída
<i>sat</i>	saturação
<i>sl</i>	somente líquido
<i>ST</i>	seção de teste
<i>sv</i>	somente vapor
<i>sub</i>	sub-resfriado
<i>sup</i>	superaquecido
<i>super</i>	superior
<i>term</i>	termopar
<i>termo</i>	termômetro de referência
<i>ts</i>	seção transversal
<i>turb</i>	turbulento
<i>v</i>	vapor
<i>SV</i>	seção de visualização

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 – Regimes de transferência de calor em ebulição convectiva em (a) tubos verticais e (b) tubos horizontais. Adaptado de Collier e Thome (1994).	19
Figura 2.2 – Modelo da formação da bolha em um sítio de nucleação.	21
Figura 2.3 – Padrão de escoamento de bolhas.	24
Figura 2.4 – Padrão de escoamento pistonado.	24
Figura 2.5 – Padrão de escoamento intermitente em golfadas.	24
Figura 2.6 - Padrão de escoamento anular.	25
Figura 2.7 – Padrão de escoamento em névoa.	25
Figura 2.8 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome para macro-canais contendo os padrões: (I) Intermitente. (P) Pistonado. (A) Anular. (PEO) Pistonado com estratificado ondulado. (E) Estratificado. (EO) Estratificado ondulado. (S) Secagem. (N) Névoa. Adaptado de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).	27
Figura 2.9 – Padrões de escoamento para R-134a e $D_i = 0,509$ mm: (a) bolhas, (b) bolha/pistonado, (c) pistonado, (d) intermitente pistonado/semi-anular (e) semi-anular (f) anular ondulado e (g) anular. Adaptado de Revellin e Thome (2007).	30
Figura 2.10 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Tripplet <i>et al.</i> (1999) e modificado por Revellin <i>et al.</i> (2006) com os seguintes padrões: bolhas (B); bolhas e intermitente (B/I); intermitente (I); intermitente e semi-anular (I/S-A); semi-anular (S-A) e anular (A). Adaptado de Revellin <i>et al.</i> (2006).	31
Figura 2.11 – Variação da pressão de saturação com a temperatura de saturação para diferentes refrigerantes.	42
Figura 2.12 – Entalpia de vaporização em função da temperatura de saturação para diferentes refrigerantes.	42
Figura 3.1 – Diagrama da bancada de testes.	43
Figura 3.2 – Visualização da bancada experimental utilizada e seus componentes (LETEF – UNISINOS).	44
Figura 3.3 – Pré-aquecedor: (a) pré-aquecedor com três termopares fixados a sua parede externa na parte superior (circulados em vermelho); (b) pré-aquecedor revestido pelo isolamento térmico.	45
Figura 3.4 – Seção de teste: (a) seção de teste isolada termicamente; (b) seção de teste com a presença dos termopares fixados na parede externa do tubo.	46

Figura 3.5 – Seção de visualização do escoamento.....	46
Figura 3.6 – Esquema da distribuição e posição dos termopares ao longo do pré-aquecedor e da seção de teste.	49
Figura 3.7 – Interface do software de aquisição de dados.....	51
Figura 3.8 – Diagrama da bancada de testes com $D_i = 1,0$ mm.....	52
Figura 3.9 – Seção de teste conectada à seção de visualização.....	52
Figura 3.10 – Visualização da bancada experimental com $D_i = 1,0$ mm (LEPTEN – UFSC).	55
Figura 3.11 – Arranjo esquemático das cinco posições contendo termopares ao longo da parede externa da seção de teste.	58
Figura 3.12 – Arranjo esquemático das perdas de pressão consideradas.....	65
Figura 4.1 – Queda de pressão no regime monofásico adiabático no pré-aquecedor e na seção de teste.	68
Figura 4.2 – Comparação entre os fatores de atrito experimentais e os preditos pelas correlações.	70
Figura 4.3 – Efeito do diâmetro sobre a queda de pressão total.....	71
Figura 4.4 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor, h , para fluxos de calor, q''_{ST} , de 28 kW/m ²	73
Figura 4.5 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor, h , para fluxo de calor de $q''_{ST} = 56$ kW/m ²	74
Figura 4.6 – Efeito do fluxo de calor aplicado na seção de teste, q''_{ST} , sobre o coeficiente de transferência de calor, h , para $G = 188$ kg/(m ² s).....	74
Figura 4.7 – Efeito do fluxo de calor, q''_{ST} , no coeficiente de transferência de calor para $G = 280$ kg/(m ² s).	75
Figura 4.8 – Variação do coeficiente de transferência de calor no perímetro do tubo para $G = 370$ kg/(m ² s).	76
Figura 4.9 – Contribuições das quedas de pressão durante os testes.....	77
Figura 4.10 – Efeito do fluxo de massa sobre o gradiente de pressão por atrito em função do título de vapor para $q''_{ST} = 34$ kW/m ²	77
Figura 4.11 – Efeito do fluxo de calor sobre a perda de carga.....	78

Figura 4.12 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004).	80
Figura 4.13 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Zhang, Hibiki e Mishima (2004).	81
Figura 4.14 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007).	82
Figura 4.15 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Choi <i>et al.</i> (2007).	83
Figura 4.16 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Bertsch, Groll e Garimella (2009).	84
Figura 4.17 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Friedel (1979).	85
Figura 4.18 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986).	86
Figura 4.19 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Tran <i>et al.</i> (2000).	87
Figura 4.20 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Zhang e Webb (2001).	88
Figura 4.21 – Visualizações dos padrões dos escoamento observados para (a) $G = 188 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $240 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.	89
Figura 4.22 – Visualizações dos padrões dos escoamento observados para: (a) $G = 280 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $370 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Impacto ambiental de alguns refrigerantes.....	40
Tabela 3.1 - Faixa de parâmetros utilizados nos experimentos de escoamento monofásico em mini tubo de 2,6 mm.....	56
Tabela 3.2 – Faixa de parâmetros utilizados nos experimentos de ebulição convectiva do R - 600a em mini tubo de 2,6 mm.	57
Tabela 3.3 - Faixa de parâmetros utilizados nos experimentos de escoamento monofásico em mini tubo de 1,0 mm.....	64
Tabela 3.4 – Valores de incertezas de sensores e atuadores utilizados na bancada de testes...	66
Tabela 4.1 - Resultados da queda de pressão na seção de teste e fator atrito obtidos experimentalmente com diâmetro interno de 2,6 mm.	69
Tabela 4.2 – Resultado das médias das incertezas propagadas referentes ao coeficiente de transferência de calor e título de vapor.	71

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVO GERAL.....	17
1.1.1 Objetivos Específicos	17
1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	18
2 EBULIÇÃO DE REFRIGERANTES EM CANAIS DE PEQUENO DIÂMETRO	19
2.1 MECANISMOS DE EBULIÇÃO CONVECTIVA.....	19
2.2 PADRÕES DE ESCOAMENTO EM TUBOS HORIZONTAIS	23
2.2.1 Padrões de escoamento em macro-canais horizontais.....	23
2.2.2 Transição entre macro-canais e micro-canais.....	27
2.2.3 Padrões de escoamento em canais de dimensões reduzidas.....	29
2.3 EFEITOS DE ALGUNS PARÂMETROS SOBRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E QUEDA DE PRESSÃO NA EBULIÇÃO CONVECTIVA	31
2.3.1 Efeitos do Fluxo de Calor.....	33
2.3.2 Efeitos do Fluxo de Massa.....	34
2.3.3 Efeitos da Temperatura de Saturação	34
2.3.4 Efeitos do Diâmetro.....	35
2.4 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO	36
2.5 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	37
2.6 CARACTERÍSTICAS DO ISOBUTANO (R-600a)	39
3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	43
3.1 BANCADA EXPERIMENTAL COM DIÂMETRO DE 2,6 mm.....	43
3.1.1 Pré-aquecedor	44
3.1.2 Seção de teste.....	45
3.1.3 Seção de visualização	46
3.1.4 Condensador	47
3.1.5 Reservatório de refrigerante	47
3.1.6 Filtro de secagem.....	47
3.1.7 Bomba.....	47
3.1.8 Sub-resfriador	48
3.1.9 Instrumentação da bancada.....	48
3.2 BANCADA EXPERIMENTAL COM TUBO DE DIÂMETRO DE 1,0 mm.....	51

3.2.1	Seção de teste.....	52
3.2.2	Seção de visualização	52
3.2.3	Condensador	53
3.2.4	Reservatório de refrigerante	53
3.2.5	Filtro de secagem.....	53
3.2.6	Bomba.....	53
3.2.7	Instrumentação da bancada.....	54
3.3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA O DIÂMETRO DE 2,6 mm	55
3.3.1	Testes monofásicos.....	55
3.3.2	Testes em ebulição.....	56
3.3.3	Tratamento dos dados experimentais	57
3.4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL COM O TUBO DE DIÂMETRO DE 1,0 mm	64
3.4.1	Tratamento dos dados experimentais	64
3.5	INCERTEZAS	66
4	RESULTADOS	68
4.1	ESCOAMENTO MONOFÁSICO	68
4.1.1	Efeito do regime de escoamento.....	69
4.1.2	Efeito do diâmetro	70
4.2	EBULIÇÃO CONVECTIVA	71
4.2.1	Resultados das incertezas propagadas	71
4.2.2	Coefficiente de transferência de calor na ebulição convectiva.....	72
4.2.3	Queda de pressão na ebulição convectiva	76
4.3	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS COM CORRELAÇÕES DA LITERATURA	79
4.3.1	Coefficiente de transferência de calor.....	79
4.3.2	Queda de pressão por atrito	84
4.3.3	Padrões de escoamento observados.....	88
5	CONCLUSÕES.....	91
	ANEXO A – CÁLCULOS DAS INCERTEZAS PROPAGADAS.....	100
	ANEXO B – CORRELAÇÕES PARA A QUEDA DE PRESSÃO.....	105
	ANEXO C – CORRELAÇÕES PARA O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	110
	ANEXO D – PARÂMETROS ESTATÍSTICOS PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DAS CORRELAÇÕES PROPOSTAS.....	119

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de trocadores de calor pequenos e compactos vem impulsionando há alguns anos os estudos sobre a ebulição de refrigerantes em canais de diâmetros cada vez mais reduzidos. Tais dispositivos permitem dissipar elevados fluxos de calor e assim conseguem melhorar o desempenho térmico e a confiabilidade dos sistemas de refrigeração de pequeno porte, que podem ser aplicados, tanto para ar condicionado automotivo e micro bombas de calor, quanto para resfriamento de dispositivos eletrônicos e microprocessadores. Por isso, os estudos, principalmente experimentais, têm focado nas características térmicas e hidrodinâmicas da ebulição em escala reduzida e identificam os principais parâmetros que governam o processo de ebulição, como mostram os trabalhos realizados por Coleman e Garimella (1999), Kandlikar (2002), Thome (2006) e, mais recentemente, Bertsch, Groll e Garimella (2009).

Evaporadores compactos, de mini e micro canais, vêm sendo projetados e desenvolvidos baseados nos resultados destes inúmeros trabalhos, e apresentam como principais vantagens operacionais em relação aos trocadores de calor convencionais suportar elevadas pressões e propiciar uma maior área de contato por unidade de volume com o fluido de trabalho. Além disso, permitem alcançar maiores coeficientes de transferência de calor para condições de funcionamento semelhantes. Como vantagens adicionais, a miniaturização, aliada à compacidade permite reduzir a quantidade de material na fabricação, bem como a quantidade de refrigerante necessária para o funcionamento do sistema.

De fato, para a concepção de tais equipamentos é fundamental entender o comportamento da transferência de calor e queda de pressão durante o processo de ebulição, como função da geometria e variáveis como fluxo de massa, fluxo de calor e temperatura de saturação, associadas às características de cada fluido refrigerante. Isto permitirá propor correlações mais precisas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, conforme citado por Vlasie *et al.* (2004) e Wojtan, Ursenharcher e Thome (2005).

Atualmente, com a necessidade de substituição de refrigerantes halogenados, novos refrigerantes estão sendo avaliados. Consequentemente, diferenças significativas nas pressões e temperaturas de operação desses refrigerantes representam um desafio para a concepção de novos evaporadores. Normalmente os sistemas originais devem ser redimensionados para atender às características específicas de um novo refrigerante, o que cria a necessidade de novos critérios de projeto e otimização.

A primeira escolha de refrigerantes substitutos foram os HFCs (hidrofluorcarbonetos), como o R-134a (tetrafluoretano), e suas misturas, tais como o R-507, R-404A, R-407C e o R-410A, cujos ODPs (potenciais de destruição da camada de ozônio) são desprezíveis, mas com o GWPs (potenciais de aquecimento global) podendo ser altos. Assim, os refrigerantes naturais, como hidrocarbonetos (propano, R-290, propileno, R-1270, e isobutano, R-600a), amônia (R-717), e água (R-718), que não contém nem cloro, nem flúor em sua formulação, e cujos GWPs são desprezíveis, vêm novamente apresentando-se como uma alternativa. Em específico, os hidrocarbonetos são fluidos refrigerantes atraentes devido às excelentes propriedades termodinâmicas e de transporte, baixo peso molecular e a compatibilidade com lubrificantes e materiais em geral (DOMANSKI, 1998; GRANRYD, 2001; CALM, 2008; MOHANRAJ, JAYARAJ e MURALEEDHARAN, 2009; APRIN, MERCIER e TADRIST, 2011; LIU *et al.*, 2012). A desvantagem é que esses fluidos são inflamáveis, apresentando um limite relativamente baixo de inflamabilidade. No entanto, para aplicações de pequeno porte, onde a pressão de refrigerante é reduzida, isto não representa um risco, tal como mostram alguns trabalhos, como os de Fernando *et al.* (2004), Colbourne e Suen (2004), Copetti *et al.* (2011) e de Filippini e Merlo (2011). Assim, os trocadores de calor compactos são ideais para o uso seguro de hidrocarbonetos.

O panorama atual da tecnologia de refrigeração e a escassez de informações sobre a ebulição de hidrocarbonetos em canais de pequeno diâmetro foram as motivações para o desenvolvimento deste trabalho.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho consiste em analisar a transferência de calor e a queda de pressão na ebulição do isobutano (R-600a) em um canal horizontal circular de 2,6 mm de diâmetro interno, verificando o efeito dos parâmetros operacionais fluxo de calor e fluxo de massa, para uma condição de temperatura e pressão de saturação.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Determinar coeficientes de transferência de calor na ebulição para diferentes condições operacionais;
- Verificar os efeitos da variação do título de vapor, do fluxo de calor e do fluxo massa, sobre os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão;

- Analisar a influência do diâmetro na queda de pressão em escoamentos monofásicos, comparando o escoamento em tubos de 2,6 e 1,0 mm de diâmetro interno.
- Obter um banco de dados com os coeficientes de transferência de calor e perdas de pressão na ebulição para o isobutano;
- Comparar os resultados experimentais com correlações disponíveis na literatura para o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão.
- Registrar e analisar os padrões de escoamento para as diferentes condições de ebulição.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho é composto por uma revisão bibliográfica, descrição do estudo experimental, resultados, discussão e conclusões.

O capítulo 2 trata de uma revisão bibliográfica que aborda o estudo da ebulição convectiva com base nos mecanismos de ebulição nucleada e convectiva e os padrões de escoamento propostos na literatura para diversos diâmetros de canais. Também apresenta uma revisão sobre as características do isobutano em relação a outros refrigerantes.

O capítulo 3 aborda o estudo experimental, as características da bancada onde os testes foram realizados e as características de cada componente que a constitui. Também é explicado o procedimento experimental realizado, as variações de diferentes parâmetros operacionais consideradas, as medidas realizadas, o tratamento de dados e o cálculo das incertezas.

O capítulo 4 trata dos resultados da transferência de calor e da perda de pressão e são apresentados os padrões de escoamento observados nos testes com ebulição convectiva. Por último, são apresentadas as comparações dos coeficientes de transferência de calor e da queda de pressão, obtidos experimentalmente, com correlações propostas para mini-canais.

O capítulo 5 apresenta as conclusões a partir da análise dos resultados experimentais e teóricos.

2 EBULIÇÃO DE REFRIGERANTES EM CANAIS DE PEQUENO DIÂMETRO

2.1 MECANISMOS DE EBULIÇÃO CONVECTIVA

A ebulição convectiva consiste na vaporização de um líquido em escoamento forçado através de um canal, devido à adição de calor. Tal processo é constituído, na verdade, por dois mecanismos distintos: convecção forçada e ebulição nucleada (COLLIER, THOME, 1994).

A convecção forçada é causada pelo escoamento do fluido ao longo de um canal devido, única e exclusivamente, a uma diferença de pressão. Já a ebulição nucleada é devida à ocorrência de nucleação de bolhas de vapor ao longo da parede do canal.

A Fig. (2.1) mostra uma representação do escoamento do fluido em um tubo vertical, Fig. (2.1a), e horizontal, Fig. (2.1b), durante a ebulição convectiva. São mostradas as características das distintas regiões da ebulição convectiva.

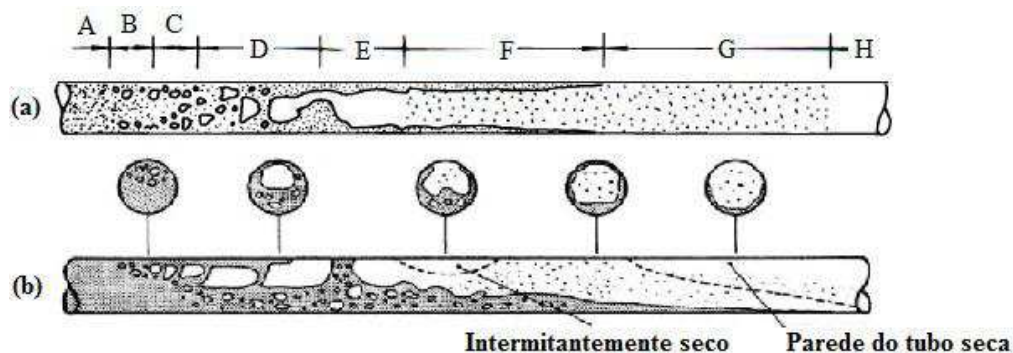


Figura 2. 1 – Regimes de transferência de calor em ebulição convectiva em (a) tubos verticais e (b) tubos horizontais. Adaptado de Collier e Thome (1994).

Conforme mostrado na Fig. (2.1a), inicialmente na região A, a temperatura da parede permanece abaixo da temperatura necessária para que haja nucleação, fazendo com que o líquido permaneça em condição monofásica e a única forma de transferência de calor se deve a convecção forçada. Na região B, ocorre a chamada ebulição nucleada sub-resfriada, onde já há a formação de sítios de nucleação e de vapor que se dispersam em meio ao líquido, cuja temperatura média encontra-se ainda abaixo da temperatura de saturação. Nesta região, a temperatura de parede permanece praticamente constante e acima da temperatura de saturação do líquido. Na região C, encontra-se o líquido com temperatura de saturação, embora possa haver uma porção de líquido sub-resfriado no centro do canal de escoamento. Isso se deve ao perfil radial de temperatura envolvendo o líquido mais próximo à parede (mais aquecido) e o líquido do centro do canal (menos aquecido). Na região D, o líquido encontra-se saturado

formando bolhas que, por sua vez, unem-se para a formação de pistões de vapor. Nesta situação, a maior parcela de transferência de calor ocorre por meio de efeitos de convecção na camada líquida. Tanto na região E, quanto na região F, observa-se a formação anular de líquido em volta do escoamento gasoso e a transferência de calor por convecção devido à camada líquida é predominante. À medida que o escoamento avança, a camada de líquido restante vaporiza por completo até que ocorre a secagem total da parede interna do tubo (região G). Nesta região, ocorre dificuldade na transferência de calor, uma vez que o vapor torna-se um mau condutor térmico, causando assim um superaquecimento da parede do tubo. Observa-se também a presença de gotículas suspensas no vapor que se depositam sobre a parede interna do tubo, causando leve resfriamento do mesmo. A região H contém exclusivamente vapor saturado, mantendo assim o escoamento monofásico de vapor.

A descrição da ebulição convectiva é similar para o escoamento em tubos horizontais. No entanto, diferente do escoamento vertical, devido ao efeito gravitacional, as bolhas e o vapor, tendem a se estratificarem na região superior do tubo, conforme mostrado na Fig. (2.1b). Esta característica em tubos horizontais origina uma assimetria na transferência de calor ao longo do escoamento. Por exemplo, em uma determinada situação, a parte superior do tubo pode alcançar a secagem de parede interna, enquanto que escoamento em fase líquida ainda é mantido na parte inferior.

A ebulição nucleada é o mecanismo responsável pela formação de bolhas, que ocorrem em sítios de nucleação. A tendência de formação de sítios de nucleação na superfície do sólido depende de muitos parâmetros, como diâmetro do tubo, disposição (horizontal ou vertical), material, espessura da superfície, acabamento superficial, ângulo de contato, contaminação, pressão, gravidade local, sub-resfriamento do líquido, gases não condensáveis, etc.

A Fig. (2.2) apresenta um modelo proposto por Kandlikar *et al.* (1997) para a formação da bolha em um sítio de nucleação. Em sua proposta, os autores levam em consideração tanto as características geométricas do sítio de nucleação (o raio da cavidade r_c), bem como as características geométricas da bolha (o raio da bolha r_b e a altura da bolha y_b).

O modelo considera um líquido sub-resfriado entrando em canal de pequeno diâmetro hidráulico na temperatura T_B com fluxo de calor constante. Assim, em relação à fase líquida do escoamento, os autores fazem a diferenciação entre: a temperatura do líquido distante da superfície (T_B) e temperatura do líquido abaixo da altura da bolha (T_{l,y_b}), tal como indicado na figura. Em relação às propriedades físicas, destacam-se a pressão da fase líquida p_l e da fase de vapor p_v . O modelo ainda leva em consideração a temperatura de parede T_p onde encontra-

se a cavidade, a espessura da camada limite térmica δ_t , bem como o ângulo de contato θ_r entre a bolha e a borda da cavidade.

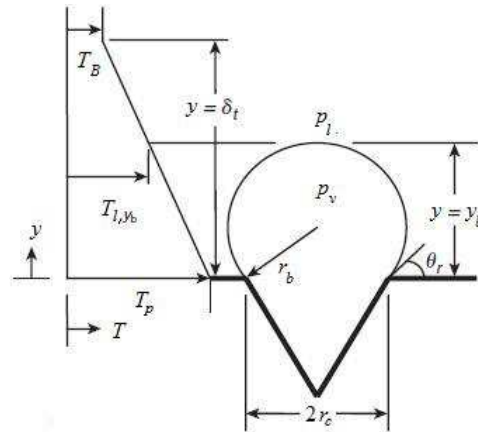


Figura 2.2 – Modelo da formação da bolha em um sítio de nucleação.
Adaptado de Kandlikar *et al.* (1997).

Se a temperatura da superfície (T_p) aquecida do canal excede a temperatura de saturação, a bolha pode crescer dentro da cavidade e aumentar saindo da cavidade, tal como mostrado na Fig. (2.2). O balanço de forças resultante das diferenças de pressão entre o líquido fora (p_l) e o vapor dentro da bolha (p_v) é dado pela Eq. (2.1),

$$(p_v - p_l) = \frac{2\sigma}{r_b} \quad (2.1)$$

onde σ é a tensão superficial. Neste caso, a nucleação da bolha e a capacidade da cavidade em se tornar um sítio de nucleação dependerá do campo local de temperatura em volta da bolha.

Introduzindo a *Equação de Clausius-Clapeyron* na Eq. (2.1) para relacionar a diferença de pressão à correspondente diferença de temperaturas de saturação, o superaquecimento mínimo do líquido necessário à nucleação das bolhas é dado, por sua vez pela Eq. (2.2),

$$(p_v - p_l) = \frac{(T_{l(pv)} - T_{sat})i_{lv}}{T_{sat}(v_v - v_l)} \quad (2.2)$$

onde $T_{l(pv)}$ é a temperatura do líquido na pressão do vapor, T_{sat} é a temperatura de saturação, i_{lv} é o calor latente de vaporização na pressão do líquido e v_v e v_l representam os volumes específicos das fases vapor e líquida, respectivamente.

A temperatura do líquido na pressão de vapor é dada pela Eq. (2.3),

$$T_{l(pv)} = T_{sat} + \frac{2\sigma}{r_b} \frac{T_{sat}}{\rho_v i_{lv}} \quad (2.3)$$

Já a temperatura da componente líquida próxima à bolha é descrita pela Eq. (2.4), que é uma forma simplificada de considerar o gradiente de temperatura na subcamada de líquido de espessura ($y=\delta_l$).

$$T_{l,y_b} = T_p - \left(\frac{y_b}{\delta_l} \right) (T_p - T_B) \quad (2.4)$$

Considerando que T_{l,y_b} deve ser, no mínimo, igual à $T_{l(pv)}$ para que ocorra a nucleação, temos

$$T_{sat} - T_p + \left(\frac{y_b}{\delta_l} \right) (T_p - T_B) + \frac{2\sigma}{r_b} \frac{T_{sat}}{\rho_v i_{lv}} = 0 \quad (2.5)$$

A espessura da subcamada de líquido, δ_b , é dada pela razão entre condutividade térmica e o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Já o raio da bolha, r_b , pode ser descrito como uma função do raio da cavidade r_c (sítio de nucleação) e o ângulo de contato θ_r , conforme Eq.(2.6).

$$r_b = \frac{r_c}{\text{sen}(\theta_r)} \quad (2.6)$$

A altura da bolha, y_b , é definida como sendo uma função do raio da bolha e é dada pela Eq. (2.7),

$$y_b = r_b (1 + \cos(\theta_r)) = r_c (1 + \cos(\theta_r)) / \text{sen}(\theta_r) \quad (2.7)$$

Substituindo as Eqs. (2.6) e (2.7) na (2.5) e solucionando em função de r_c , Kandlikar *et al.* (1997) obtiveram, conseqüentemente, um modelo que é uma função de parâmetros geométricos e termodinâmicos, descrito pela Eq. (2.8),

$$\{r_{c,min}, r_{c,max}\} = \frac{\delta_t \sin(\theta_r)}{2,2} \left[\frac{\Delta T_{sat}}{(\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub})} \right] \times \left[1 \mp \sqrt{1 - \frac{8\sigma T_{sat} (\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub})}{\rho_v i_{lv} \delta_t \Delta T_{sat}^2}} \right] \quad (2.8)$$

onde $r_{c,min}$ e $r_{c,max}$ são os raios de cavidade mínimo e máximo, respectivamente, ΔT_{sat} é o grau de superaquecimento da parede, ou $\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat}$, e ΔT_{sub} representa o grau de subresfriamento, ou $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_B$.

2.2 PADRÕES DE ESCOAMENTO EM TUBOS HORIZONTAIS

Em escoamentos bifásicos no interior de tubos, a coexistência entre as fases vapor e líquida de refrigerantes pode apresentar diversas configurações. Tais configurações apresentam dependência quanto à geometria de escoamento e propriedades como velocidade, pressão, temperatura, viscosidade, massa específica e tensão superficial, por exemplo. Para fins de estudo, estas configurações são divididas em padrões de escoamento.

O estudo de tais padrões é de grande importância, pois os mesmos estão relacionados à intensidade dos processos de transferência de calor e massa.

2.2.1 Padrões de escoamento em macro-canais horizontais

2.2.1.1 Escoamento de bolhas

As bolhas encontram-se dispersas em grande quantidade, principalmente, na parte superior do tubo devido à ação da gravidade e do empuxo sobre as mesmas, conforme mostrado na Fig. (2.3). Este padrão é observado tipicamente em escoamentos em altas velocidades mássicas para o caso da fase líquida. Tal padrão também é conhecido como escoamento de bolhas dispersas (COLLIER e THOME, 1994; THOME, 2010; KANDLIKAR *et al.*, 2006).

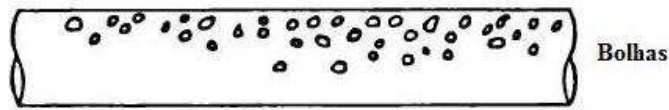


Figura 2.3 – Padrão de escoamento de bolhas.
Adaptado de Collier e Thome (1994).

2.2.1.2 Escoamento Pistonado

Também é conhecido como escoamento de bolha alongada e é caracterizado pela presença de bolhas com diâmetro um pouco menor que o diâmetro do tubo. Como mostrado na Fig. (2.4), tais bolhas são separadas por uma camada de líquido e apresentam um formato arredondado e achatado em relação ao eixo de escoamento em suas regiões frontais e posteriores, respectivamente. Assim como no caso do escoamento de bolhas, no escoamento pistonado as bolhas sofrem a ação do empuxo, causando uma assimetria na configuração do escoamento (KANDLIKAR *et al.*, 2006; COLLIER e THOME, 1994; TONG e TANG, 1997).



Figura 2.4 – Padrão de escoamento pistonado.
Adaptado de Collier e Thome (1994).

2.2.1.3 Escoamento intermitente em golfadas

Este escoamento é caracterizado pela presença de uma camada vertical de líquido suficientemente grande ao ponto de cobrir todo o diâmetro do tubo e interromper o escoamento da fase vapor na parte superior do mesmo. Sua formação tem origem na junção entre as bolhas do escoamento pistonado. Por isso, tal escoamento é considerado a transição entre os escoamentos pistonado e anular, conforme mostrado na Fig. (2.5). Para esta situação, a velocidade da fase vapor deve ser maior que da fase líquida (COLLIER e THOME, 1994; TONG e TANG, 1997).



Figura 2.5 – Padrão de escoamento intermitente em golfadas.

Adaptado de Collier e Thome (1994).

2.2.1.4 Escoamento anular

Neste padrão de escoamento, uma camada líquida banha a superfície interna do tubo, mantendo a fase vapor em seu interior. Devido à ação da gravidade, a camada líquida é mais espessa na região inferior do tubo. A Fig. (2.6) mostra a região interna contendo o vapor que pode apresentar gotículas de líquido dispersas ao longo do escoamento. E de acordo com Thome (2010), a interface entre o vapor e o anel líquido é influenciada por ondulações de pequena amplitude.



Figura 2.6 - Padrão de escoamento anular.
Adaptado de Collier e Thome (1994).

2.2.1.5 Escoamento em névoa

À medida que a velocidade do vapor aumenta, o cisalhamento sobre o anel líquido torna-se mais intenso, causando a diminuição de espessura da camada líquida. A consequência desta diminuição é a destruição do anel líquido, fazendo com que a fase líquida se encontre apenas na forma de gotículas dispersas no vapor, conforme mostra a Fig. (2.7). Estas gotículas molham localmente a parede do tubo, auxiliando na troca de calor (THOME, 2010).



Figura 2.7 – Padrão de escoamento em névoa.
Adaptado de Collier e Thome (1994).

Coleman e Garimella (1999) apresentaram relações entre regimes e padrões de escoamento em tubos e canais com diâmetros reduzidos. Para os autores, os regimes predominantes observados foram: estratificado, intermitente, anular e disperso. O regime estratificado apresenta dois padrões de escoamento (estratificado suave e estratificado ondulado). O padrão estratificado suave é observado quando as fases líquida e de vapor

encontram-se em regime laminar, sem a presença de flutuações na interface. Já o padrão estratificado ondulado é observado com o aumento da velocidade mássica da fase de vapor, gerando assim instabilidade na interface, chamada de instabilidade de Kelvin-Helmholtz. O regime intermitente é dividido em intermitente em golfadas e bolhas alongadas que, por sua vez, são produzidas devido ao diâmetro hidráulico reduzido. O regime anular é dividido nos padrões anular ondulado e simplesmente anular. No padrão anular ondulado, destaca-se o fato da componente líquida escoar formando ondulações capazes de alcançar a parte superior do canal. Já o regime disperso é obtido quando a componente líquida encontra-se em condições de turbulência e a fase de vapor em laminar ou turbulenta, também. Para este regime, observam-se os padrões de bolhas e padrão disperso. O padrão de bolha é observado quando a fase de vapor encontra-se em condição laminar de escoamento. Neste padrão as bolhas tendem a se concentrar na parte superior do canal devido ao efeito de empuxo. Por outro lado, quando a fase de vapor encontra-se em condição turbulenta, as bolhas tendem a se deslocar de maneira caótica ao longo do canal.

Uma forma de previsão de padrões de escoamento, obtida a partir de resultados experimentais, é dada por mapas de padrões. Tais mapas têm o objetivo de prever os padrões de escoamento fundamentados em propriedades termodinâmicas e de transporte das fases líquida e vapor (ou gasosa). Os mapas para padrões de escoamento horizontal foram inicialmente desenvolvidos na década de 50 e são amplamente utilizados até os dias de hoje. Baker (1954) foi pioneiro na proposição de um mapa de padrão de escoamento bifásico adiabático em tubos horizontais baseado nas velocidades mássicas de cada fase. Desde então, vários trabalhos foram desenvolvidos com o objetivo de criar mapas com base em diversos parâmetros (velocidades das fases, título de vapor e coeficiente de transferência de calor) como coordenadas de tais mapas (MANDHANE, GREGORY e AZIZ, 1974; TAILLEL e DUKLER, 1976; WANG, CHIANG e LU, 1997). Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) desenvolveram um mapa de padrões com base em um vasto banco de dados utilizando os refrigerantes R-22 e R-410A para tubos horizontais com diâmetros internos de 8,0 e 13,84 mm. A Fig. (2.8) apresenta o mapa proposto em seu trabalho, contendo oito padrões distintos de escoamento com base na velocidade mássica e no título de vapor, no caso de um escoamento de R-12, com $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, em um tubo com grande diâmetro.

Como se pode observar na Fig. (2.8), para títulos de vapor inferiores a 0,36, predominam os padrões intermitente, pistonado, pistonado com estratificado ondulado e estratificado. Também se observa que o padrão de escoamento anular prevalece para títulos de vapor superiores a 0,35 e com velocidades mássicas superiores a $150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$. Já o padrão

estratificado é observado para toda a faixa de título de vapor, porém com velocidades mássicas inferiores a $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

2.2.2 Transição entre macro-canais e micro-canais

O estudo da ebulição convectiva em canais de dimensões reduzidas vem crescendo nos últimos anos graças à sua aplicabilidade no desenvolvimento de trocadores de calor compactos. Um dos principais problemas encontrados na miniaturização de tais trocadores refere-se à compreensão do fenômeno da transferência de calor com mudança de fase nestas dimensões. As características fenomenológicas da mudança de fase em canais reduzidos diferenciam-se das observadas em canais ditos convencionais, em macro escala.

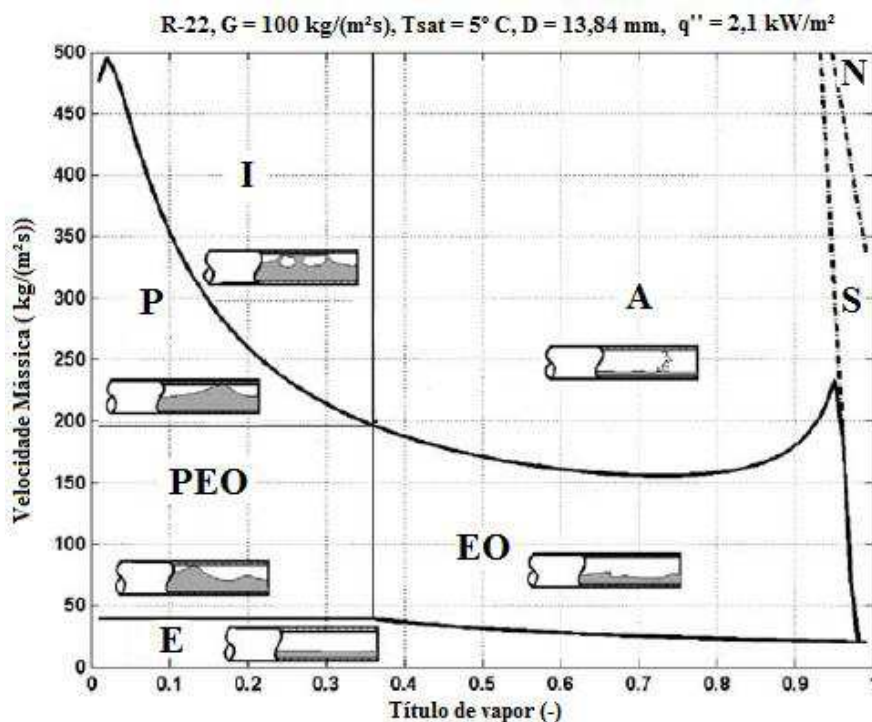


Figura 2.8 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome para macro-canais contendo os padrões: (I) Intermitente. (P) Pistonado. (A) Anular. (PEO) Pistonado com estratificado ondulado. (E) Estratificado. (EO) Estratificado ondulado. (S) Secagem. (N) Névoa. Adaptado de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).

Atualmente, não existe um critério definitivo para estabelecer as condições para a transição entre a macro e a micro escala em escoamentos bifásicos. Na realidade, há uma grande discordância entre os resultados obtidos experimentalmente (THOME, 2010).

Para facilitar o estudo de escoamentos monofásico de líquido, bifásicos ou com ebulição em canais, algumas propostas de transições de escalas foram sendo propostas nos últimos anos. Uma tentativa criteriosa em definir as transições entre a macro e a micro escalas foi proposta por Mehendale e Jacobi (2000), que sugeriram que a macro escala corresponde a diâmetros superiores a 6 mm, a escala compacta restringe-se a diâmetros de 1 a 6 mm, a meso escala corresponde a diâmetros de 0,1 a 1 mm e por último, a micro escala aplica-se a diâmetros entre 1 e 100 μm .

Kandlikar (2002), por sua vez, sugere que a micro escala deve ser considerada para canais com diâmetro inferior a 0,6 mm, canais entre 0,6 e 3,0 mm são definidos como mini-canais e canais acima de 3,0 mm são rotulados como macro-canais. Com base em estudos posteriores, Kandlikar e Grande (2003) sugerem uma classificação mais refinada, fundamentada em faixas de diâmetros característicos das aplicações: canais convencionais (maiores que 3 mm), mini-canais (de 0,2 a 3,0 mm), micro canais (de 10 a 200 μm) e nano canais (menor que 10 μm).

Uma possibilidade de determinar a transição entre macro e micro escala é definida através do diâmetro da bolha no escoamento. Segundo Jacobi e Thome (2002), quando o diâmetro de uma bolha alcança o diâmetro do canal, considera-se o canal como sendo de micro escala. Neste caso, o diâmetro da bolha confinada pode ser determinado pelo diâmetro da bolha em ebulição nucleada em piscina, definida por Fritz (1935, *apud* CELATA, 2004; THOME, 2010), conforme a Eq. (2.9),

$$d_b = 0,0208\beta \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

onde β é o ângulo de contato, σ é a tensão superficial da bolha, g é a aceleração da gravidade e ρ_l e ρ_v representam as massas específicas do fluido no estado líquido e vapor (ou gasoso), respectivamente.

O uso do número de confinamento Co , dado pela Eq. (2.10), foi sugerido por Ken e Cornwell (1993) como critério para diferenciar entre macro e micro escala em escoamento bifásico com transferência de calor. Assim,

$$Co = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v) D_h^2} \right]^{1/2} \quad (2.10)$$

onde D_h representa o diâmetro hidráulico do canal.

Conforme os autores observaram, para $Co > 0,5$ as características do escoamento e da transferência de calor diferenciam-se em relação às observadas em macro-canais. Dessa forma, este valor é sugerido como critério de transição de macro para micro escala.

2.2.3 Padrões de escoamento em canais de dimensões reduzidas

Uma diversidade muito grande de trabalhos vem sendo agregada à literatura contendo tentativas de definir padrões de escoamento em canais com diâmetros reduzidos (KEN e CORNWELL, 1997; YANG e SHIEH, 2001; KAWAHARA, CHUNG e KAWAJI, 2002; REVELLIN e THOME, 2007; OZAWA *et al.*, 2009; DONALDSON, KIRPALANI e MACCHI, 2011).

Ken e Cornwell (1997) propuseram uma correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor em ebulição, utilizando o refrigerante R-141b em tubos com diâmetros de 1,39 a 3,69 mm. As observações experimentais indicavam a presença de apenas três distintos padrões de escoamento:

2.2.3.1 Escoamento com bolhas isoladas

Apresenta bolhas que se desprendem dos sítios de nucleação antes de atingirem dimensões comparáveis ao do diâmetro hidráulico e estas escoam através da fase líquida do fluido.

2.2.3.2 Escoamento com bolhas confinadas (pistonado)

Contém bolhas suficientemente grandes para preencher a seção transversal do canal de escoamento. Tais bolhas são separadas por camadas do líquido que, por sua vez, vaporiza e faz aumentar o tamanho das bolhas. Os autores destacam que este padrão pode ocorrer pela formação de bolhas isoladas em crescimento e coalescência. Já as bolhas individuais podem atingir tamanhos suficientemente grandes para ocupar toda a seção transversal do canal antes mesmo de se desprenderem dos seus sítios de nucleação.

2.2.3.3 Escoamento intermitente anular

À medida que as bolhas confinadas crescem, formam bolhas alongadas. Como a vazão mássica se mantém, a fase gasosa se desloca a velocidades maiores que a fase líquida e uma película líquida se forma entre a bolha e a parede interna do tubo. Este escoamento torna-se em parte anular, pois a fase vapor pode ser intercalada por intermitências de líquido irregulares e aleatórias.

Uma investigação experimental para a obtenção de padrões de escoamento em ebulição convectiva dos refrigerantes R-134a e R-245fa foi realizada por Revellin e Thome (2007) com tubos horizontais circulares com diâmetros interno de 0,509 e 0,790 mm. A Fig. (2.9) apresenta os padrões encontrados para o caso do escoamento com ebulição convectiva do R-134a em tubo de 0,509 mm de diâmetro, para a temperatura de saturação de 30 °C e velocidade mássica de 500 kg/(m²s).

Revellin e Thome também destacam a influência significativa das propriedades termodinâmicas e de transporte no comportamento dos padrões de escoamento em canais de diâmetros reduzidos. Dentre os padrões observados, destaca-se o padrão de escoamento intermitente pistonado/semi-anular, no qual, à medida que o título de vapor aumenta com o aumento do fluxo de calor, as partes posteriores das bolhas acabam por se desfazer.

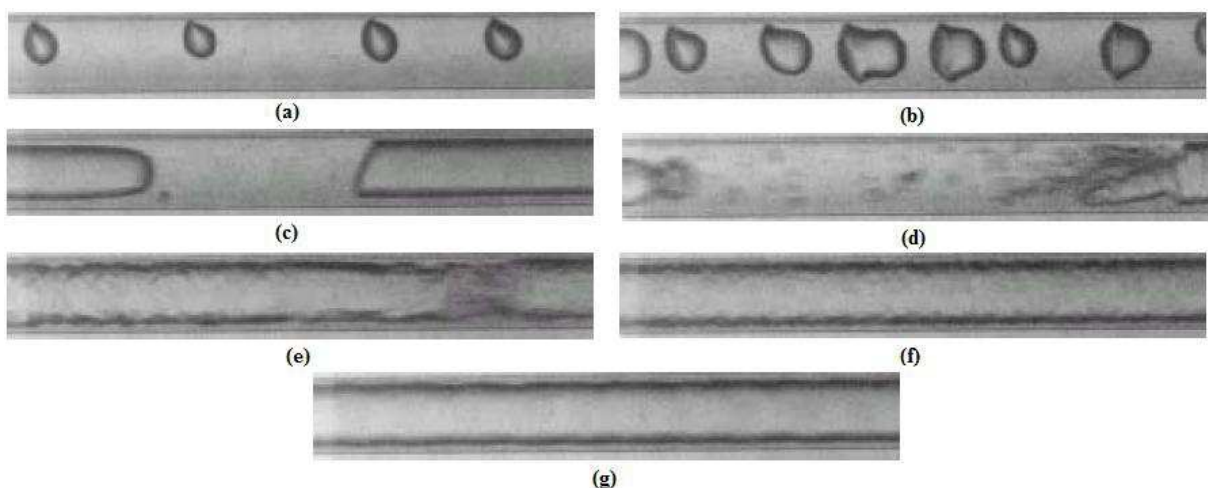


Figura 2.9 – Padrões de escoamento para R-134a e $D_i = 0,509$ mm: (a) bolhas, (b) bolha/pistonado, (c) pistonado, (d) intermitente pistonado/semi-anular (e) semi-anular (f) anular ondulado e (g) anular. Adaptado de Revellin e Thome (2007).

Assim como para a macro-escala, os mapas para a micro-escala representam uma importante ferramenta no estudo de padrões de escoamento. Revellin *et al.* (2006) propuseram modificações para o mapa de padrões de Tripplet *et al.* (1999), com o intuito de ajustá-lo para o caso de ebulição convectiva do R-134a, conforme Fig. (2.10). Inicialmente, o mapa

proposto no trabalho de Tripplet *et al.* (1999) era fundamentado em escoamento bifásico ar-água para tubos horizontais com diâmetro de 1,1 mm. Revellin *et al.* (2006), por sua vez, propuseram modificações nas linhas de transição entre os padrões de escoamento intermitente e anular. Estas modificações se devem às diferentes propriedades termodinâmicas apresentadas pelo R-134a quando comparadas à água.

Observa-se o fato de que os principais padrões são encontrados tanto no escoamento bifásico, quanto na ebulição convectiva. Isso mostra que a escala geométrica do tubo também pode representar papel fundamental quanto às transições entre os padrões de escoamento observados.

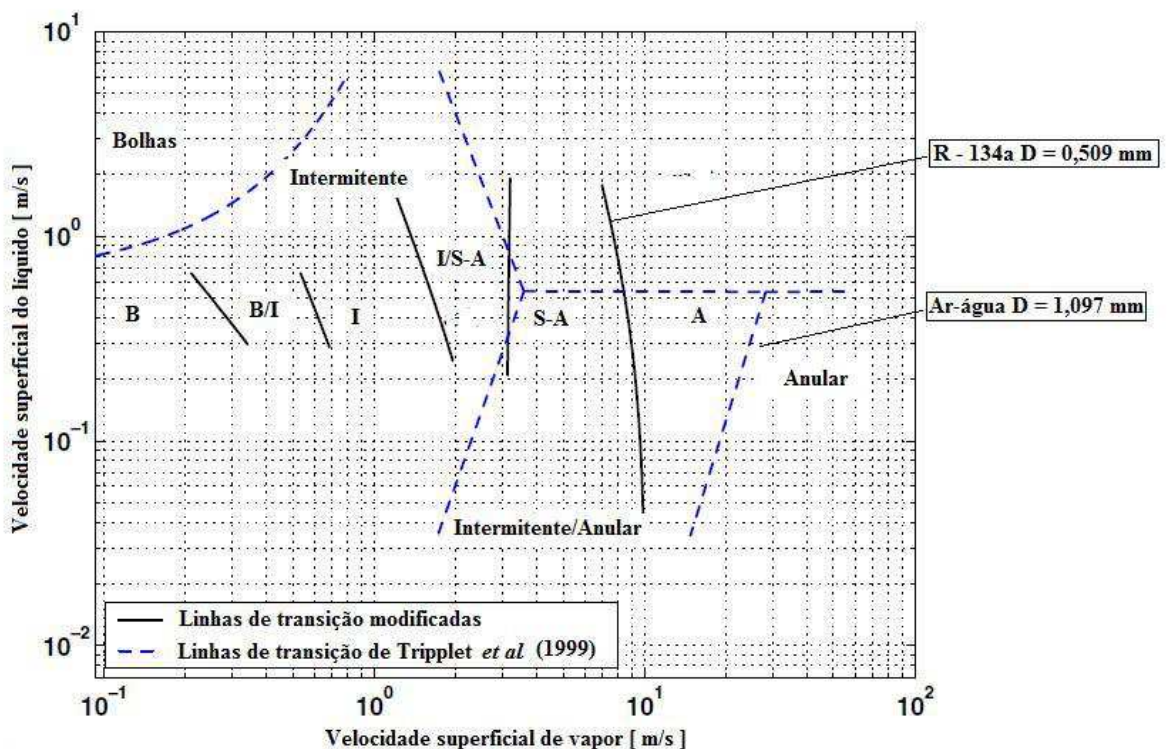


Figura 2.10 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Tripplet *et al.* (1999) e modificado por Revellin *et al.* (2006) com os seguintes padrões: bolhas (B); bolhas e intermitente (B/I); intermitente (I); intermitente e semi-anular (I/S-A); semi-anular (S-A) e anular (A). Adaptado de Revellin *et al.* (2006).

2.3 EFEITOS DE ALGUNS PARÂMETROS SOBRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E QUEDA DE PRESSÃO NA EBULIÇÃO CONVECTIVA

O estudo do escoamento com ebulição vem sendo abordado continuamente devido à sua aplicação e efeitos em inúmeros sistemas térmicos como refrigeradores, trocadores de

calor, etc. Diversas são as aplicações e vantagens de escoamentos com ebulição, pois em tais processos, o refrigerante em mudança de fase tem uma capacidade calorífica muito superior ao escoamento monofásico. Comparando os refrigerantes, o isobutano (R-600a), por exemplo, apresenta um calor específico de 2,44 kJ/(kg°C) e um calor latente de vaporização de 332,5 kJ/kg na temperatura de saturação de 22 °C. Já os refrigerantes R-134a e R-22, para as mesmas condições, apresentam calores específicos de 1,41 e 1,25 kJ/(kg°C) e o calor latente de 180,6 e 184,6 kJ/kg, respectivamente. Isso mostra que o isobutano, comparado ao R-134a e R-22, apresenta maior vantagens para absorver calor durante o processo de mudança de fase.

Nas últimas décadas, trabalhos vêm sendo dedicados ao estudo do escoamento com ebulição em canais com diâmetros reduzidos utilizando diversos refrigerantes (YAN e LIN, 1998; THOME, DUPONT e JACOBI, 2004; LIN, KEW e CORNWELL, 2001; VLASIE *et al.*, 2004; SHIFERAW *et al.*, 2007; CHOI *et al.*, 2007; CHIN e THOME, 2009; WEN, HO e JANG, 2007; BERTSCH, GROLL e GARIMELLA, 2009; TIBIRIÇÁ e RIBATSKI, 2010, COPETTI *et al.*, 2011).

Uma das características observadas no estudo do escoamento em ebulição em sistemas com diâmetros reduzidos está relacionada à capacidade de absorção de altas taxas de calor, quando comparados a sistemas com diâmetros convencionais. Conseqüentemente, os sistemas compactos com escoamento em ebulição apresentam altos valores de coeficientes de transferência de calor.

Os mecanismos e as características do escoamento com ebulição em mini e micro canais ainda não são bem compreendidos em sua totalidade, embora alguns padrões e efeitos vêm sendo identificados e apresentados na literatura.

Conforme Yan e Lin (1998), os efeitos da capilaridade, por exemplo, são predominantes em tubos com diâmetro reduzido, o que explica a predominância dos padrões de escoamento anular ou pistonado, não apresentando padrões do tipo estratificado e, por isso, a transferência de calor torna-se melhor.

Conforme variam as condições operacionais de fluxo de calor, velocidade mássica e temperatura de saturação podem ser observadas diferenças importantes no comportamento da transferência de calor, através do coeficiente de transferência de calor, e na queda de pressão durante a ebulição.

2.3.1 Efeitos do Fluxo de Calor

O fluxo de calor, q'' , apresenta grande influência no comportamento dos padrões de escoamento e na determinação do coeficiente de transferência de calor, h . Yan e Lin (1998) estudaram a transferência de calor e queda de pressão do R-134a em um tubo horizontal com diâmetro interno de 2,0 mm. Os resultados obtidos mostraram que o h aumenta com o aumento de q'' para uma determinada temperatura de saturação, T_{sat} . O maior aumento de h em relação ao fluxo de calor ocorre para baixos títulos de vapor ($X < 0,2$) e para menores temperaturas de saturação ($T_{sat} = 5^{\circ}\text{C}$). Para altos valores de título ($X > 0,7$), o h não apresenta tanta dependência do fluxo de calor. E para os casos onde o fluxo de calor é maior que 10 kW/m^2 , o h diminui com o aumento do título de vapor.

Choi *et al.* (2007) estudaram experimentalmente a transferência de calor em escoamentos convectivos com mudança de fase utilizando R-22, R134a e R-744 (CO_2) em tubos de diâmetro interno iguais a 1,5 e 3,0 mm. Neste trabalho, a dependência de h em relação ao q'' também torna-se evidente para baixos valores de título de vapor, onde, segundo os autores, a ebulição nucleada é o mecanismo responsável pelo processo de evaporação do fluido refrigerante. Observa-se também que os coeficientes de transferência de calor aumentam com o aumento do fluxo de calor para baixos títulos de vapor.

Copetti *et al.* (2011) apresentam os resultados experimentais da transferência de calor e queda de pressão na ebulição convectiva do R-134a em tubo com 2,6 mm de diâmetro interno. Os autores mostraram a influência do fluxo de calor, q'' , sobre o coeficiente de transferência de calor e observaram que o h aumenta com o incremento de q'' , mas para fluxos menores, esta dependência diminui. Além disso, assim como Yan e Lin (1998), Choi *et al.* (2007) e vários outros autores (LIN, KEW e CORNWELL, 2001; VLASIE *et al.*, 2004; SAITOH, DAIGUJI e HIHARA, 2005), eles verificaram que o efeito é mais significativo para baixos título de vapor ($X < 0,4$). Também foi verificada a relação do fluxo de calor com a queda de pressão e o título de vapor. Observa-se que à medida que o fluxo de calor aumenta, a queda de pressão tende a aumentar, para um mesmo valor de título de vapor. E fixando um valor de q'' , a queda de pressão tende a aumentar com o aumento do título de vapor.

Embora a influência do fluxo de calor sobre o h não seja bem explicado em sua totalidade, sabe-se que os padrões de escoamento gerados pela variação no fluxo de calor têm grande contribuição. Por exemplo, para uma determinada vazão mássica e temperatura de saturação, ao incrementar q'' , atinge-se um padrão de escoamento anular. A espessura da

camada de filme deste padrão vai diminuindo com a adição de calor, aumentando assim o h (THOME, 2011).

2.3.2 Efeitos do Fluxo de Massa

A velocidade mássica, G , tem uma forte influência, tanto no coeficiente de transferência de calor, quanto na queda de pressão. Choi *et al.* (2007) estudaram a influência do fluxo de massa sobre o h para uma variação de 200 a 600 kg/(m²s) para R-22, R-134a e CO₂ em tubos com diâmetros de 1,5 mm e 3,0 mm. Para todas as situações, os autores observaram que quanto maior o fluxo de massa, maior o h para $X < 0,6$. Para $X < 0,2$, não observaram variações significativas de h em relação ao fluxo de massa e justificaram que este resultado indica a predominância da transferência de calor por ebulição nucleada que, por sua vez, é justificada pelas propriedades físicas dos refrigerantes e pelos efeitos geométricos dos canais.

Chin e Thome (2009) estudaram a ebulição dos refrigerantes R-134a e R-236fa em um tubo horizontal com diâmetro interno de 1,03 mm para fluxo mássico variando entre 200 a 1600 kg/(m²s). Em seus resultados, destaca-se a dependência de h em relação ao fluxo de massa para ambos os refrigerantes para os regimes de escoamento anular. Já, para situações com fluxos de massa mais baixos, padrões de escoamento contendo bolhas dispersas foram observados e o h não apresentou diferenças significativas para ambos os refrigerantes.

Tibiricá e Ribastki (2010) estudaram, além de outros fatores, a influência do fluxo de massa na ebulição convectiva em um tubo de diâmetro interno de 2,3 mm utilizando R-134a e R245fa. Em seu trabalho, observaram, diferentemente do trabalho de Choi *et al.* (2007), a forte dependência do fluxo de massa até $X > 0,8$ para o caso do R-134a.

Uma maior atenção à queda de pressão foi dada no trabalho de Tran *et al.* (2000) para a ebulição convectiva R-134a, R-12 e R-113 em tubos de 2,46 e 2,92 mm e com fluxos de massa variando entre 33 a 832 kg/(m²s). Destaca-se neste trabalho que a queda de pressão do R-134a é superior a queda de pressão do R-22 quando comparados com as mesmas condições experimentais, indicando assim que a queda de pressão deve ser em função das propriedades dos refrigerantes. Também observaram, em relação ao R-134a, o aumento da queda de pressão com o aumento da velocidade mássica e do título de vapor.

2.3.3 Efeitos da Temperatura de Saturação

Um experimento envolvendo transferência de calor e queda de pressão foi realizado por Yan e Lin (1998) com ebulição convectiva utilizando R-134a em um tubo horizontal de 2,0 mm de diâmetro para as temperaturas de saturação de 5, 15 e 31 °C. Os autores verificaram uma forte dependência da queda de pressão em relação à temperatura de saturação. Destaca-se que, para um determinado fluxo de massa, a queda de pressão, como função do título de vapor, aumenta com o aumento da temperatura de saturação. A dependência do h em relação à temperatura de saturação também foi observada. Neste caso, para um mesmo fluxo de calor e fluxo de massa, h aumenta com a temperatura de saturação para $X < 0,7$. Para títulos de vapor superiores a 0,7, nem a temperatura de saturação, nem o fluxo de calor e massa apresentam influência sobre o h . Tibiriçá e Ribatski (2010) também avaliaram a influência da temperatura de saturação sobre o h . Os autores registraram que para $q''=15$ kW/m² e $G = 300$ kg/(m²s) o h aumentou com o aumento da temperatura de saturação de 31 °C para 41 °C e para títulos de vapor variando entre 0,22 e 0,5.

2.3.4 Efeitos do Diâmetro

Shiferaw *et al.* (2007) estudaram a influência dos diâmetros de 2,01 e 4,26 mm sobre a transferência de calor em ebulição convectiva utilizando R-134a. Os autores observaram que o h apresenta maiores valores para o diâmetro de 2,01 mm para todas as situações de G e q'' testadas. O efeito do diâmetro foi analisado por Saitoh, Daiguji e Hihara (2005) na ebulição do R-134a em tubos horizontais com diâmetros de 0,51; 1,12 e 3,1 mm. As mesmas condições de q'' e G foram reproduzidas para os três diâmetros. Os autores observaram o aumento do h e com a redução do diâmetro associado também ao efeito da temperatura de saturação. E ainda em relação à diminuição do diâmetro, verificaram a diminuição da contribuição da ebulição convectiva forçada e o aumento da contribuição da ebulição nucleada.

O efeito do diâmetro sobre a queda de pressão foi analisado por Pamitran *et al.* (2010) na ebulição convectiva, utilizando cinco refrigerantes e três diâmetros, 0,5; 1,5 e 3,0 mm. Observaram um aumento na queda de pressão com a diminuição do diâmetro interno dos tubos e concluíram que isto se deve ao aumento da tensão de cisalhamento na parede interna para tubos em função da diminuição do diâmetro. Com o aumento da tensão de cisalhamento na parede, aumenta o fator de fricção, tornando a contribuição da queda de pressão por atrito maior. Comportamentos similares são observados em estudos de Tran *et al.* (2000), Saitoh, Daiguji e Hihara (2005) com ebulição convectiva para diferentes refrigerantes.

2.4 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO

Friedel (1979) desenvolveu uma correlação baseada na aplicação de um fator multiplicador sobre a queda de pressão em escoamento monofásico líquido para compensar os efeitos causados pelo vapor sobre o escoamento. O uso de tal correlação é recomendado quando a razão entre a viscosidade do líquido e a do vapor for inferior a 1.000. Além das viscosidades de cada fase, o fator multiplicador leva em consideração variáveis como o título de vapor, as massas específicas e os fatores de atrito das fases, bem como o diâmetro interno.

Uma correlação foi desenvolvida por Muller-Steinhagen e Heck (1986) com base em um banco de dados contendo 9.313 medidas com 14 diferentes tipos de refrigerantes, incluindo hidrocarbonetos nos regimes de ebulição convectiva e bifásico, tanto para escoamentos verticais quanto horizontais. Para esta correlação, os diâmetros internos variam de 5 a 395 mm e velocidade mássicas variando de 50 a 1.038 kg/(m²s). Esta correlação trata a queda de pressão causada pela fase somente líquida e a somente de vapor separadamente. E tais perdas, junto com o título de vapor, resultam em contribuições lineares da queda de pressão total na ebulição convectiva.

Tran *et al.* (2000) propuseram uma correlação fundamentada em bancos de dados provenientes do estudo da mudança de fase utilizando R-12, R-134a e R-113 com pressões de saturação variando entre 138 a 856 kPa. Tais bancos de dados referem-se a tubos circulares com D_i de 2,46 e 2,92 mm e um tubo retangular cujo diâmetro hidráulico é igual a 2,4 mm (4,06 mm X 1,7 mm) e velocidades mássicas variando entre 33 e 832 kg/(m²s) com fluxo de calor entre 2,2 e 129 kW/m². Basicamente, os autores propõem uma modificação na correlação de Chisholm (1983) para utilizar o número de confinamento Co como parâmetro adimensional. Segundo os autores, o erro encontrado com a correlação situa-se dentro da faixa de $\pm 20\%$.

Uma correlação utilizando os refrigerantes R-22, R-134a e R-404a foi proposta por Zhang e Webb (2001) para os casos de escoamento monofásico e ebulição convectiva. Os autores propõem uma modificação na correlação proposta por Friedel (1979) com base em um banco de dados com 119 medidas com erro médio de 11,5 %. Esta correlação foi desenvolvida com base em tubos de cobre com diâmetros internos de 3,25 e 6,20 mm e em canais múltiplos utilizando alumínio com diâmetro hidráulico de 2,13 mm. Os autores estudaram o comportamento dos refrigerantes para temperaturas de saturação de 20 e 65 °C, com velocidades mássicas variando entre 200 e 1.000 kg/(m²s).

As correlações de queda de pressão são apresentadas de maneira resumida no ANEXO B deste trabalho.

2.5 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Zhang, Hibiki e Mishima (2004) propuseram uma correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na ebulição convectiva, h_{ec} , modificada da correlação de Chen (1966). O modelo proposto inicialmente por Chen é baseado na soma dos efeitos da ebulição nucleada e da convecção forçada, tal como mostra a Eq. (2.11).

$$h_{ec} = h_{en} + h_{sl} \quad (2.11)$$

Este modelo considera também que dois fenômenos que podem ocorrer no processo de ebulição convectiva: *i.* os gradientes de temperatura próximos à parede, formados devido aos movimentos do fluido, tendem a suprimir o número de núcleos ativos de bolhas e reduzir a contribuição da ebulição nucleada; *ii.* o vapor formado no processo de ebulição aumenta a velocidade do líquido e a turbulência, e, portanto, a contribuição da transferência de calor convectiva tende a ser maior relativa a do escoamento monofásico líquido. Assim, dois fatores de correção são associados aos coeficientes de transferência de calor da ebulição nucleada e forçada, h_{en} e h_{sl} , respectivamente, tal como se indica na Eq. (2.12),

$$h_{ec} = Sh_{en} + Fh_{sl} \quad (2.12)$$

onde S é o fator de supressão e F é o fator de intensificação de efeitos convectivos.

Zhang, Hibiki e Mishima analisaram este modelo para um conjunto de dados experimentais de diferentes autores, que inclui os refrigerantes R11, R12, R113 e água, fluxos de massa variando de 23,4 a 2.939 kg/(m²s), diâmetros hidráulicos de 0,78 a 6,0 mm e fluxos de calor na faixa de 2,95 a 2.511 kW/m². Esta análise foi realizada através da relação entre os

números de Reynolds da fase líquida, Re_l , e da fase vapor, Re_v , dado pelas Eqs. (2.13) e (2.14).

$$Re_l = \frac{GDh(1-X)}{\mu_l} \quad (2.13)$$

$$Re_v = \frac{GDhX}{\mu_v} \quad (2.14)$$

Os autores verificaram que a maioria dos dados cai numa região de escoamento do líquido laminar e escoamento do vapor turbulento. No entanto, a correlação de Chen foi desenvolvida para a condição turbulenta-turbulenta. Assim, a modificação proposta considera as outras condições de escoamento e é aplicada ao termo da convecção forçada, mais especificamente no fator de intensificação F da Eq. (2.12). Dessa forma, o fator F torna-se um parâmetro ajustado para as condições experimentais obtidas pelos autores.

Uma correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na ebulição em tubos com diâmetros entre 0,19 e 2,59 mm foi proposta por Kandlikar e Balasubramanian (2004). Nesta correlação, foram considerados os dados experimentais para os refrigerantes R113, R-134a, R-123, R-141b e água, fluxo de massa de 50 a 570 kg/(m²s) e fluxo de calor de 10 a 40 kW/m². Esta correlação é uma modificação da correlação anterior proposta por Kandlikar (1990), onde o coeficiente de transferência de calor da ebulição considera tanto a ebulição nucleada quanto a ebulição convectiva. Utiliza os números adimensionais de boling, Bo , e o de convecção, NC . O novo modelo de correlação proposto pelos autores considera o escoamento em mini e micro canais e estende para regimes de escoamentos laminares e de transição, nas faixas de $1.600 < Re_{sl} < 3.000$, $100 < Re_{sl} < 410$ e $Re_{sl} \leq 100$, onde Re_{sl} representa o número de Reynolds somente do líquido, escoamento monofásico.

Choi *et al.* (2007) propuseram uma modificação na correlação de Chen (1966) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na ebulição em mini-canais horizontais, baseada em experimentos utilizando os refrigerantes R-22, R-134a e CO₂ em tubos de 1,5 e 3,0 mm de diâmetro interno e condições operacionais que incluem fluxos de calor de 10 a 40 kW/m², fluxos de massa de 200 até 600 kg/(m²s) e uma temperatura de saturação de 10 °C. A modificação apresentada consiste no ajuste de equações para os parâmetros F e S , considerando ambos funções do multiplicador bifásico devido ao atrito e o fator S é função também do número de boling, Bo . Segundo os autores estas alterações se fizeram necessárias

devido às condições de escoamento laminar presentes e que são causadas por efeitos da redução do diâmetro do tubo.

Saitoh *et al.* (2007) também apresentaram modificações para a correlação de Chen (1966) para levar em conta o efeito da redução do diâmetro na ebulição. As modificações foram validadas com um conjunto de 2.224 dados experimentais, o refrigerante R-134a, e tubos com D_i entre 0,51 e 10,9 mm. Para levar em conta o efeito da redução do diâmetro do tubo foi incluído o número de Weber da fase vapor, We_{sv} , no fator de intensificação F da convecção forçada. Os autores verificaram que F diminui com o decréscimo de We , isto porque, para um fluxo mássico constante, as forças de superfície, em vez das forças de inércia, aumentam com a diminuição do diâmetro, resultando na diminuição da contribuição da convecção forçada à ebulição. Já o fator de supressão, S , da ebulição nucleada foi apresentado como função do número de Reynolds das duas fases. Os parâmetros e as constantes das equações foram ajustados considerando o conjunto de dados experimentais.

Bertsch, Groll e Garimella (2009), mais recentemente propuseram uma correlação para ebulição em mini e micro canais baseada também no modelo Chen (1966) e em dados de experimentos com canais de diâmetros hidráulico variando de 0,16 a 2,92 mm, fluxos de massa de 20 até 3.000 kg/(m²s) e fluxos de calor de 4 a 1.150 kW/m². Tal correlação foi ajustada para 12 diferentes refrigerantes e temperaturas de saturação variando de -194 a 97°C. Sua principal característica está no fato de considerar o fator de supressão, S , da correlação de Chen como uma função linear do título de vapor, pois conforme este aumenta inibe o crescimento das bolhas e leva à secagem em títulos elevados. Com relação ao fator de intensificação, F , este é influenciado pelo confinamento das bolhas em canais de diâmetro reduzido, sendo esta a principal razão das diferenças observadas na transferência de calor em tubos convencionais, mini e micro canais. Em tubos convencionais o coeficiente de transferência de calor aumenta a elevados títulos devido ao escoamento em regime anular. Para canais de dimensões menores, o aumento do coeficiente com o aumento do título é menor devido ao confinamento. Por isto os autores propõem uma equação para F em função do número de confinamento, Co .

As correlações de transferência de calor propostas nestes 4 trabalhos são apresentadas no ANEXO C.

2.6 CARACTERÍSTICAS DO ISOBUTANO (R-600a)

O refrigerante sobutano (R-600a) é uma alternativa para substituição de refrigerantes que apresentam um grande impacto ambiental, tanto na questão do aquecimento global, quanto na destruição da camada de ozônio. Até a década de 40, este hidrocarboneto era usado como refrigerante em refrigeradores domésticos, mas devido a seu potencial explosivo e à proposta de Thomas Midgley Jr. de utilizar clorofluorcarbonos como refrigerantes alternativos em 1930, o uso do R-600a acabou sendo eliminado.

Nos últimos anos, devido à preocupação com as questões ambientais, os refrigerantes à base de cloro, ou CFCs, como, por exemplo, o R-12, vêm sendo substituídos por refrigerantes alternativos com um baixo ou nenhum potencial de destruição da camada de ozônio. Inicialmente, foram substituídos pelos HCFCs, como o R-22, e logo pelos HFCs, à base de flúor, como o R-134a, cujo ODP é zero. Porém, o problema na utilização destes últimos está em seu alto potencial de aquecimento global. A Tab. (2.1) apresenta o grau de impacto de alguns refrigerantes disponíveis no mercado para sistemas de refrigeração, incluindo o hidrocarboneto isobutano, o R-600a.

Tabela 2.1 – Impacto ambiental de alguns refrigerantes.

Refrigerante	R-12	R-22	R-134a	R-600a
Classe	CFC	HCFC	HFC	HC
ODP	1,0	0,07	0	0
GWP	8.500	1.700	1.300	8
Presença na Atmosfera (anos)	130	15	16	<1

Verifica-se que dentre os refrigerantes apresentados na Tab. (2.1) o R-600a apresenta o menor impacto ambiental, o que tem servido de estímulo para a reutilização de refrigerantes naturais como os hidrocarbonetos em sistemas de refrigeração nos últimos anos. E de fato, o R-600a é atualmente amplamente utilizado como refrigerante em refrigeradores e congeladores domésticos, principalmente na Europa (SECOP, 2011).

Inúmeros estudos vêm sendo realizados com o uso do isobutano, bem como suas misturas com outros refrigerantes. Jwo, Ting e Wang (2009) realizaram uma investigação para determinar a eficiência do propano (R-290), do isobutano e da mistura deles em refrigeradores domésticos, em substituição ao R-134a. A mistura consistia em 50% de cada refrigerante e os resultados foram comparados com os obtidos com o refrigerante original. Concluíram que a mistura gerava uma economia de energia de até 4,4 % e com uma pressão 40 % menor que a do R-134a.

Investigações similares foram realizadas por Jung *et al.* (2000), porém com variações de 20 a 60 % de propano na mistura. Como resultado, obteve-se um aumento de 2,3 % no coeficiente de performance (COP) quando comparado ao refrigerante R-12 e um aumento da eficiência energética de até 4 % quando a mistura continha 60 % de propano.

Melhores resultados obtidos em experimentos com o uso de isobutano (como único refrigerante ou em misturas) se devem a algumas características peculiares deste refrigerante, quando comparadas a de outros. A Fig. (2.11) permite uma comparação da pressão de saturação em função da temperatura de saturação para os fluidos R-22, R-12, R-134a e do R-600a. Observa-se que à medida que a temperatura de saturação aumenta, o aumento na pressão de saturação do isobutano bem menor do que no caso dos outros três fluidos. Isso mostra que na troca de fase em temperaturas mais elevadas, o isobutano apresenta menores riscos à segurança de equipamentos (incluindo equipamentos compactos). Por exemplo, a 60 °C, a pressão de saturação do isobutano é equivalente a 51% da pressão do R-134a, 35,3% do R-22 e 56,3% do R-12. Tal característica é de grande vantagem em sistemas de refrigeração automotiva, onde as temperaturas podem atingir valores acima de 60 °C, quando automóveis são expostos ao Sol por longos períodos de tempo, principalmente no verão.

Outra característica importante do isobutano, em relação a outros refrigerantes, refere-se a sua entalpia de vaporização. O gráfico apresentado na Fig. (2.12) mostra a variação do calor latente de vaporização dos quatro refrigerantes em relação à variação de temperatura de saturação. A -30 °C, por exemplo, o calor latente de vaporização do R-12, R-22 e do R-134a representam 43, 59 e 57%, do calor latente de vaporização do R-600a, respectivamente. Já para uma temperatura de 95 °C, os respectivos percentuais de calor latente de vaporização do R-22, R-134a e do R-12, em relação ao isobutano, são de 17, 29 e 32%, respectivamente. Isso mostra que, comparativamente, para os quatro refrigerantes considerados, o isobutano apresenta um maior potencial de absorção de energia térmica durante mudanças de fase em diferentes temperaturas de saturação.

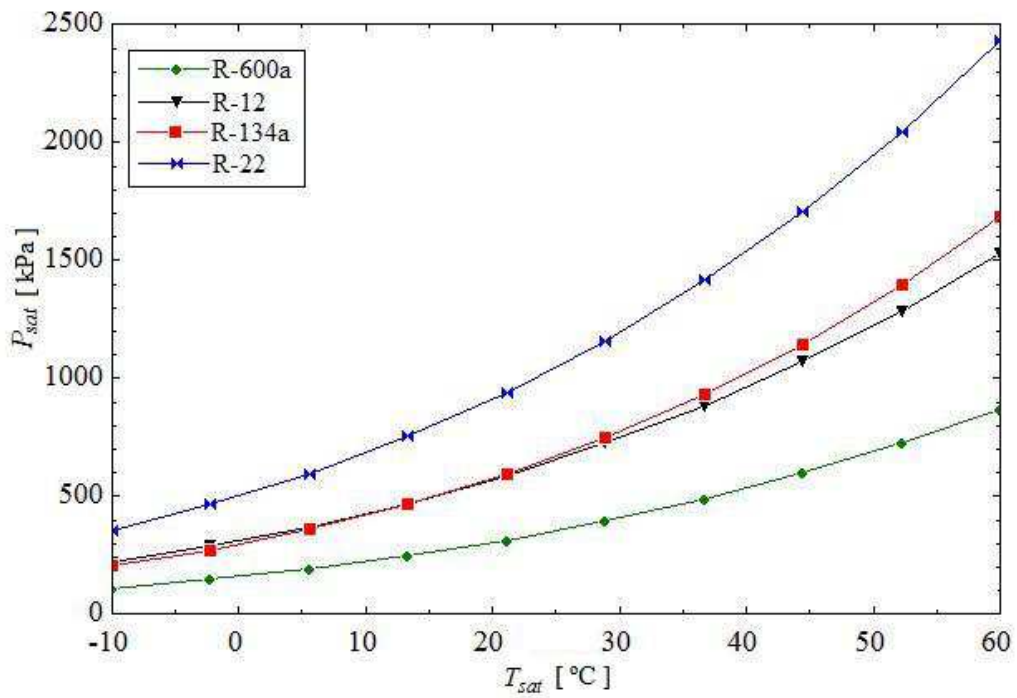


Figura 2.11 – Variação da pressão de saturação com a temperatura de saturação para diferentes refrigerantes.

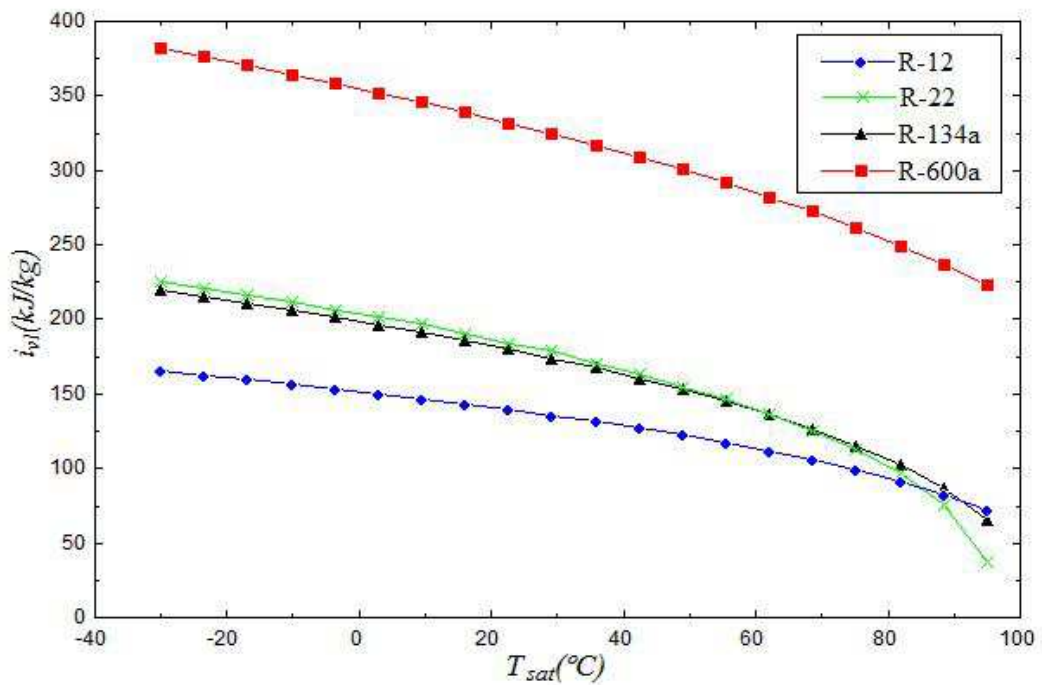


Figura 2.12 – Entalpia de vaporização em função da temperatura de saturação para diferentes refrigerantes.

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os testes experimentais da ebulição em convecção forçada do R-600a foram realizados com o objetivo de determinar a queda de pressão e a transferência de calor sob determinadas condições. Este capítulo apresenta a descrição do aparato experimental e do tratamento de dados para a obtenção dos resultados.

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL COM DIÂMETRO DE 2,6 mm

Uma bancada experimental foi desenvolvida para estudos de ebulição convectiva em tubos horizontais no LETEF (Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido-Dinâmicos) na UNISINOS. A bancada é constituída de um circuito fechado com vazão mássica controlada e foi projetada para operar com diferentes tipos de refrigerantes sob uma larga variação de condições de escoamento. A Fig. (3.1) apresenta o diagrama esquemático da bancada de testes, onde os experimentos com mini tubos são realizados.

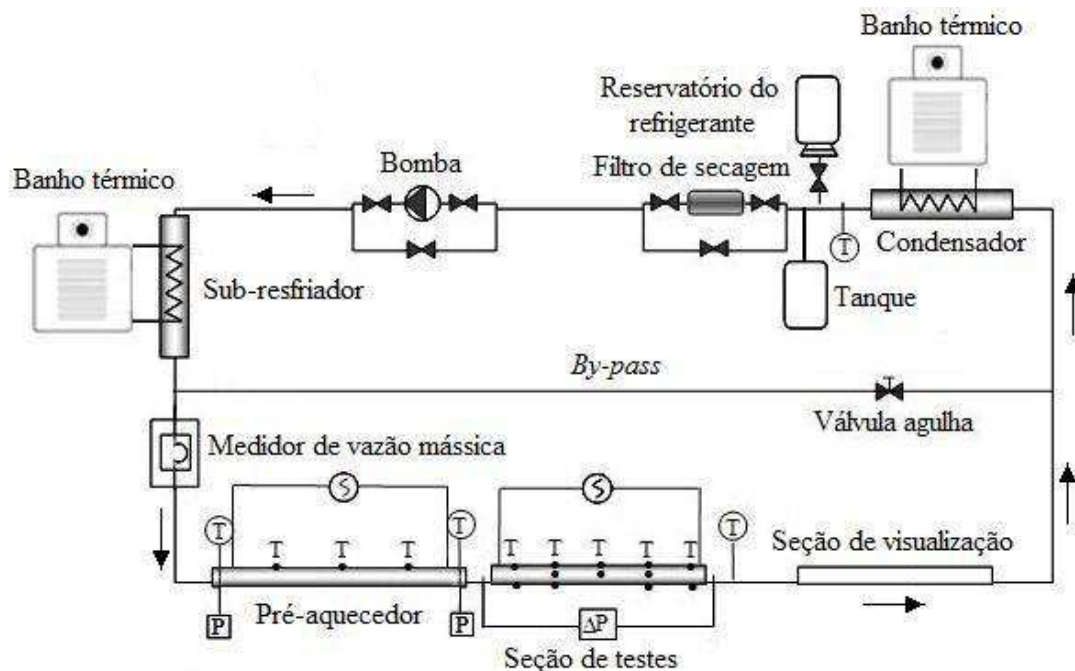


Figura 3.1 – Diagrama da bancada de testes.

A principal parte da bancada é constituída pela seção de pré-aquecimento (pré-aquecedor), pela seção de teste e por uma seção de visualização. Já a parte secundária é

formada por um condensador, um reservatório, um filtro de secagem, uma bomba, um medidor de vazão mássica e um sub-resfriador.

A Fig. (3.2) apresenta a bancada de testes, onde é possível observar os principais componentes destacados e a instrumentação. A descrição dos componentes da bancada é apresentada nos itens a seguir, onde são descritos os seus componente e a instrumentação.

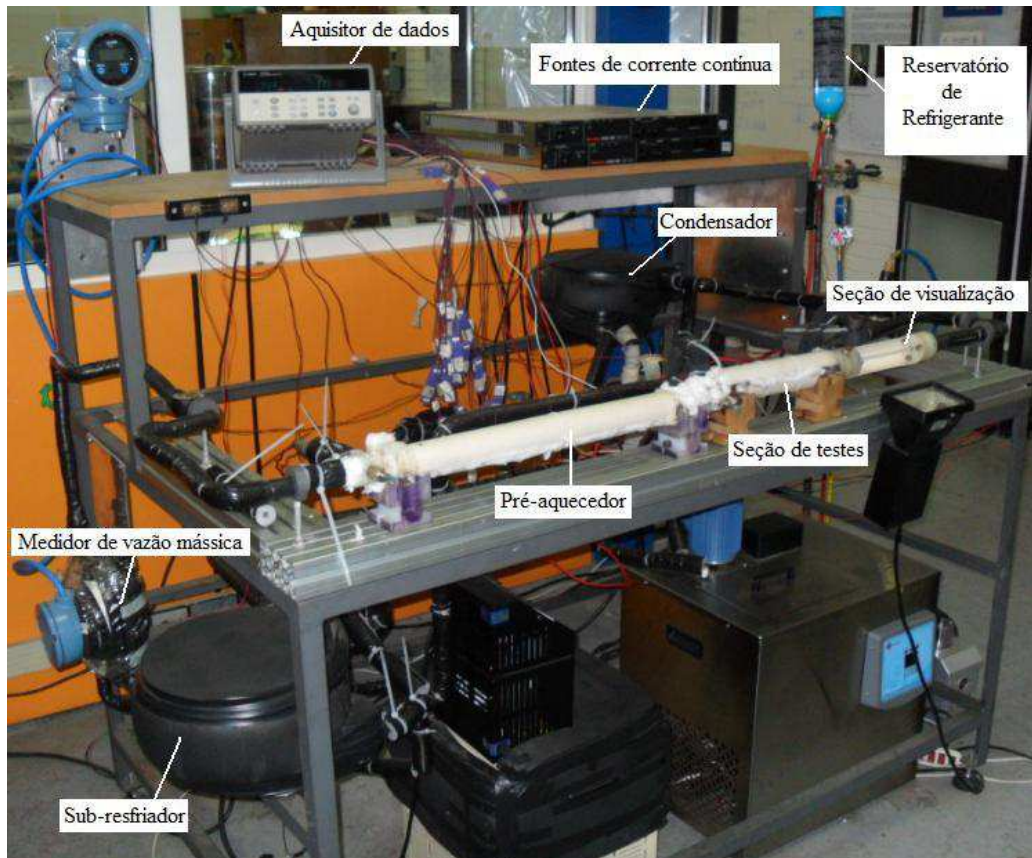


Figura 3.2 – Visualização da bancada experimental utilizada e seus componentes (LETEF – UNISINOS).

3.1.1 Pré-aquecedor

O pré-aquecedor (PA) tem por função estabelecer as condições de entrada do refrigerante (temperatura, pressão e título de vapor) na seção de teste. É constituído de um tubo de aço inoxidável com 445 mm de comprimento, conforme mostrado na Fig. (3.3a). Os diâmetros externo e interno são de 4,5 e 2,6 mm, respectivamente. Suas extremidades são fixadas em suportes contendo o mesmo diâmetro interno, fazendo a conexão com a seção de teste. O pré-aquecedor é aquecido por efeito Joule com o auxílio de uma fonte de potência e contém três termopares fixados na parte superior da parede externa para controle da

temperatura durante o aquecimento. O pré-aquecedor é isolado termicamente, conforme mostrado na imagem da Fig. (3.3b). O isolamento consiste em um revestimento de lã de vidro e uma capa protetora com o intuito de minimizar as perdas de calor para o ambiente.

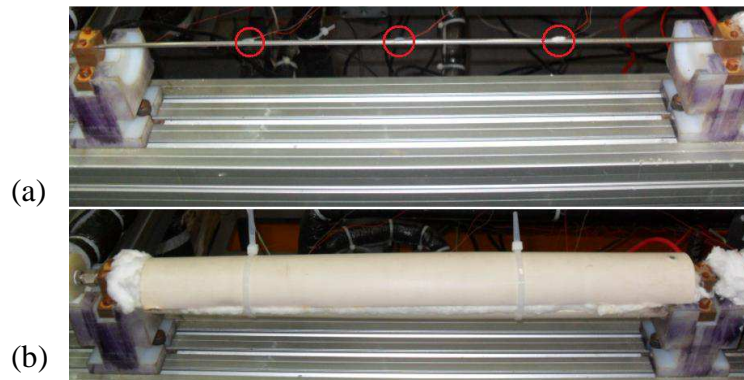


Figura 3.3 – Pré-aquecedor: (a) pré-aquecedor com três termopares fixados a sua parede externa na parte superior (circulados em vermelho); (b) pré-aquecedor revestido pelo isolamento térmico.

3.1.2 Seção de teste

Na seção de teste (ST) é onde se analisa efetivamente a transferência de calor e a queda de pressão. Assim como o pré-aquecedor, é constituída de um tubo de aço inoxidável apresentando os mesmos diâmetros externo e interno, porém com um comprimento de 185 mm e rugosidade interna absoluta é de $2,05 \mu\text{m}$. A entrada da seção de teste é conectada ao mesmo suporte, unindo-a ao pré-aquecedor. A outra extremidade da seção de teste encontra-se presa ao suporte responsável por uni-la à seção de visualização (SV), conforme mostrado na imagem da Fig. (3.4b). Junto à parede externa, são fixados dezesseis termopares responsáveis por medir temperaturas locais ao longo de seu comprimento. A seção de teste também é revestida com lã de vidro, como isolante térmico, e uma capa protetora (Fig. 3.4a).

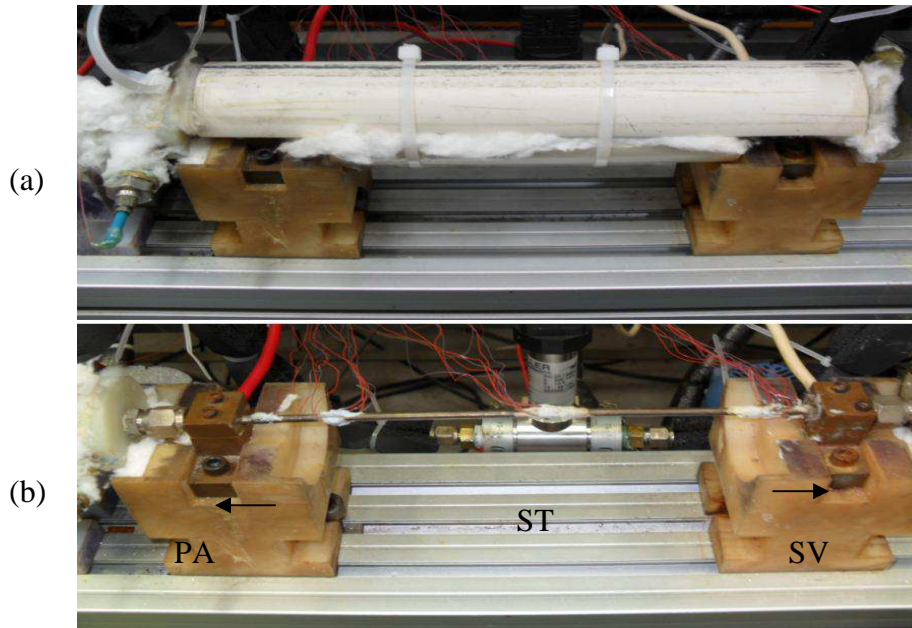


Figura 3.4 – Seção de teste: (a) seção de teste isolada termicamente; (b) seção de teste com a presença dos termopares fixados na parede externa do tubo.

3.1.3 Seção de visualização

Através da seção de visualização (SV) é possível observar e registrar os padrões de escoamento para cada teste realizado. Esta seção é constituída um tubo de vidro com o mesmo diâmetro interno do pré-aquecedor e da seção de teste, 2,6 mm, e comprimento de 155 mm, conforme mostrado na Fig. (3.5), o que garante a visualização do escoamento.

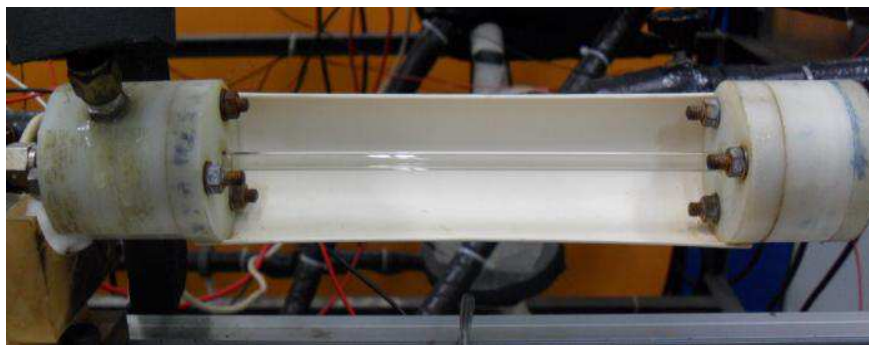


Figura 3.5 – Seção de visualização do escoamento.

3.1.4 Condensador

É um trocador de calor tipo duplo tubo que tem por finalidade condensar o refrigerante após a saída da seção de visualização para garantir o estado líquido ao chegar à bomba, fazendo com que a mesma opere uniformemente, evitando efeitos de cavitação. No condensador, o refrigerante troca calor com uma solução de água e etileno-glicol, que tem a temperatura controlada por circulação através de um banho térmico da marca QUIMIS, modelo Q21452.

Logo após o condensador, um tanque de refrigerante de aproximadamente 1,0 litro é colocado a montante da bomba com refrigerante em estado líquido, a fim de manter uma pressão estática constante na sucção da bomba.

3.1.5 Reservatório de refrigerante

Um reservatório de refrigerante é conectado ao circuito principal da bancada, como mostrado na Fig. (3.1) que opera como um regulador de pressão, mantendo estáveis as condições durante os experimentos.

3.1.6 Filtro de secagem

Um filtro secador para refrigerantes da marca FRIGELAR, modelo 100x1/4”R com capacidade de até 3.447 kPa é utilizado após a inserção de cada carga de refrigerante na bancada. Tal filtro é acoplado a um *by-pass* logo após a saída do tanque do refrigerante. Por intermédio da bomba, o refrigerante é posto a circular em todo o sistema por alguns minutos, garantindo assim a filtragem do mesmo. Logo após essa etapa, o *by-pass* contendo o filtro é fechado e o refrigerante passa diretamente do reservatório para a bomba.

3.1.7 Bomba

Uma bomba da marca Groschopp, modelo PM 8014 é responsável pela circulação do refrigerante ao longo da bancada. Tal bomba opera com tensão de 180 V, com rotação máxima de 3.800 rpm.

A vazão da bomba é estabelecida por meio de um controle de velocidade. Um ajuste fino da vazão é determinado por meio de uma linha *by-pass* contendo uma válvula do tipo agulha.

3.1.8 Sub-resfriador

O sub-resfriador é um trocador de calor duplo tubo, assim como o condensador, onde o refrigerante troca calor com uma solução de água e etileno-glicol com temperatura controlada por um banho térmico da marca MICROQUÍMICA, modelo MQBMP-01. A finalidade do sub-resfriador é garantir a total condensação do líquido evitando que haja a presença de vapor na entrada do pré-aquecedor, devido a perdas de pressão geradas pela bomba.

3.1.9 Instrumentação da bancada

3.1.9.1 Medidor de vazão mássica

A vazão mássica é medida por um medidor de vazão *Coriolis* da marca MicroMotion, modelo CMF010 com capacidade de leitura para vazões entre 0 e 10 g/s. Sua leitura é dada em corrente elétrica na faixa entre 4 e 20 mA . Junto ao medidor, há o sensor de leitura e ajuste, responsável pelo envio de sinal ao sistema de aquisição dados.

3.1.9.2 Transdutores de pressão

Na entrada e saída do pré-aquecedor, utilizaram-se dois transdutores de pressão absoluta do modelo Keller do tipo PAA-33X, com faixa de operação de 0 a 1.000 kPa. Sua leitura é dada em tensão na faixa de 0 a 10 V. Tais transdutores são acoplados junto aos suportes de fixação do pré-aquecedor e permitem medir a pressão na entrada e saída da seção de pré-aquecimento.

Na seção de teste tem-se um transdutor de pressão diferencial modelo Keller do tipo PD-23 que opera na faixa de 0 a 20 kPa cuja leitura é dada em tensão entre 0 e 10 V. Sua função é medir a diferença de pressão entre a entrada e saída da seção de teste. Os terminais

do transdutor foram conectados em tubos de cobre cujas extremidades encontram-se acopladas aos suportes de fixação da seção.

3.1.9.3 Termopares

A bancada de testes apresenta um total de 23 termopares níquel-cromo (tipo E) da marca Ômega, com 0,076 mm de espessura e são utilizados para medir temperatura em diferentes pontos.

Têm-se termopares, especialmente encapsulados, posicionados na entrada e saída do pré-aquecedor, na saída da seção de teste e na saída do condensador

Foram também utilizados termopares fixados diretamente na parede externa dos tubos através de adesivo termo condutor, isolante elétrico e resistente a altas temperaturas. Três termopares foram fixados na parte superior do pré-aquecedor.

Na seção de teste os termopares estão em três posições centrais do tubo, conforme esquema da Fig. (3.6), quatro termopares em cada posição separados de 90° um do outro, de forma a medir as temperaturas no perímetro do tubo. Também na entrada e saída do tubo da seção de teste têm-se fixados dois termopares na parede, na parte superior e inferior.

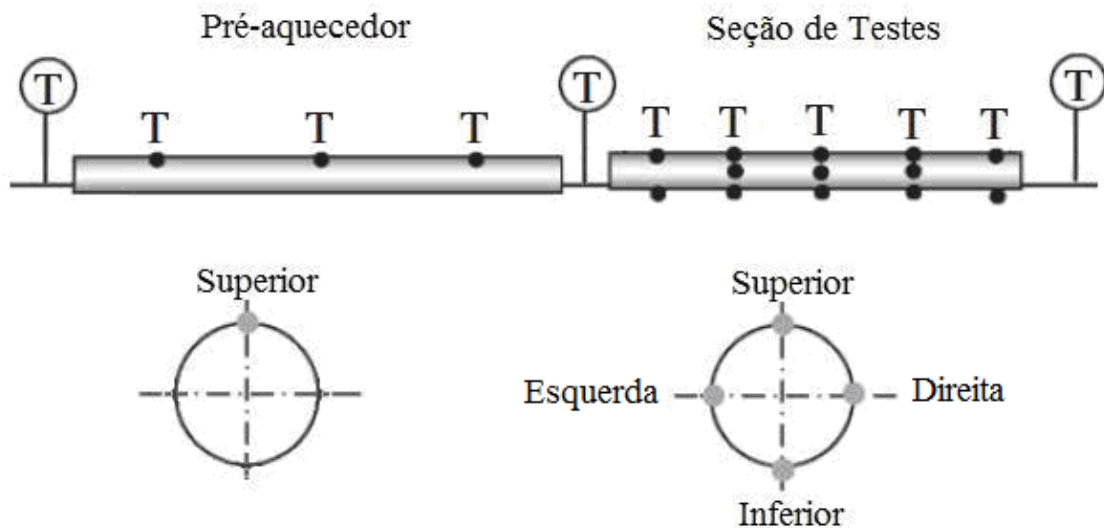


Figura 3.6 – Esquema da distribuição e posição dos termopares ao longo do pré-aquecedor e da seção de teste.

Todos os termopares foram previamente calibrados com base em um termômetro analógico de referência com divisão de 0,1 °C. Dessa forma, geraram-se curvas de calibração para cada termopar dada pela Eq. (3.1),

$$T_{ref} = \alpha T_{term} + \beta \quad (3.1)$$

onde T_{ref} é a temperatura indicada pelo termômetro de referência e α e β representam os coeficientes de ajuste e T_{term} corresponde à temperatura medida pela termopar. Tais curvas de calibração foram inseridas no programa de aquisição de dados. Uma melhor descrição da utilização dos termopares ao longo do pré-aquecedor e da seção de teste, bem como as incertezas obtidas nas medidas são dadas nas seções 3.3 e 3.5, respectivamente.

3.1.9.4 Fontes de corrente contínua

Dois fontes de corrente contínua da marca SORENSEN, modelo DCS 8-125E de 1 kW são utilizadas para o aquecimento do pré-aquecedor e da seção de teste por efeito Joule, garantindo fluxo de calor constante ao longo de cada seção. Estas fontes de potência permitem trabalhar com tensão até 8 V e corrente até 125 A e apresentam uma incerteza de 0,1 % + 12 mA, em relação à corrente elétrica, e 0,1 % + 500 mV, em relação à tensão.

3.1.9.5 Sistema de aquisição de dados

Um sistema da aquisição de dados composto de um multímetro *Agilent* modelo 34970A, é conectado a um microcomputador via RS232. O Software *BenchLink Data Logger* da *Agilent*, cuja tela de dados registrados é apresentada na Fig. (3.7), foi usado para monitorar e fazer a aquisição dos dados de pressões, temperaturas e vazão de cada experimento.

3.1.9.6 Câmera de imagens de alta velocidade

Para o registro dos padrões de escoamento observados nos experimentos, utilizou-se uma câmera de alta velocidade da *MotionPro*, modelo Y4-S1, com capacidade de captura de 3.000 imagens por segundo com sua máxima resolução. Para todos os testes realizados na bancada, as imagens foram capturadas com enquadramento reduzido, garantindo a captura de 5.700 imagens por segundo, sem comprometer a qualidade da imagem.

Para garantir a qualidade das imagens obtidas com a câmera, um sistema de iluminação constituído por LEDs de alta intensidade foi montado junto à seção de visualização.

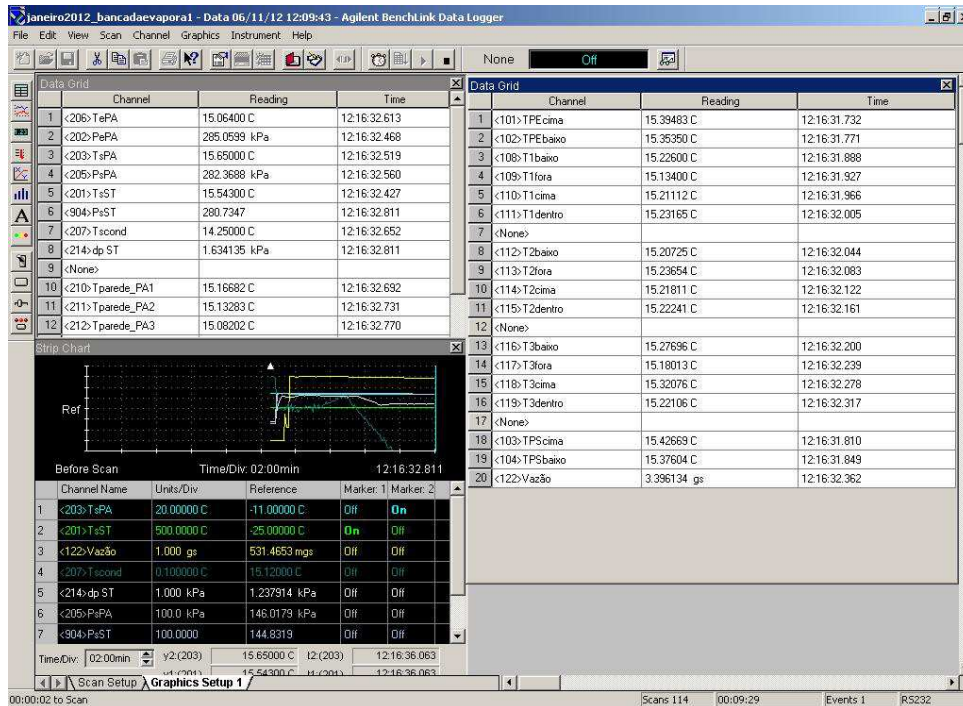


Figura 3.7 – Interface do software de aquisição de dados.

3.2 BANCADA EXPERIMENTAL COM TUBO DE DIÂMETRO DE 1,0 mm

Uma segunda bancada experimental foi adaptada no Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia - LEPTEN do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para análise do efeito do diâmetro do tubo sobre a queda de pressão em escoamento monofásico adiabático do R-600a. Da mesma forma que a bancada descrita na seção anterior, esta segunda bancada é formada por um circuito fechado com vazão mássica controlada, conforme esquema da Fig. (3.8).

A bancada possui basicamente uma seção de teste, a seção de visualização, condensador, reservatório de refrigerante, filtro de secagem, uma bomba e um medidor de vazão mássica.

Uma imagem da bancada pode ser vista na Fig. (3.8), onde é possível observar os principais componentes, cuja descrição é apresentada nos itens a seguir

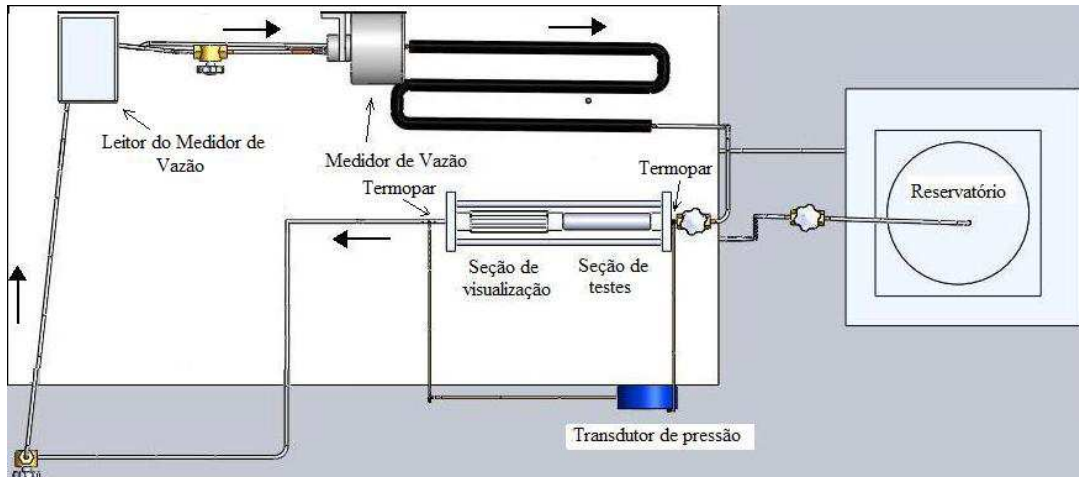


Figura 3.8 – Diagrama da bancada de testes com $D_i = 1,0$ mm.

3.2.1 Seção de teste

A seção de teste é constituída de um tubo de aço inoxidável apresentando $D_e = 1,4$ mm, $D_i = 1,0$ mm e comprimento de 148 mm. Sua entrada é conectada a um tubo de cobre de diâmetro interno de 4,5 mm e a saída à seção de visualização. A Fig. (3.9) apresenta a seção de teste e a seção de visualização, bem como a localização dos terminais dos transdutores de pressão e termopares. Observa-se que a seção de teste é revestida com uma calha de isolante térmico para garantir a condição adiabática durante os testes.

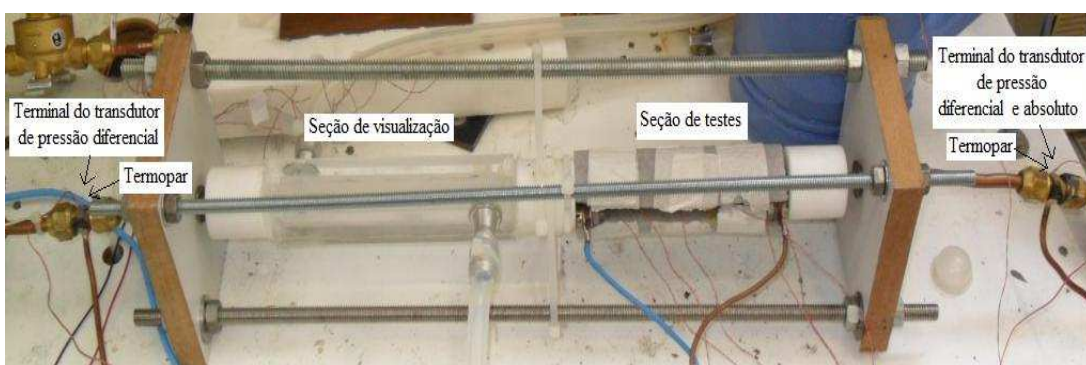


Figura 3.9 – Seção de teste conectada à seção de visualização.

3.2.2 Seção de visualização

Uma seção de visualização foi utilizada para controlar a possível presença de bolhas em alguns dos testes durante o escoamento monofásico. Tal seção é constituída de um tubo de

vidro de $D_i = 1,0$ mm e comprimento de 130 mm, o qual passa através de uma caixa de acrílico, onde água proveniente de um banho térmico circula mantendo a temperatura da parede externa do tubo de vidro constante. No caso de experimentos em mudança de fase, esta seção tem por função permitir a visualização de padrões de escoamento.

3.2.3 Condensador

O condensador, indicado na Fig. (3.10), é constituído por um trocador de calor tipo duplo tubo que tem por finalidade condensar o refrigerante para garantir o estado líquido ao chegar à bomba, fazendo com que a mesma opere uniformemente, evitando efeitos de cavitação. No condensador, o refrigerante troca calor com uma solução de água e etileno-glicol, que tem a temperatura controlada por circulação através de um banho térmico.

3.2.4 Reservatório de refrigerante

O reservatório de refrigerante, indicado na Fig. (3.8), é constituído de um cilindro de aço inoxidável com $D_i = 650$ mm e altura de 150 mm, sendo sua capacidade máxima de aproximadamente 5 l. Este reservatório permite estabilizar a pressão, mantendo estáveis as condições durante os experimentos.

3.2.5 Filtro de secagem

Um filtro secador para refrigerantes da marca Danfoss, modelo DML 052 com capacidade de 4.600 kPa encontra-se junto à entrada do medidor de vazão Coriolis.

3.2.6 Bomba

Uma bomba de deslocamento positivo da marca Groschopp, modelo PM 8014, indicada na Fig. (3.10), é responsável pela circulação do refrigerante ao longo da bancada. Tal bomba opera com tensão de 180 V, com rotação máxima de 3.800 rpm.

A vazão da bomba é estabelecida por meio de um controle de velocidade. Um ajuste fino da vazão é determinado por meio de uma linha *by-pass* contendo uma válvula do tipo agulha.

3.2.7 Instrumentação da bancada

3.2.7.1 Medidor de vazão mássica

A vazão mássica é medida por um medidor do tipo Coriolis da marca Siemens, modelo MASS 2100 – DI 1.5, indicado nas Figs (3.8) e (3.10), com capacidade de leitura para vazões entre 0 e 18 g/s. Sua leitura é dada em corrente elétrica na faixa entre 4 e 20 mA e sua incerteza da ordem de 0,1 % em relação ao fundo de escala. Junto ao medidor, há o sensor de leitura (MASS 6000) e ajuste, responsável pelo envio de sinal ao sistema de aquisição de dados.

3.2.7.2 Transdutores de pressão

Na entrada da seção de teste utiliza-se um transdutor de pressão absoluta Warme do Brasil, modelo WTP-4010, com faixa de operação de 0 a 700 kPa. Sua leitura é dada em tensão na faixa de 0 a 10 V e incerteza de 0,5 %. Antes da seção de teste e após a seção de visualização encontram-se os terminais do transdutor de pressão diferencial da marca Zürich do modelo PSI.EX.H.DIF, que opera na faixa de 0 a 20 kPa cuja leitura é dada em tensão entre 0 e 20 mA, com incerteza de 0,25 %. Sua função é medir a diferença de pressão entre a entrada da seção de teste e a saída da seção de visualização. Os terminais do transdutor foram conectados a tubos de cobre, cujas extremidades encontram-se acopladas aos suportes de fixação da seção. Ambos os transdutores são apresentados na Fig. (3.10).

3.2.7.3 Termopares

Dois termopares são utilizados para determinar, de maneira intrusiva, a temperatura do refrigerante na entrada da seção de teste e saída da seção de visualização. Para isso, os termopares são inseridos dentro dos tubos mantendo suas pontas no centro da secção

transversal. Tais termopares são de níquel-cromo (tipo E) da marca Ômega, com 0,076 mm de espessura e incerteza de ± 1 °C, conforme fabricante.

3.2.7.4 Sistema de aquisição de dados

Um sistema da aquisição de dados, indicado na Fig. (3.10), é composto de um multímetro *Agilent* modelo 34970A, conectado a um microcomputador via RS232. Um programa desenvolvido em *LabView* é utilizado para monitorar as condições de vazão, temperatura e pressão, bem como para realizar a aquisição dos dados medidos para as diferentes condições de teste.

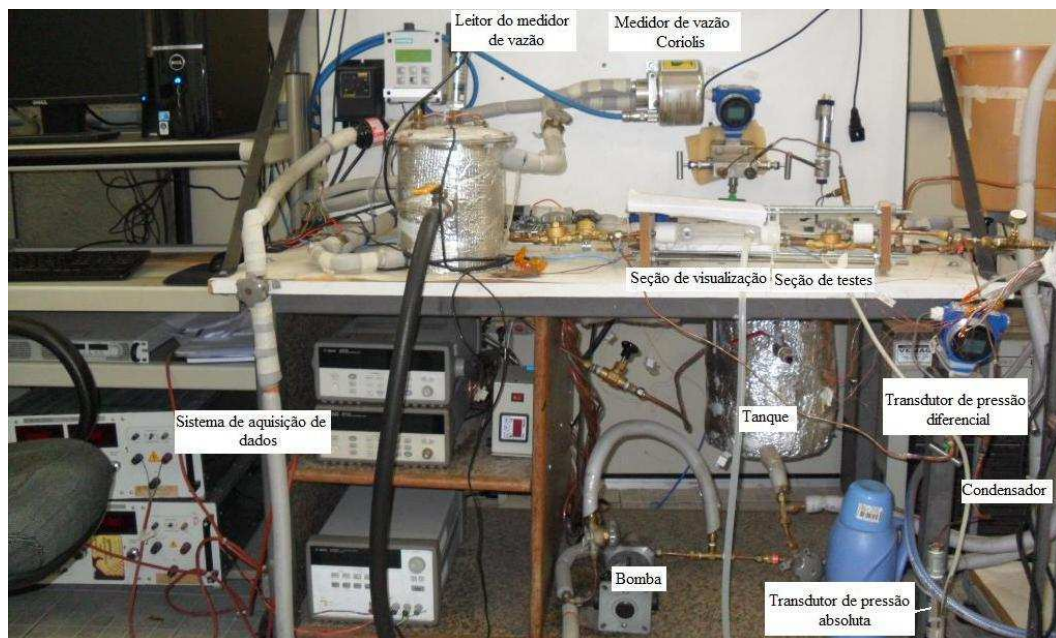


Figura 3.10 – Visualização da bancada experimental com $D_i = 1,0$ mm (LEPTEN – UFSC).

3.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA O DIÂMETRO DE 2,6 mm

3.3.1 Testes monofásicos

Os testes realizados com escoamento monofásico têm por objetivo principal validar a bancada experimental e os procedimentos adotados, determinando as perdas de calor, tanto no pré-aquecedor, quanto na seção de teste. Também, determinar os coeficientes de transferência

de calor e a queda de pressão por atrito, comparando com correlações estabelecidas para o escoamento interno monofásico do refrigerante líquido.

Todos os experimentos são realizados fixando-se a temperatura do refrigerante no sub-resfriador e condensador, garantindo assim o controle de sua pressão estática. Com a temperatura e pressão do refrigerante controladas, estabelece-se a vazão mássica desejada, primeiramente ajustando o controle de velocidade da bomba e em seguida, fazendo o ajuste fino por meio da válvula localizada no *by-pass*. Em todos os experimentos, deve ser garantida a condição de líquido sub-resfriado ao longo do pré-aquecedor e da seção de teste, evitando a vaporização. No escoamento monofásico, analisam-se tanto a transferência de calor para diferentes condições de aquecimento, como a queda de pressão para situações adiabáticas.

A Tab. (3.1) apresenta as condições para os testes monofásicos realizados. Nos testes para avaliar a queda de pressão foram consideradas as diferentes vazões mássicas apresentadas na tabela, já para os testes de transferência de calor, para cada vazão mássica deve-se testar o efeito da variação do fluxo de calor na seção de teste e o cálculo das perdas térmicas. Foram registrados dados de temperatura e pressão nas duas seções durante os testes.

Tabela 3.1 - Faixa de parâmetros utilizados nos experimentos de escoamento monofásico em mini tubo de 2,6 mm.

Fluxo de calor na seção de teste, q'' [kW/m ²]	0, 20, 34
Fluxo de massa, G [kg/m ² s]	188, 240, 280 e 370
Potência aplicada ao pré-aquecedor, P_{PA} [W]	0, 35, 82, 112 e 188

3.3.2 Testes em ebulição

Para realização dos experimentos de ebulição inicialmente deve-se ajustar a bancada de modo a evitar oscilações de pressão e verificar que o refrigerante esteja na condição de líquido comprimido. Isto é feito pelo controle de temperatura dos banhos térmicos do condensador e do sub-resfriador. Uma vez estabilizada a temperatura dos banhos, a vazão mássica do refrigerante é ajustada através do controle de velocidade da bomba. Em seguida, é estabelecida a condição de saturação inicial pelo aquecimento do refrigerante no pré-aquecedor. O controle da temperatura de saturação é realizado pela pressão e com o auxílio dos banhos térmicos. Após alcançada a condição de saturação, a seção de teste é aquecida a uma potência pré-estabelecida, mantendo a condição de saturação ao longo de seu

comprimento. O título de vapor desejado na entrada da seção de teste é obtido através do ajuste de potência aplicada no pré-aquecedor, mantendo todos os outros parâmetros fixos.

Uma vez alcançada a estabilidade de todos os parâmetros envolvidos, coletam-se todos os dados por meio do multímetro *Agilent*. Paralelamente são registrados os padrões de escoamento com o auxílio da câmera de alta velocidade. Este procedimento é realizado para diferentes condições de aquecimento do pré-aquecedor e da seção de teste, e diferentes vazões mássicas, sempre garantindo a condição de saturação na entrada da seção de teste.

A Tab. (3.2) apresenta a faixa utilizada dos parâmetros considerados nos testes de ebulição do R-600a para o tubo de 2,6 mm.

Tabela 3.2 – Faixa de parâmetros utilizados nos experimentos de ebulição convectiva do R - 600a em mini tubo de 2,6 mm.

Fluxo de calor na seção de teste, q''_{ST} [kW/m ²]	28, 56, 100 e 134
Fluxo de massa, G [kg/(m ² s)]	188, 240, 280 e 370
Temperatura de saturação, T_{sat} [°C]	22
Pressão média, P_{sat} [kPa]	323,50
Potência aplicada ao pré-aquecedor, P_{PA} [W]	35, 80, 110 e 190

3.3.3 Tratamento dos dados experimentais

3.3.3.1 Escoamento monofásico

3.3.3.1.1 Determinação das perdas de calor no pré-aquecedor e na seção de teste

Para estabelecer a confiabilidade na determinação experimental dos coeficientes de transferência de calor, inicialmente realizam-se testes monofásicos com o refrigerante no pré-aquecedor e na seção de teste, para condições estabelecidas de fluxo de calor e vazão mássica. A partir dos dados de temperatura e pressão, avaliaram-se as perdas de calor em ambas as seções comparando com a potência elétrica fornecida. Assim, conforme Eq. (3.2) a eficiência do processo de transferência de calor é calculada relacionando a taxa de calor dada pelo balanço de energia na seção, e a potência aplicada, como:

$$\eta = \frac{\dot{m}(i_s - i_e)}{P} \quad (3.2)$$

onde η é a eficiência, \dot{m} a taxa de massa, i_s e i_e as entalpias do refrigerante na condição de saída e entrada da seção, respectivamente, e P é a potência elétrica fornecida. O cálculo da eficiência é realizado tanto para o pré-aquecedor quanto para a seção de teste.

3.3.3.1.2 Determinação do coeficiente de transferência de calor local em escoamento monofásico

Para o cálculo do coeficiente de transferência foram feitas as seguintes considerações, tanto para o caso de escoamento monofásico, quanto para o escoamento com ebulição:

- Taxa de calor na direção axial é considerada desprezível;
- A geração volumétrica de calor por efeito Joule, e portanto o fluxo de calor, são uniformes ao longo do tubo, tanto no pré-aquecedor, como na seção de teste;
- A queda de pressão na seção de teste é uma função linear do comprimento do tubo.

Na seção de teste, a temperatura média local da parede externa é obtida pela média das temperaturas medidas no perímetro do tubo em uma dada posição z ao longo do tubo. A Fig. (3.11) apresenta a distribuição dos termopares ao longo da parede externa da seção de teste nas cinco posições estabelecidas: $z_1 = 0$; $z_2 = 46$ mm; $z_3 = 93$ mm; $z_4 = 139$ mm e $z_5 = 185$ mm.

Para os pontos extremos z_1 e z_5 , a temperatura média da parede externa, \bar{T}_{pe} , é determinada pela média das medidas superior e inferior. Já para os pontos intermediários z_2 , z_3 e z_4 , a temperatura média local da parede externa é determinada pela Eq. (3.3),

$$\bar{T}_{pe} = \frac{T_{pe,sup} + T_{pe,dir} + T_{pe,esq} + T_{pe,inf}}{4} \quad (3.3)$$

onde $T_{pe,sup}$ e $T_{pe,inf}$ correspondem às temperaturas na posição superiores e inferior do tubo, respectivamente, e $T_{pe,dir}$ e $T_{pe,esq}$ são as temperaturas de parede na parte direita e esquerda da seção de teste, respectivamente, conforme mostrado na Fig. (3.11).

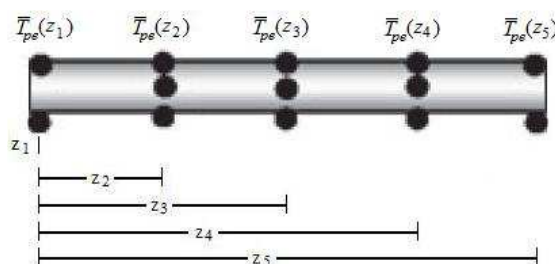


Figura 3.11 – Arranjo esquemático das cinco posições contendo termopares ao longo da parede externa da seção de teste.

O coeficiente de transferência de calor médio local para escoamento monofásico é determinado pela Eq. (3.4),

$$\bar{h}_{\text{exp-ST}}(z) = \frac{q''_{ST}}{(\bar{T}_{pi}(z) - \bar{T}_{ref}(z))} \quad (3.4)$$

onde $\bar{T}_{pi}(z)$ é a temperatura média local da parede interna, $\bar{T}_{ref}(z)$ corresponde à temperatura média local de saturação do refrigerante e q''_{ST} representa o fluxo de calor aplicado à seção de teste.

O fluxo de calor da seção de teste q''_{ST} é definido pela Eq. (3.5),

$$q''_{ST} = \frac{\eta_{ST} P_{ST}}{A_{pi}} \quad (3.5)$$

onde, por sua vez, η_{ST} é a eficiência da transferência de calor, P_{ST} é a potência aplicada, e, portanto, o produto corresponde à taxa de calor efetivamente aplicada à seção de teste, e A_{pi} é a área da superfície interna da seção de teste e é dada pela Eq. (3.6),

$$A_{pi} = \pi D_i L \quad (3.6)$$

onde D_i é o diâmetro interno do tubo e L corresponde ao comprimento da seção de teste.

A temperatura média local do refrigerante é dada pelo balanço de energia na seção de teste em cada posição z , conforme Eq. (3.7),

$$\bar{T}_{ref}(z) = \bar{T}_{pe}(z) + \frac{q''_{ST} \pi D_i}{\dot{m} c_p} z \quad (3.7)$$

onde c_p é o calor específico do refrigerante.

Já a temperatura média local de parede interna foi calculada assumindo a condução radial através da parede do tubo, sujeito à geração interna de calor, segundo Eq. (3.8),

$$\bar{T}_{pi}(z) = \bar{T}_{pe}(z) + \frac{\dot{q}_{ST}}{4k_{ai}} (r_e^2 - r_i^2) - \frac{\dot{q}_{ST}}{2k_{ai}} r_e^2 \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (3.8)$$

onde \dot{q}_{ST} corresponde ao calor gerado na espessura do tubo da seção de teste, k_{ai} é a condutividade térmica do aço inoxidável, cujo valor considerado foi de 14,9 W/(mK), e r_e e r_i correspondem aos raios externo e interno do tubo da seção de teste, respectivamente.

O calor gerado na seção de teste é dado pela Eq. (3.9),

$$\dot{q}_{ST} = \frac{q_{ST}}{V_{esp}} = \frac{\eta_{ST} P_{ST}}{(r_e^2 - r_i^2) \pi L} \quad (3.9)$$

sendo V_{esp} o volume da parede do tubo da seção de teste.

3.3.3.1.3 Determinação da queda de pressão no escoamento monofásico

A queda de pressão em escoamento monofásico adiabático é gerada por perdas por atrito e por perdas localizadas na entrada e saída dos tubos.

Experimentalmente, foram medidas as pressões na entrada e saída do pré-aquecedor, e na seção de teste, diretamente pelo transdutor de pressão diferencial.

A queda de pressão por atrito é determinada pela Eq. (3.10),

$$\Delta p_{atrit} = f \frac{G^2 L}{2D_i \rho_l} \quad (3.10)$$

onde f é o fator de atrito, ρ_l a massa específica do refrigerante em estado de líquido comprimido e G representa o fluxo de massa, dado pela Eq. (3.11),

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ts}} \quad (3.11)$$

onde \dot{m} é a taxa de massa e A_{ts} corresponde à área de escoamento da seção de teste.

Teoricamente, em escoamento monofásico, o regime depende do número de Reynolds, Re . Para condições de escoamento laminar plenamente desenvolvido, o fator de atrito, f , em função de Re é dado pela Eq. (3.12).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.12)$$

Já para as condições de escoamento de transição a turbulento plenamente desenvolvido, e desprezando a rugosidade do tubo, o fator de atrito pode ser determinado pela correlação de Petukhov (1970), conforme a Eq. (3.13) válida para $3.000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$, validado para tubos com diâmetro interno superiores a 1 mm.

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (3.13)$$

Considerando a rugosidade do tubo, o fator de atrito também pode ser determinado pela correlação de Haaland (1983), descrita, por sua vez, pela Eq.(3.14),

$$f = \left\{ -1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{e}{3,7D_i} \right)^{\frac{10}{9}} \right] \right\}^{-2} \quad (3.14)$$

onde e representa a rugosidade relativa da parede interna da seção de teste, definida pela Eq. (3.15),

$$e = \frac{Ra}{D_i} \quad (3.15)$$

Uma vez estabelecida a queda de pressão por atrito, a perda localizada na entrada e saída, Δp_{es} , pode ser determinada pela Eq. (3.16),

$$\Delta p_{es} = \Delta p_{exp} - \Delta p_{atrit} \quad (3.16)$$

onde Δp_{exp} representa a queda de pressão medida pelo transdutor de pressão diferencial.

3.3.3.2 Escoamento em ebulição

3.3.3.2.1 Determinação do coeficiente de transferência de calor na ebulição

A condição de entrada do refrigerante na seção de teste é estabelecida pelo pré-aquecedor. Para uma potência de aquecimento, P_{PA} , conhecida, a entalpia de entrada do pré-aquecedor, i_{e-PA} , é determinada a partir da temperatura e pressão do refrigerante na condição de líquido comprimido. Assim, a entalpia de saída do pré-aquecedor, que corresponde à entalpia de entrada da seção de teste, i_{e-ST} , é determinada a partir de um balanço de energia nesta seção, conforme a Eq. (3.17),

$$i_{e-ST} = \frac{\eta_{PA} P_{PA}}{\dot{m}} + i_{e-PA} \quad (3.17)$$

onde o produto $\eta_{PA} P_{PA}$ representa a potência térmica efetivamente aplicada ao pré-aquecedor.

Por meio da entalpia de entrada da seção de teste, calcula-se o título de entrada da seção por meio da Eq. (3.18),

$$X_{e-ST} = \frac{i_{e-ST} - i_l}{i_{lv}} \quad (3.18)$$

onde i_l é a entalpia do líquido saturado, i_v é a entalpia do vapor saturado e i_{lv} representa o calor latente de vaporização para a condição de saturação de pressão e temperatura.

O coeficiente de transferência de calor por convecção médio local para escoamento com ebulição é calculado pela Eq. (3.19),

$$\bar{h}_{\text{exp-ST}}(z) = \frac{q''_{ST}}{T_{pi} - T_{sat}} \quad (3.19)$$

onde T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido que, por sua vez, é função da pressão de saturação p_{sat} .

Já a pressão de saturação é considerada como uma função linear do comprimento da seção de teste, dada pela Eq. (3.20),

$$p_{sat}(z) = p_{sat-e-ST} + \frac{\Delta p}{L} z \quad (3.20)$$

onde $p_{sat-e-ST}$ corresponde a pressão de saturação medida na entrada na seção de teste, Δp representa a variação de pressão entre a entrada e saída da seção de teste medida pelo transdutor de pressão diferencial.

3.3.3.2.2 Determinação da queda de pressão por atrito no escoamento com ebulição

Para o escoamento com ebulição, a queda de pressão é a soma das componentes do atrito, das perdas por entrada e saída da seção e a queda de pressão por aceleração. Assim a queda de pressão devido ao atrito na seção de teste é dada pela Eq. (3.21),

$$\Delta p_{atrit} = \Delta p_{exp} - \Delta p_{es} - \Delta p_{ac} \quad (3.21)$$

onde Δp_{atrit} é a perda de pressão por atrito, Δp_{exp} é a queda total de pressão medida, Δp_{es} é a queda de pressão localizada de entrada e saída e Δp_{ac} corresponde à perda de pressão por aceleração.

A perda de pressão por aceleração é causada pelo aumento do volume específico durante o processo de vaporização. Tal queda de pressão é calculada pelo modelo homogêneo (THOME, 2010) para dois pontos da seção de teste, segundo a Eq. (3.22),

$$\Delta p_{ac} = G^2 \left[\left(\frac{X_4^2}{FV_4 \rho_{v4}} + \frac{(1-X_4)^2}{(1-FV_4) \rho_{l4}} \right)_2 - \left(\frac{X_2^2}{FV_2 \rho_{v2}} + \frac{(1-X_2)^2}{(1-FV_2) \rho_{l2}} \right)_1 \right] \quad (3.22)$$

sendo ρ_l e ρ_v as massas específicas do refrigerante nos estados de líquido e de vapor, respectivamente, X é o título de vapor e a fração de vazio, FV , é dada pela Eq. (3.23) do modelo homogêneo, que considera a relação entre massas específicas e título de vapor.

$$FV = \frac{\frac{X}{\rho_v}}{\frac{X}{\rho_v} + \frac{(1-X)}{\rho_l}} \quad (3.23)$$

Neste modelo considera o escoamento bifásico, no caso líquido e vapor, como um escoamento monofásico tomando-se a média das propriedades do fluido que, por sua vez, depende do título de vapor.

Os títulos de vapor, bem como as massas específicas, dependem da pressão e da temperatura de saturação.

3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL COM O TUBO DE DIÂMETRO DE 1,0 mm

Na bancada de testes descrita na seção 3.2 foram realizados experimentos com o isobutano em escoamento monofásico, verificando o efeito da redução do diâmetro do tubo. As condições da bancada foram ajustadas fixando-se a temperatura do refrigerante junto à entrada da seção de teste e com a temperatura e pressão do refrigerante controladas, a vazão mássica desejada é estabelecida por meio do controle de velocidade da bomba. Os ajustes finos são realizados com o auxílio das válvulas localizadas junto a bomba, medidor de vazão e antes da seção de teste. A condição de líquido sub-resfriado é garantida com base no controle de temperatura e pressão, com o auxílio dos transdutores de pressão e termopares indicados na Fig. (3.10).

Os testes para a determinação da queda de pressão foram realizados para quatro distintas vazões mássicas. A Tab. (3.3) apresenta as condições para os testes monofásicos adiabáticos realizados na bancada de testes em questão.

Tabela 3.3 - Faixa de parâmetros utilizados nos experimentos de escoamento monofásico em mini tubo de 1,0 mm.

Fluxo de calor na seção de teste, q'' [kW/m ²]	0
Fluxo de massa, G [kg/m ² s]	440, 556, 740 e 930
Temperatura média do refrigerante [°C]	8

3.4.1 Tratamento dos dados experimentais

3.4.1.1 Determinação da queda de pressão no escoamento monofásico

A Fig. (3.12) apresenta um esquema da distribuição das perdas de pressão existentes entre os terminais do transdutor de pressão diferencial.

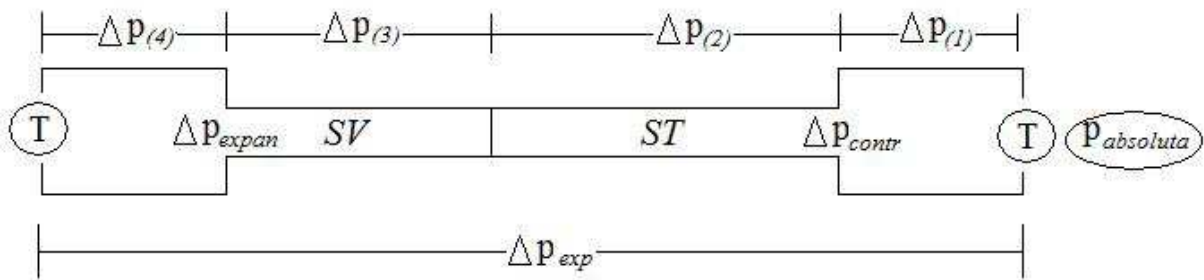


Figura 3.12 – Arranjo esquemático das perdas de pressão consideradas.

A queda de pressão em escoamento monofásico adiabático se deve às perdas devido aos efeitos de expansão, Δp_{expan} , e contração, Δp_{contr} , entre os tubos com diferentes diâmetros e perdas por atrito. Neste caso, consideram-se as perdas de pressão por atrito em: (1) tubo de cobre interligando os terminais dos transdutores de pressão absoluta e diferencial e termopar à seção de teste, $\Delta p_{atrit(1)}$; (2) seção de teste, $\Delta p_{atrit(2)}$; (3) seção de visualização, $\Delta p_{atrit(3)}$, e (4) tubo de cobre que interliga a seção de visualização ao terminal do transdutor de pressão diferencial e termopar, $\Delta p_{atrit(4)}$.

Assim, a perda de pressão total na seção de teste, Δp_{exp} , é dada pela Eq. (3.24).

$$\Delta p_{exp} = (\Delta p_{atrit(1)} + \Delta p_{atrit(2)} + \Delta p_{atrit(3)} + \Delta p_{atrit(4)} + \Delta p_{contr} + \Delta p_{exp(pan)}) \quad (3.24)$$

A queda de pressão por expansão, conforme Fox, McDonald e Pritchard (2004), é dada pela Eq. (3.25),

$$\Delta p_{exp(pan)} = \rho_{l(4)} \left[1 - \left(\frac{D_{i(3)}}{D_{i(4)}} \right)^2 \right] \left[\frac{(v_{m(3)})^2}{2} \right] \quad (3.25)$$

onde $\rho_{l(4)}$ corresponde à massa específica da fase líquida do refrigerante determinada com base na temperatura e pressão medidas após a seção de visualização. As variáveis $D_{i(4)}$ e $D_{i(3)}$ representam os diâmetros internos do tubo de cobre e da seção de visualização, respectivamente. Já $v_{m(3)}$ corresponde à velocidade média do fluido na seção de visualização que, por sua vez, é definida pela Eq. (3.26).

$$v_{m(3)} = \frac{4\dot{m}}{\rho_{l(3)}\pi(D_{i(2)})^2} \quad (3.26)$$

A queda de pressão por contração é definida pela Eq. (3.27).

$$\Delta p_{contr} = 0,5 \rho_{l(1)} \frac{(v_{m(2)})^2}{2} \quad (3.27)$$

As componentes das quedas por atrito das partes (1) e (4) podem ser determinadas diretamente pela Eq.(3.10). A queda de pressão por atrito na seção de teste pode ser estimada com base na razão de seu comprimento e o comprimento total (seção de teste + seção de visualização), como apresentado na Eq. (3.28),

$$\Delta p_{atrit(2)} = \left[\Delta p_{exp} - (\Delta p_{atrit(1)} + \Delta p_{atrit(4)} + \Delta p_{contr} + \Delta p_{exp an}) \right] \frac{148}{(148 + 130)} \quad (3.28)$$

onde 148 e 130 representam os comprimentos da seção de teste e de visualização, respectivamente. Ou seja, obtém-se a queda de pressão na seção de testes, descontando-se a queda obtida na seção de visualização.

3.5 INCERTEZAS

As incertezas da instrumentação e das fontes de potência referente à bancada de testes contendo diâmetro interno de 2,6 mm são apresentadas na Tab. (3.4) com base nas indicações dos fabricantes.

Tabela 3.4 – Valores de incertezas de sensores e atuadores utilizados na bancada de testes.

Grandeza	Sensor / Atuadores	Incerteza
Temperatura	Termopar Tipo E	$\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$
Vazão mássica	Medidor Coriolis	0,005 g/s
Pressão absoluta	Transdutor de pressão absoluta	0,1 % (FS)
Pressão diferencial	Transdutor de pressão diferencial	0,1 % (FS)
Potência elétrica	Fonte de corrente contínua	Corrente: (0,1 % +12mA) e tensão: (0,1% + 500mV)

As incertezas dos valores dos coeficientes de transferência de calor, $h(z)$, e dos títulos de vapor, X , foram determinadas pelo método de incertezas propagadas (JUNIOR, 2011), cujas equações resultantes são apresentadas no ANEXO A.

4 RESULTADOS

Neste capítulo, serão apresentados os resultados dos testes em escoamento monofásico adiabático para o caso dos tubos com 1,0 e 2,6 mm de diâmetro interno e em ebulição convectiva para o caso do tubo de 2,6 mm de diâmetro interno.

4.1 ESCOAMENTO MONOFÁSICO

Dos testes monofásicos, verificou-se que a perda de calor nas seções de pré-aquecimento e testes e, portanto a eficiência da transferência de calor depende, principalmente, da vazão mássica, diminuindo com a diminuição desta. Na seção de teste a eficiência, η_{ST} , ficou em torno de 88%, para as menores vazões, e de 95%, para as maiores. Estas eficiências foram consideradas nos cálculos para obtenção do coeficiente de transferência de calor na ebulição convectiva.

Com o intuito de validar a bancada experimental, realizou-se a análise das perdas de pressão em escoamentos monofásicos adiabáticos para o diâmetro de 2,6 mm. Tais perdas foram determinadas tanto no pré-aquecedor, quanto na seção de teste. A Fig. (4.1) apresenta a variação da queda de pressão nas duas seções em função do número de Reynolds.

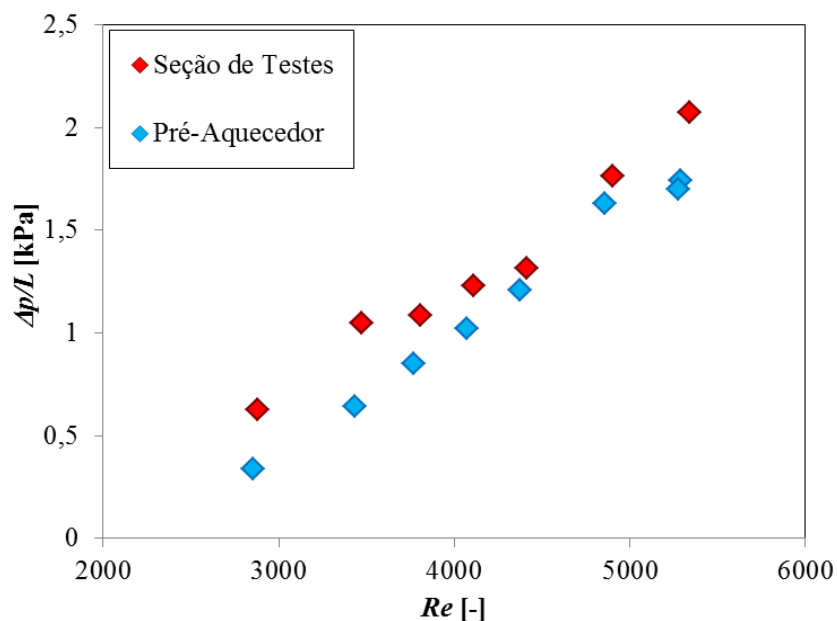


Figura 4.1 – Queda de pressão no regime monofásico adiabático no pré-aquecedor e na seção de teste.

Observa-se que em ambas as seções, o aumento da queda de pressão é proporcional ao aumento do Re . Para $Re < 3.000$, a influência da vazão mássica não é tão acentuada em ambas as seções, indicando assim, valores muito próximos. Porém, com o aumento da vazão mássica, torna-se mais evidente a diferença no aumento da queda de pressão entre a seção de teste e o pré-aquecedor. Contudo, tal comportamento se deve à diferença entre os comprimentos de ambas as seções.

4.1.1 Efeito do regime de escoamento

Analisou-se a influência do regime de escoamento, através do Re , sobre a queda de pressão e fator de atrito na seção de teste do mini tubo de 2,6 mm. Observa-se, a partir dos resultados da Tab (4.1), que com o aumento da velocidade mássica, G , ocorre o aumento da queda de pressão, Δp , e a diminuição do valor do fator de atrito, f .

Tabela 4. 1- Resultados da queda de pressão na seção de teste e fator atrito obtidos experimentalmente com diâmetro interno de 2,6 mm.

G [kg/(m ² s)]	Re [-]	Δp [kPa]	$f_{(exp)}$ [-]
196	2774	0,116	0,04898
272,4	3762	0,207	0,04567
367,2	5130	0,318	0,03836
587	6873	0,880	0,03409

A comparação entre os fatores de atrito experimentais determinados na seção de teste e os preditos pelas correlações de Blasius (1913), Petukhov (1970) e Colebrook (1939) é mostrada na Fig. (4.2). É o fator de atrito experimental apresenta valores muito próximos aos preditos pelas correlações, sendo que em relação às correlações de Blasius (1913), Petukhov (1970) e Colebrook (1939) os erros médios foram de 2,67 %, 2,29% e 2,81%, respectivamente. Este resultado pode ser atribuído aos efeitos de entrada e saída sobre a queda de pressão.

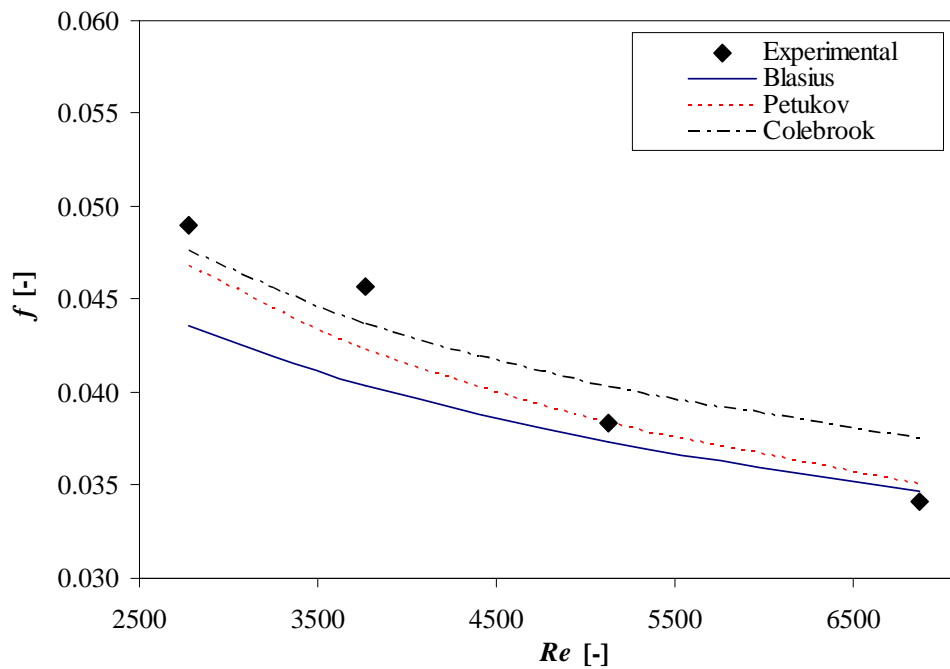


Figura 4.2 – Comparação entre os fatores de atrito experimentais e os preditos pelas correlações.

4.1.2 Efeito do diâmetro

O efeito do diâmetro sobre a queda de pressão para o caso de escoamento monofásico adiabático foi analisado para diferentes regimes de escoamento utilizando as duas bancadas experimentais. Neste caso, todos os testes, em ambas as bancadas, foram realizados com a temperatura e pressão controladas para garantir o estado monofásico. A Fig. (4.3) apresenta a queda de pressão total em função do número de Reynolds, Re . É possível observar influência do diâmetro interno com o aumento de Re . Para o tubo com diâmetro interno de 1,0 mm em regime de escoamento turbulento ($Re > 3.200$) a queda de pressão total chega a ser 9 vezes maior que do tubo de 2,6 mm sob o mesmo regime de escoamento.

Este efeito é causado pelo aumento da tensão de cisalhamento na parede interna do tubo devido à redução do diâmetro. Consequentemente, o fator de atrito aumenta, tornando a contribuição da queda de pressão por atrito maior. Estes resultados estão de acordo com os trabalhos apresentados por Yan e Lin (1998) e Qi *et al.* (2007).

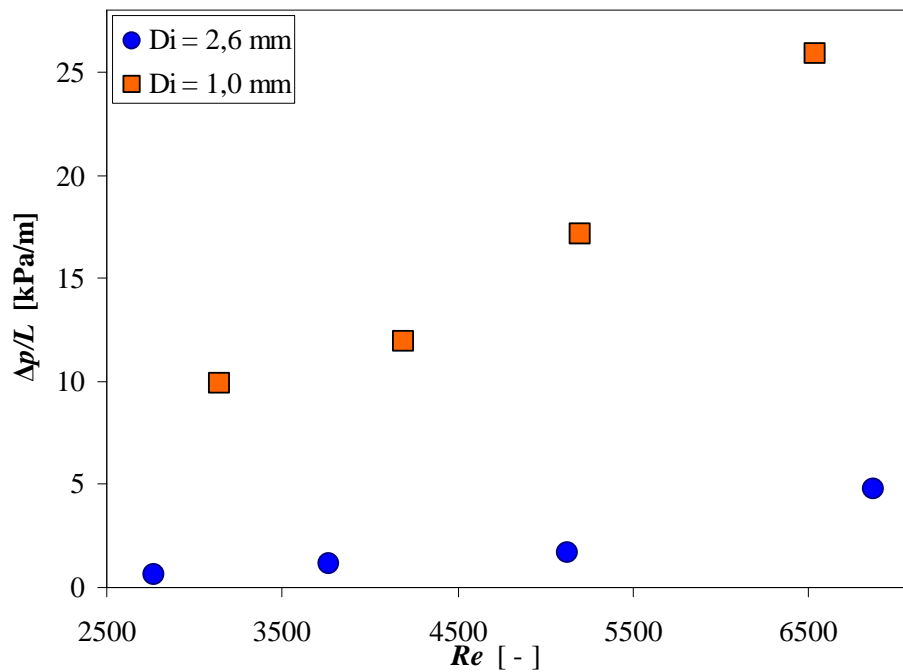


Figura 4.3 – Efeito do diâmetro sobre a queda de pressão total.

4.2 EBULIÇÃO CONVECTIVA

4.2.1 Resultados das incertezas propagadas

Foram determinadas as incertezas propagadas do coeficiente de transferência de calor, h_{exp} , e do título de vapor, X . O desenvolvimento dos cálculos de tais incertezas é apresentado no ANEXO A. Neste caso, as incertezas propagadas foram determinadas para cada resultado obtido, levando em consideração a velocidade mássica G e os fluxos de calor aplicados tanto no pré-aquecedor quanto na seção de teste. A Tab. (4.2) apresenta as médias destas incertezas em função da velocidade mássica.

Tabela 4. 2 – Resultado das médias das incertezas propagadas referentes ao coeficiente de transferência de calor e título de vapor.

G [kg/(m ² s)]	$\bar{d}h_{exp}$ [kW/(m ² K)]	%	$\bar{d}X$ [-]	%
188	1,13	17,41	0,005	4,86
240	0,71	14,49	0,004	7,41
280	0,72	13,92	0,003	8,11
370	0,90	16,87	0,003	5,63

Observa-se que o coeficiente de transferência de calor apresenta uma incerteza média inferior a 18 % para todas as velocidades mássicas consideradas. Já a incerteza do título de

vapor não excede os 8% para as mesmas condições. De todas as incertezas agregadas ao cálculo de $d\bar{h}_{exp}$ e $d\bar{X}$, a incerteza da temperatura medida pelos termopares é a que apresenta maior significância, mesmo tendo sido reduzida de 1 °C (dado do fabricante) para 0,42 °C com base na incerteza propagada, levando-se em consideração a incerteza do termômetro de referência utilizado na calibração dos termopares. O procedimento para a obtenção da incerteza propagada da temperatura é claramente apresentado no ANEXO A deste trabalho.

4.2.2 Coeficiente de transferência de calor na ebulição convectiva

4.2.2.1 Efeito da velocidade mássica

O efeito da velocidade mássica, G , sobre o coeficiente de transferência de calor, h_{exp} , é apresentado nas Figs. (4.4) e (4.5) para os fluxos de calor, q''_{ST} , de 28 e 56 kW/m², respectivamente. Neste caso, o efeito de G diminui à medida que o fluxo q''_{ST} aumenta, conforme Fig. (4.5). Também se verifica através das Fig. (4.4) e (4.5) que o coeficiente h_{exp} aumenta até atingir um valor máximo, para então começar a diminuir. Quanto maior for o G e menor o q''_{ST} , este valor máximo se dá a menores títulos de vapor, X . Por exemplo, para $G = 370$ kg/(m²s) e $q''_{ST} = 28$ kW/m², o h_{exp} máximo é atingido em $X = 0,22$. Para mesma velocidade mássica e $q''_{ST} = 56$ kW/m², o h_{exp} é máximo é atingido em $X = 0,3$. Já para $G = 188$ kg/(m²s) e fluxos de calor iguais a 28 e 56 kW/m², os títulos correspondentes aos valores máximos de h_{exp} são 0,58 e 0,65, respectivamente. Estes resultados estão de acordo com os publicados por Shin, Kim e Ro (1997) e Lee *et al.* (2006) para R-600a em tubos convencionais e por Tibiriçá e Ribatski (2010) para R-134a em mini tubos. A súbita diminuição de h , a partir de um dado título de vapor, pode indicar que se atingiu o início da secagem sobre a parede interna da seção de teste, como mencionado por Shiferaw *et al.* (2007). Segundo Pettersen (2004), para condições de fluxos de calor mais elevadas, o surgimento dos coeficientes de transferência de calor máximos são obtidos ao longo de títulos de vapor mais baixos devido ao predomínio de escoamento anular. Logo em seguida, tais coeficiente diminuem, indicando início de secagem sobre a parede da seção de teste. Também é possível observar, principalmente a partir da Fig. (4.5), que há pouca influência da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor para $X < 0,1$, indicando o predomínio da ebulição nucleada, neste caso.

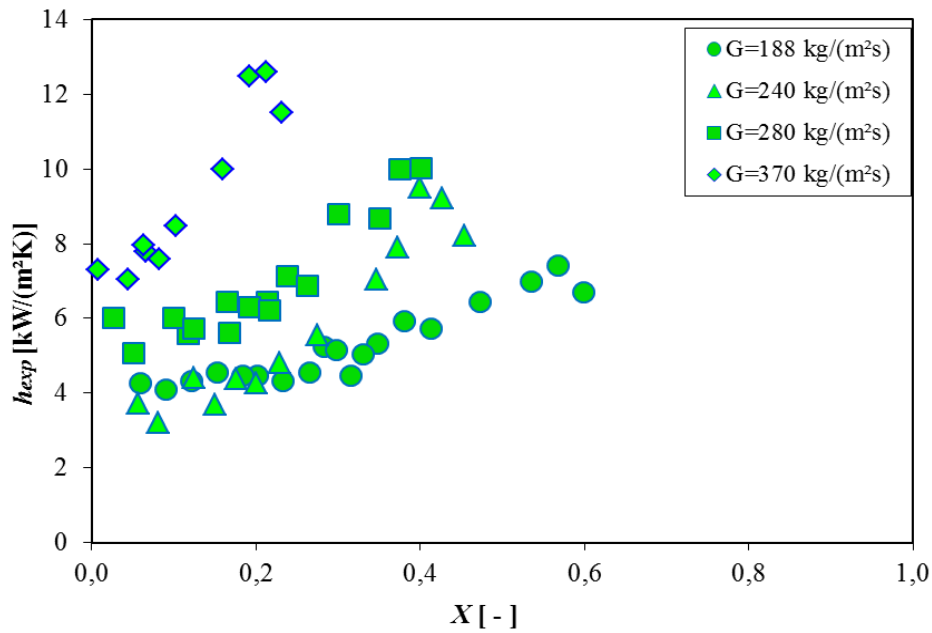


Figura 4.4 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor, h , para fluxos de calor, q''_{ST} , de 28 kW/m².

4.2.2.2 Efeito do fluxo de calor

As Figs. (4.6) e (4.7) mostram o efeito do fluxo de calor na seção de teste, q''_{ST} , sobre o coeficiente de transferência de calor, h_{exp} , para velocidades mássicas, G , de 188 e 280 kg/(m²s), respectivamente. O coeficiente h_{exp} aumenta com o incremento do fluxo q''_{ST} na região com $X < 0,45$. Conforme o q''_{ST} aumenta, h_{exp} aumenta na região de baixos títulos de vapor e tende a diminuir para títulos elevados, como se pode verificar na Fig. (4.6). Para as condições com baixo título de vapor, a ebulição nucleada é considerada o mecanismo predominante para o processo inicial de vaporização, principalmente em condições com elevados q''_{ST} (KEN e CORNWELL, 1997; YAN e LIN, 1998; CHOI *et al.* 2007).

Já para os casos onde $X > 0,45$, o efeito da ebulição nucleada é suprimido, tornando menor o efeito do fluxo de calor sobre o h_{exp} devido à condição de secagem sobre a parede do tubo. Tendências semelhantes são observadas nos trabalhos desenvolvidos por Vlasie *et al.* (2004) e Choi *et al.* (2007) para outros refrigerantes em tubos de menor diâmetro.

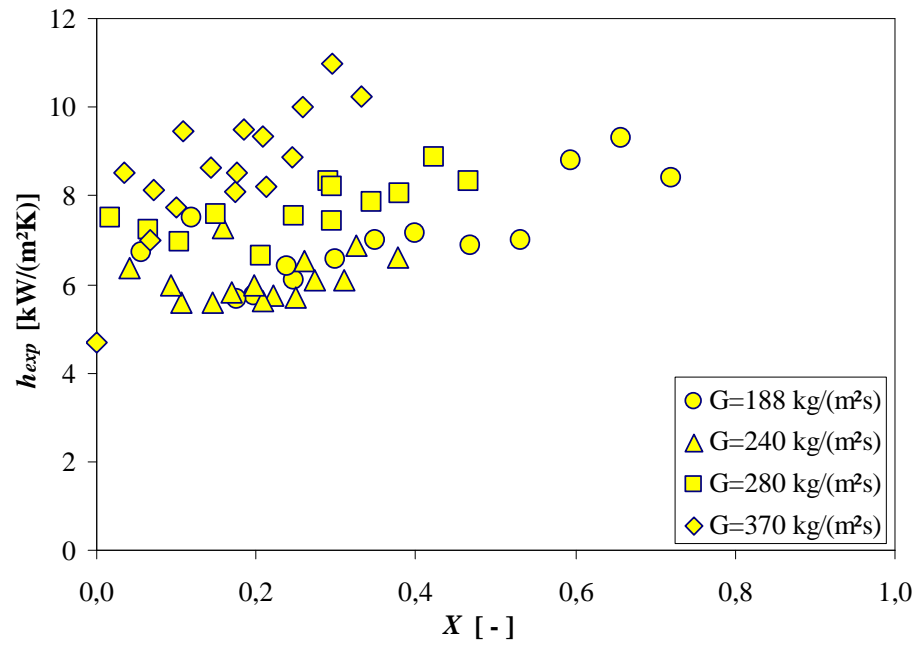


Figura 4.5 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor, h , para fluxo de calor de $q''_{ST} = 56$ kW/m².

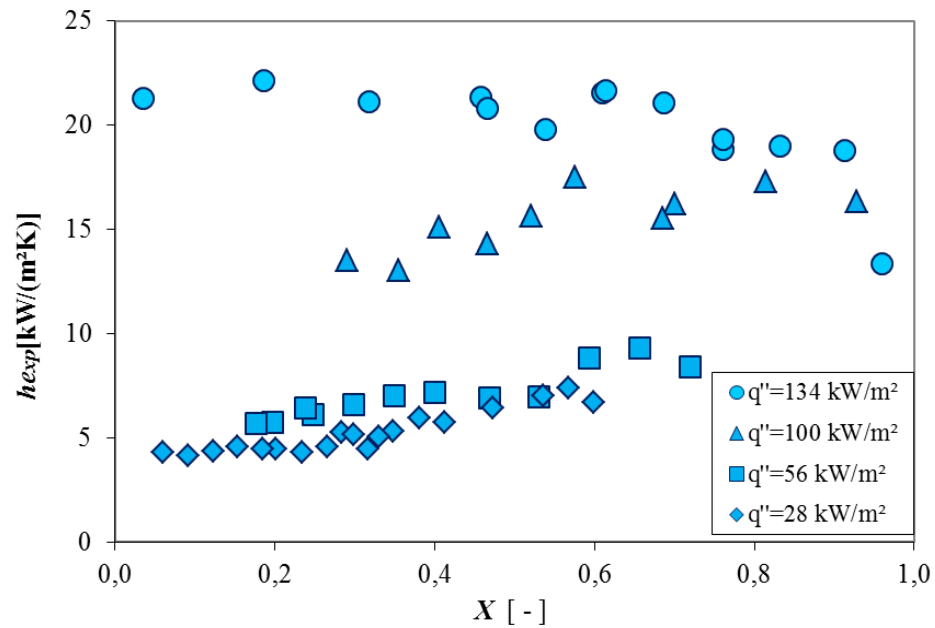


Figura 4.6 – Efeito do fluxo de calor aplicado na seção de teste, q''_{ST} , sobre o coeficiente de transferência de calor, h , para $G = 188$ kg/(m²s).

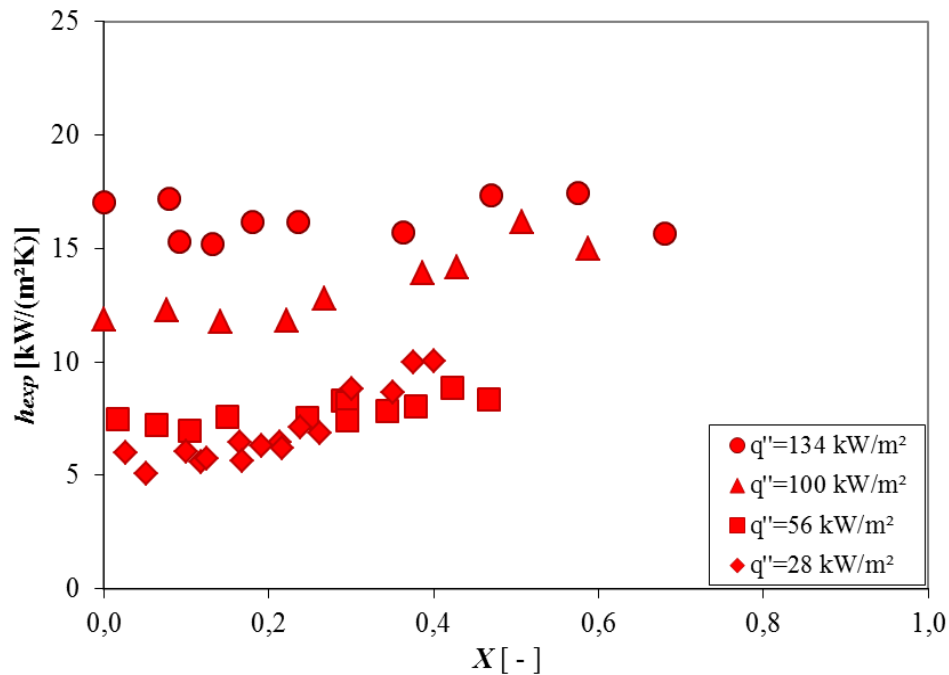


Figura 4.7 – Efeito do fluxo de calor, q''_{ST} , no coeficiente de transferência de calor para $G = 280 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

4.2.2.3 Efeito da espessura da película de líquido no perímetro do tubo

Para cada posição z ao longo do comprimento da seção de teste, Fig. (3.11), foram calculados os coeficientes de transferência de calor em quatro pontos no perímetro do tubo (Fig. (3.6)). O comportamento local do coeficiente h_{exp} é apresentado na Fig. (4.8) para o caso de $G = 370 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $q''_{ST} = 100$ e $134 \text{ kW}/\text{m}^2$. Tais resultados foram obtidos na posição $z_4 = 139 \text{ mm}$ da seção de teste. É possível observar que para ambos os fluxos de calor aplicados o coeficiente de transferência de calor da parte superior do tubo apresenta os maiores valores.

Este efeito pode ser causado pela variação da espessura do filme líquido ao longo da circunferência do tubo, conforme observaram Shin, Kim e Ro (1997) em experimentos com o refrigerantes puros e misturas azeotrópicas. A espessura da camada líquida na região superior do tubo é mais fina que nas laterais e no fundo devido ao efeito da gravidade, causando uma menor resistência térmica e diminuindo a diferença entre a temperatura da parede interna e a temperatura local de saturação do fluido. Resultados similares foram obtidos por Tibiriçá e Ribatski (2010) utilizando R-134a e R245fa em um tubo com 2,3 mm de diâmetro interno.

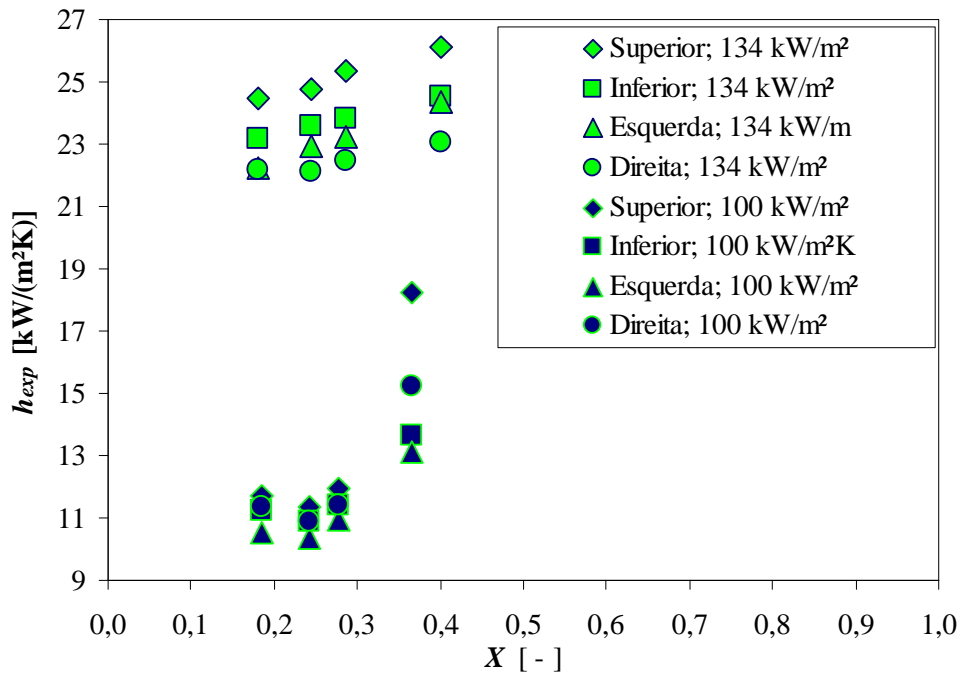


Figura 4.8 – Variação do coeficiente de transferência de calor no perímetro do tubo para $G = 370 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

4.2.3 Queda de pressão na ebulição convectiva

A queda de pressão na ebulição convectiva foi analisada levando-se em conta a influência da velocidade mássica e o fluxo de calor imposto à seção de teste. A queda de pressão medida experimentalmente é constituída pela soma das seguintes contribuições: perda por atrito, queda por aceleração e queda por efeitos de entrada e saída. A Fig. (4.9) apresenta separadamente as queda de pressão em 67 testes realizados para efeito de comparação. Observa-se que, em todos os casos, a queda de pressão por atrito apresenta a maior contribuição, sendo responsável, em média, por 84,97% da queda de pressão medida experimentalmente. Em seguida, vem a queda de pressão por aceleração, responsável por 14,6% da perda total. E por fim, a queda de pressão por efeitos de entrada e saída representa, em média, 0,34 % da queda de pressão total, podendo ser considerada praticamente desprezível em todos os testes.

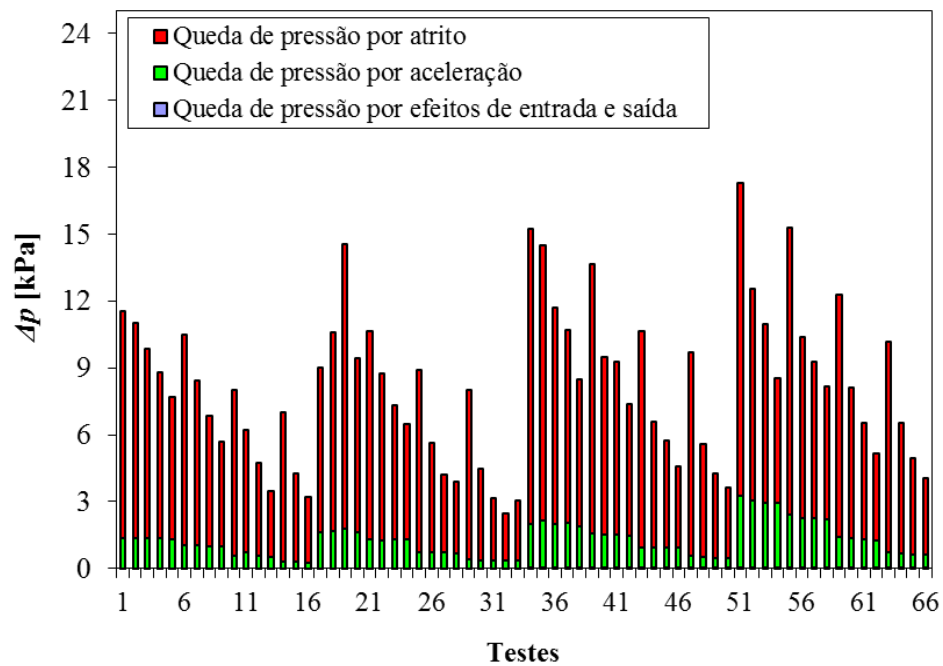


Figura 4.9 – Contribuições das quedas de pressão durante os testes.

O gradiente de pressão por atrito na ebulição convectiva na seção de teste em função do título de vapor, para diferentes velocidades mássicas e para um fluxo de calor constante de 34 kW/m^2 é apresentada na Fig. (4.10).

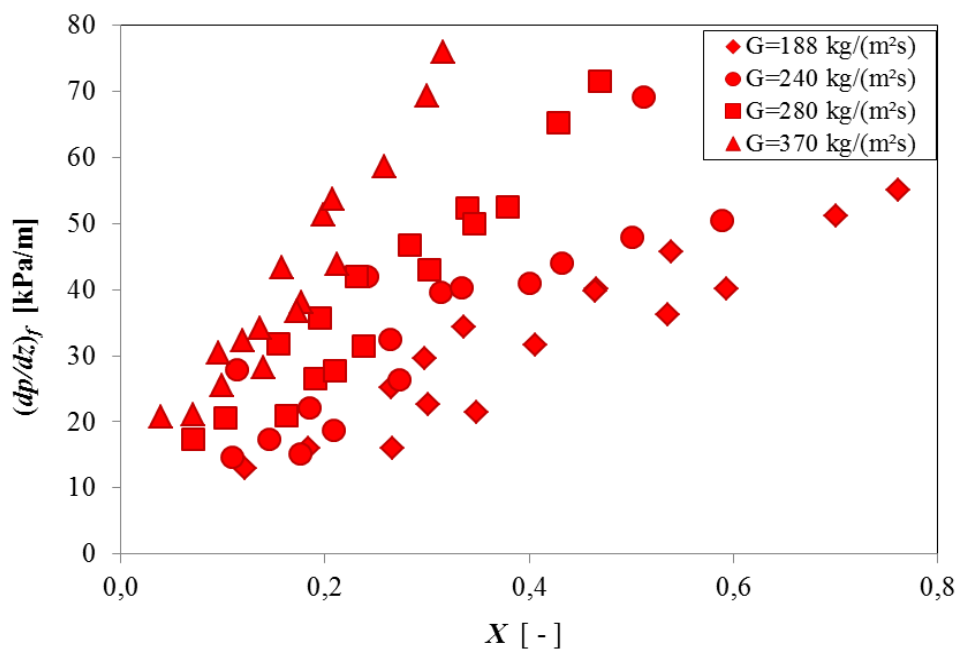


Figura 4.10 – Efeito do fluxo de massa sobre o gradiente de pressão por atrito em função do título de vapor para $q''_{ST}=34 \text{ kW/m}^2$.

É possível observa-se que, com o aumento da velocidade mássica, G , ocorre o aumento da queda de pressão por atrito. Porém, observa-se também o aumento da queda de pressão por atrito em função do título de vapor que, neste caso, está relacionado ao aumento da velocidade da fase de vapor e a efeitos causados pelas perdas por aceleração. A queda de pressão em função do aumento da quantidade de vapor está diretamente ligada aos regimes de escoamento formados com o aumento do vapor ao longo do escoamento. No caso do isobutano, o regime anular mostra-se predominante a partir de $X > 0,4$. Tendências similares foram apresentadas por Pamitran *et al.* (2010) utilizando cinco diferentes refrigerantes em seus experimentos.

Já a Fig. (4.11) apresenta o efeito do fluxo de calor sobre a perda de carga por atrito por unidade de comprimento, para diferentes fluxos de massa. Para as condições experimentais realizadas, observa-se a influência do fluxo de calor sobre a perda de carga por atrito e a dependência em relação ao fluxo de massa. Esta tendência se deve à dependência da perda de carga em relação à vazão, cujo aumento é proporcional ao aumento do título de vapor e ao fluxo de massa. Tais resultados também foram observados no trabalho de Saisorn, On e Wongwises (2010).

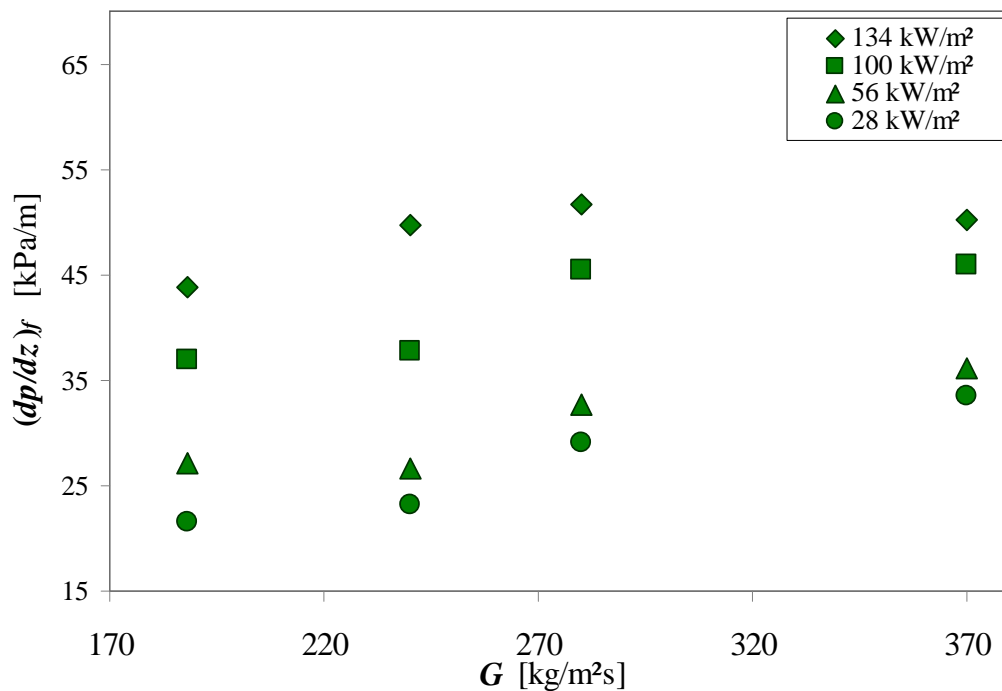


Figura 4.11 – Efeito do fluxo de calor sobre a perda de carga.

4.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS COM CORRELAÇÕES DA LITERATURA

4.3.1 Coeficiente de transferência de calor

Os resultados experimentais dos coeficientes de transferência de calor foram comparados com os preditos pelas correlações propostas para mini-canais apresentadas nos trabalhos de Kandlikar e Balasubramanian (2004), Zhang, Hibiki e Mishima (2004), Saitoh, Daiguji e Hihara (2007), Choi *et al.* (2007) e Bertsch, Groll e Garimella (2009).

O desempenho dos modelos é avaliado pelos parâmetros estatísticos constituídos pelo erro médio relativo (MBE), que indica a variação entre os valores calculados e os medidos, e a raiz do erro quadrático médio (RMSE), que indica a dispersão da regressão. Tais parâmetros são definidos no ANEXO D deste trabalho

4.3.1.1 Correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004)

Os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor foram comparados com os obtidos pela correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004) e são apresentados na Fig. (4.12). Do total de pontos 52 % encontram-se na faixa de $\pm 35\%$ e 62% encontram-se acima da linha de 45° , demonstrando assim que a maioria dos coeficientes preditos pela correlação são superiores aos obtidos experimentalmente. De fato, esta correlação apresenta um MBE de 16,3 % e a dispersão, ou RMSE, de 47,84 %. Tal correlação originalmente não foi ajustada para o refrigerante isobutano e para alcançar melhores resultados na comparação foi necessário ajustar o valor do parâmetro fluido-superfície, F_{Fl} , aos dados experimentais deste trabalho.

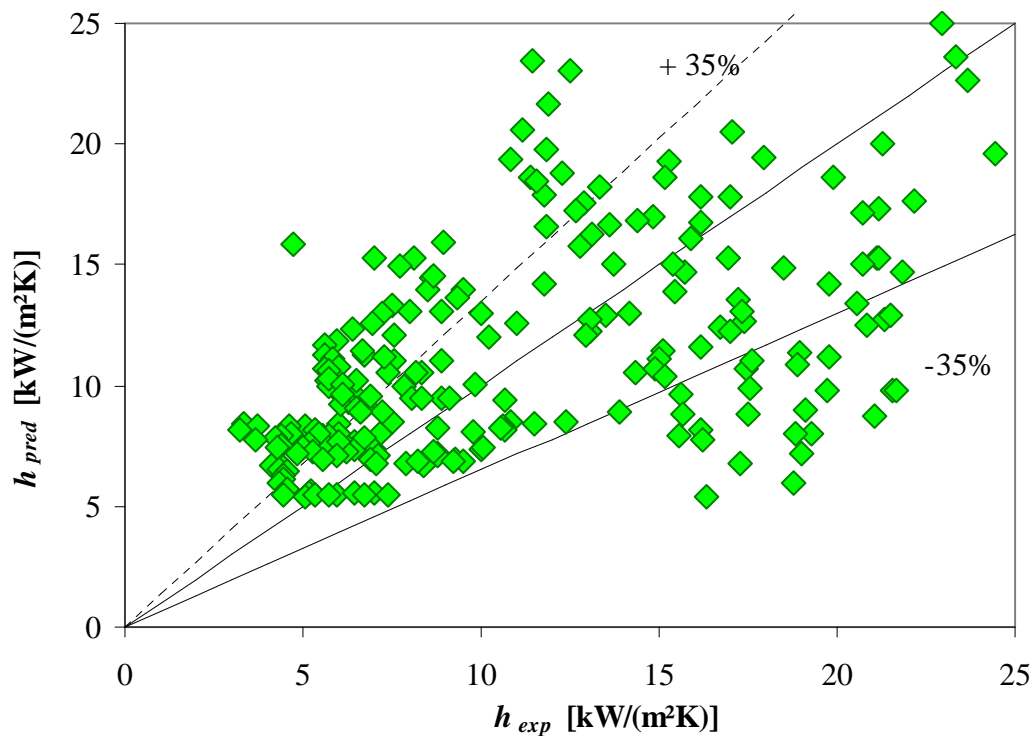


Figura 4.12 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004).

4.3.1.2 Correlação de Zhang, Hibiki e Mishima (2004)

A comparação entre os resultados preditos pela correlação de Zhang, Hibiki e Mishima (2004) e os obtidos experimentalmente são apresentados na Fig. (4.13), onde se pode observar que a maioria dos pontos encontra-se acima da linha de 45° e apenas 40,7% do total dos pontos estão dentro da faixa de $\pm 35\%$. Dessa forma, verifica-se que a correlação superestima o valor da maioria dos coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente. Os valores de MBE e RMSE são 48,8% e 80,2%, respectivamente, indicando uma grande dispersão dos valores obtidos. Apesar desta correlação ter sido desenvolvida para diâmetros reduzidos, a mesma não foi ajustada considerando dados para o isobutano. Além disso, o fato dos valores estarem em sua maioria superestimados pode estar relacionado com o termo da ebulição nucleada considerado na correlação. Neste termo, mais especificamente a equação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor da ebulição nucleada, ou h_{en} (Eq. C.4), é função de propriedades como condutividade térmica do líquido, calor específico do líquido, o calor latente de vaporização, viscosidade do líquido e volumes específicos do líquido e vapor, e os expoentes das mesmas são constantes que devem ser

ajustadas empiricamente, conforme o fluido. Considerando a diferença de propriedades do isobutano em relação aos refrigerantes estudados pelos autores, o resultado poderia ser bastante diferente.

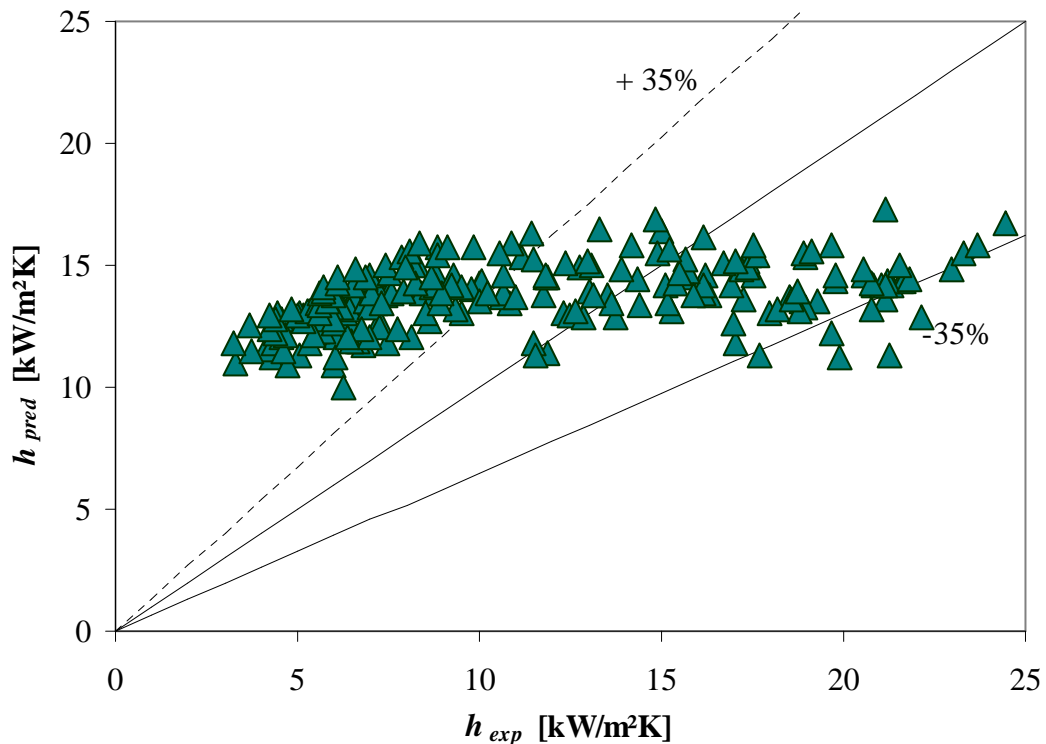


Figura 4.13 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Zhang, Hibiki e Mishima (2004).

4.3.1.3 Correlação de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007)

A Fig. (4.14) apresenta a comparação entre os resultados preditos pela correlação de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) e os experimentais para o coeficiente de transferência de calor. Em relação ao total de pontos, 50,6 % encontram-se dentro da faixa de $\pm 35\%$. E dentre os pontos localizados nesta faixa 85% são subestimados. Como resultado, o MBE encontrado é de -35,9% e RMSE 41,5%. Embora esta correlação tenha sido desenvolvida para canais de pequeno diâmetro, ela foi ajustada apenas para o R-134a. Assim, a dispersão dos dados pode estar associada aos valores das constantes de ajuste do fator de intensificação F (Eq. (C.29)) e do fator de supressão S (Eq. (C.30)), dos termos das contribuições da convecção forçada e da ebulição nucleada, respectivamente, que compõem a correlação.

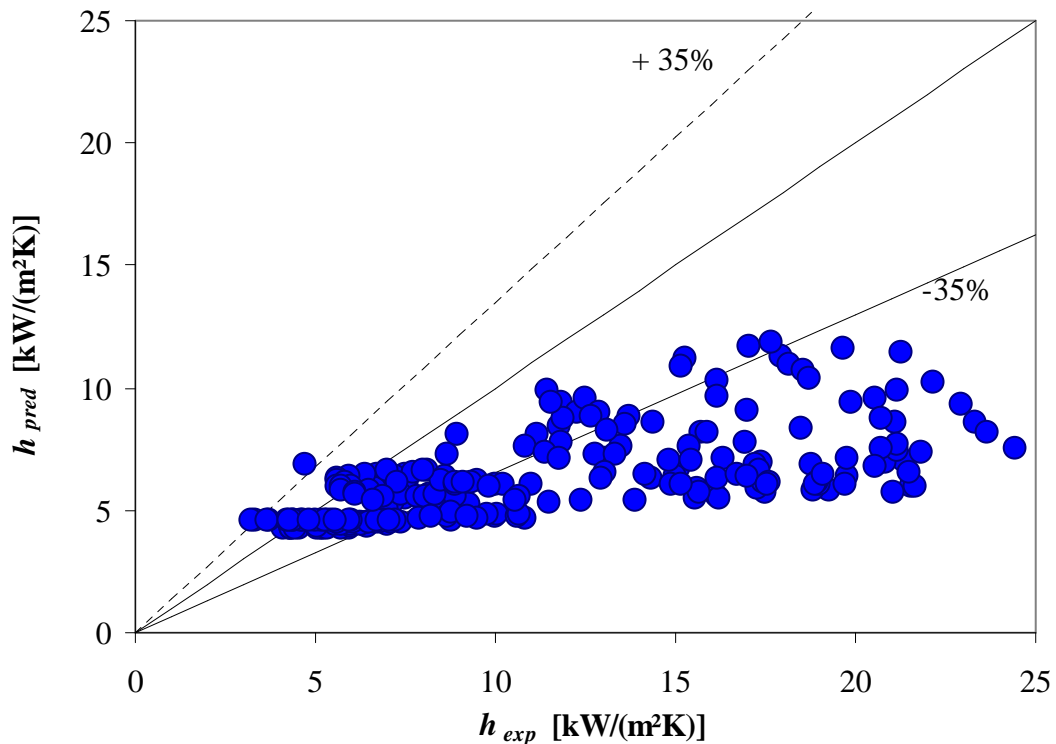


Figura 4.14 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007).

4.3.1.4 Correlação de Choi *et al.* (2007)

Para o caso da correlação de Choi *et al.* (2007), a comparação entre os resultados preditos pela correlação e os obtidos experimentalmente é apresentada na Fig. (4.15). Neste caso, -55% do total de pontos estão contidos dentro da faixa dos $\pm 35\%$. Com relação aos pontos fora desta faixa, em torno de 92% encontram-se acima da faixa de +35% indicando que os coeficientes de transferência de calor são superestimados pela correlação. Neste caso, o MBE é de 33,8% e RMSE de 58,12 %. Também, como no caso das correlações anteriores, esta foi proposta para canais com diâmetros reduzidos, porém não para o isobutano. E assim como para a correlação de Zhang, Hibiki e Mishima (2004), os parâmetros associados ao coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada, proposto pela correlação em questão, pode ter influência significativa na dispersão dos resultados referentes ao isobutano.

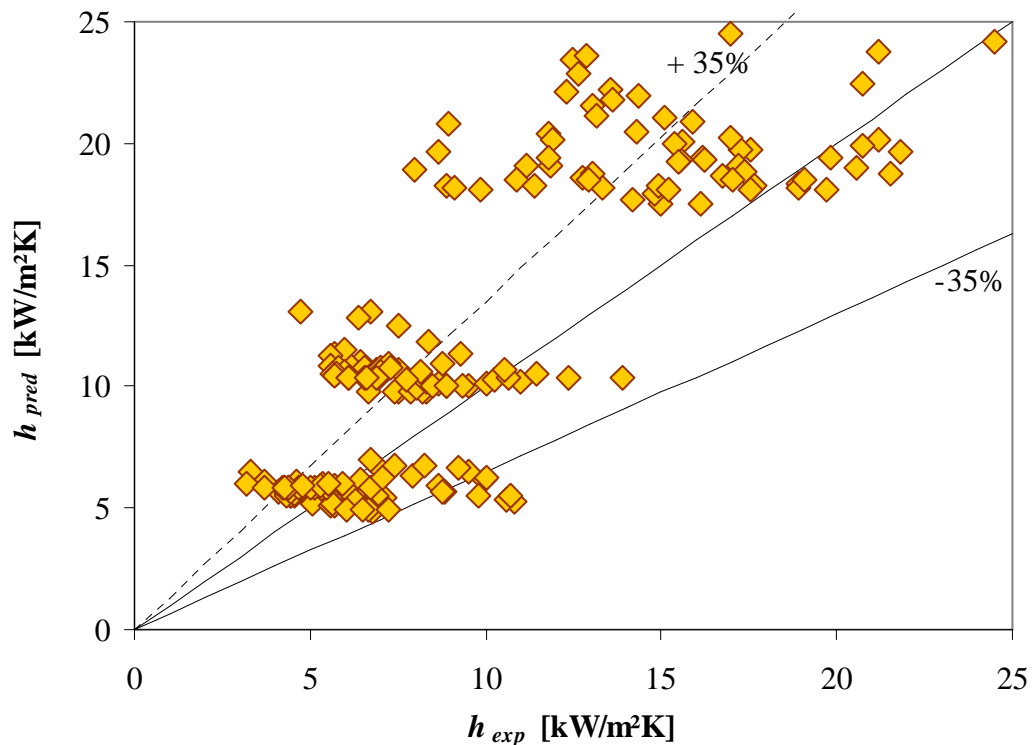


Figura 4.15 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Choi *et al.* (2007).

4.3.1.5 Correlação de Bertsch, Groll e Garimella (2009)

A comparação entre os coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente e os preditos pela correlação de Bertsch, Groll e Garimella (2009) é apresentada na Fig. (4.16). Observa-se que aproximadamente 68,2% do total de pontos encontram-se dentro da faixa dos $\pm 35\%$, sendo que, em relação a esse conjunto, 61 % dos pontos estão abaixo de linha de 45° , ou seja, a maioria dos coeficientes de transferência de calor são subestimados pela correlação em questão. O MBE é de -19,5% e o RMSE é de 31,8%. E dentre as correlações propostos, esta foi a que melhor se ajustou aos resultados experimentais. A maior contribuição para dispersão encontrada entre os valores preditos e experimentais está ligada à influência de parâmetros utilizados no termo referente ao coeficiente de transferência de calor por convecção no escoamento bifásico como, por exemplo, os números de Reynolds, que consideraram o escoamento das fases líquida e vapor.

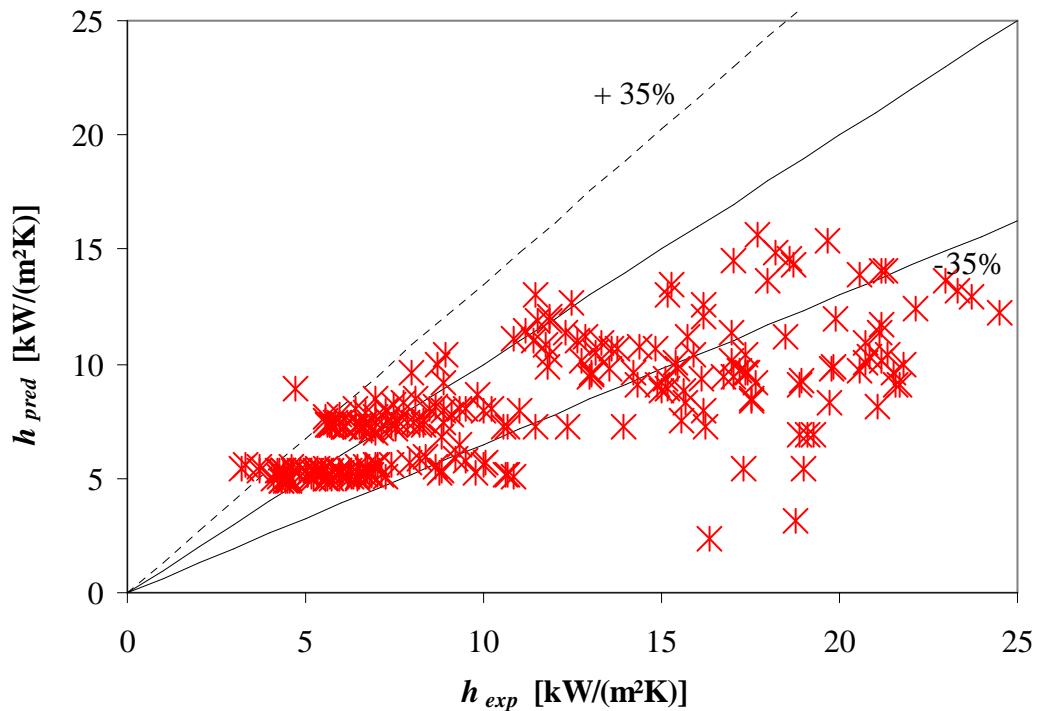


Figura 4.16 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Bertsch, Groll e Garimella (2009).

4.3.2 Queda de pressão por atrito

Os resultados experimentais da queda de pressão por atrito foram comparados com os resultados preditos pelas correlações propostas por Friedel (1979), Muller-Steinhagen e Heck (1986), Tran *et al.* (2000) e Zhang e Webb (2001).

A comparação entre os resultados experimentais, $(dp/dz)_{f,exp}$, e os preditos, $(dp/dz)_{f,pred}$, dados pelas quatro correlações e modelos acima indicados é apresentada graficamente considerando uma faixa de erro de $\pm 35\%$. Assim como no caso do coeficiente de transferência de calor, a comparação entre a queda de pressão experimental e a predita pelos diferentes modelos também foi realizada utilizando os parâmetros estatísticos MBE e RMSE e a comparação gráfica dos dados na faixa de erro de $\pm 35\%$.

Correlação de Friedel (1979)

Com base nos resultados experimentais, obteve-se um MBE de -50,4%, indicando que os valores obtidos experimentalmente são superiores quando comparados aos da correlação. Já, a dispersão dos dados, ou o valor de RMSE é de 52,6 %.

Na Fig. (4.17) observa-se que poucos são os pontos que se encontram na faixa de erro de $\pm 35\%$. Na realidade, apenas 13,6 % dos pontos encontram-se dentro desta faixa. Isso demonstra que a correlação de Friedel subestima os valores das perdas de pressão para os testes realizados. Parte deste resultado se deve a influência do fator multiplicador adotado pelo autor que leva em consideração as razões entre massas específicas, viscosidades e fatores de atrito das duas fases. A ineficiência da correlação também se deve ao fato de que a mesma não foi desenvolvida para tubos com diâmetros reduzidos. Dessa forma, pode-se concluir que esta correlação é ineficiente para a determinação da queda de pressão nos experimentos realizados.

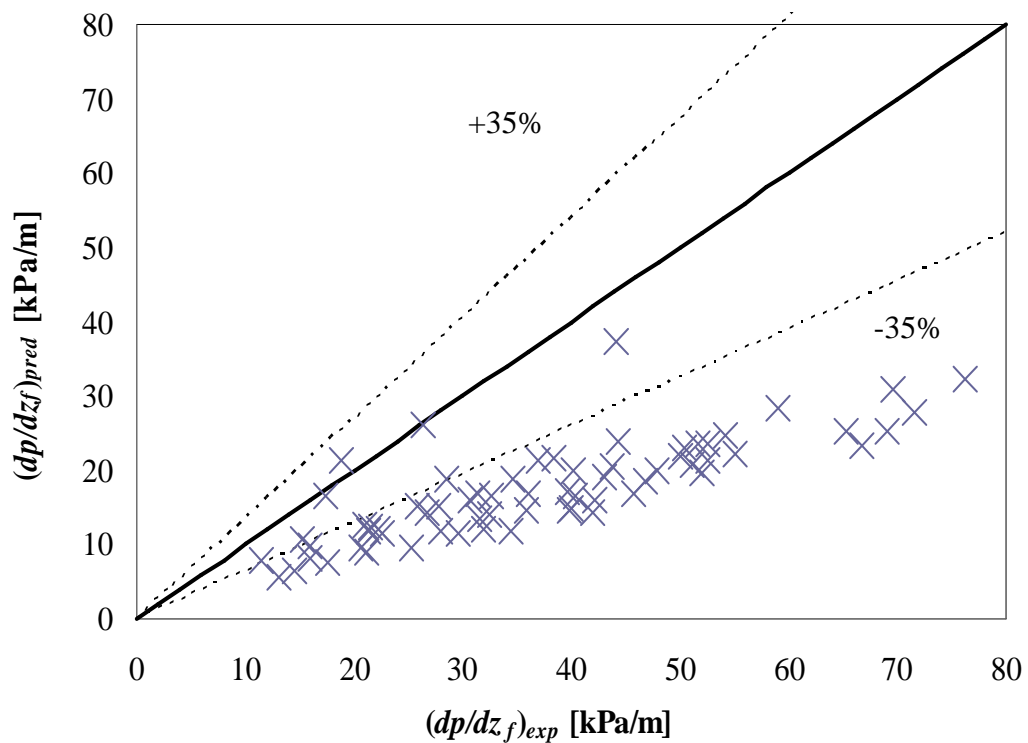


Figura 4.17 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Friedel (1979).

4.3.2.1 Correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986)

Já, com base nos dados experimentais e na correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986), foram encontrados MBE igual a + 65,6 %, indicando que os valores preditos pela correlação são sempre maiores que os obtidos experimentalmente, e RMSE igual a + 46,1 %.

A Fig. (4.18) apresenta a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os preditos pela correlação em questão. Observa-se que, assim como para a correlação de Friedel (1979), poucos pontos que se encontram na faixa de erro dos $\pm 35\%$, mais exatamente 16,7 % dos pontos. Convém ressaltar que a correlação em questão foi desenvolvida utilizando inclusive hidrocarbonetos, porém para tubos com diâmetros de 154 e 392 mm. Outra razão pela qual as quedas de pressão são subestimadas está no fato de que a queda de pressão por atrito da fase líquida apresenta valores subestimados devido à influência da massa específica do isobutano.

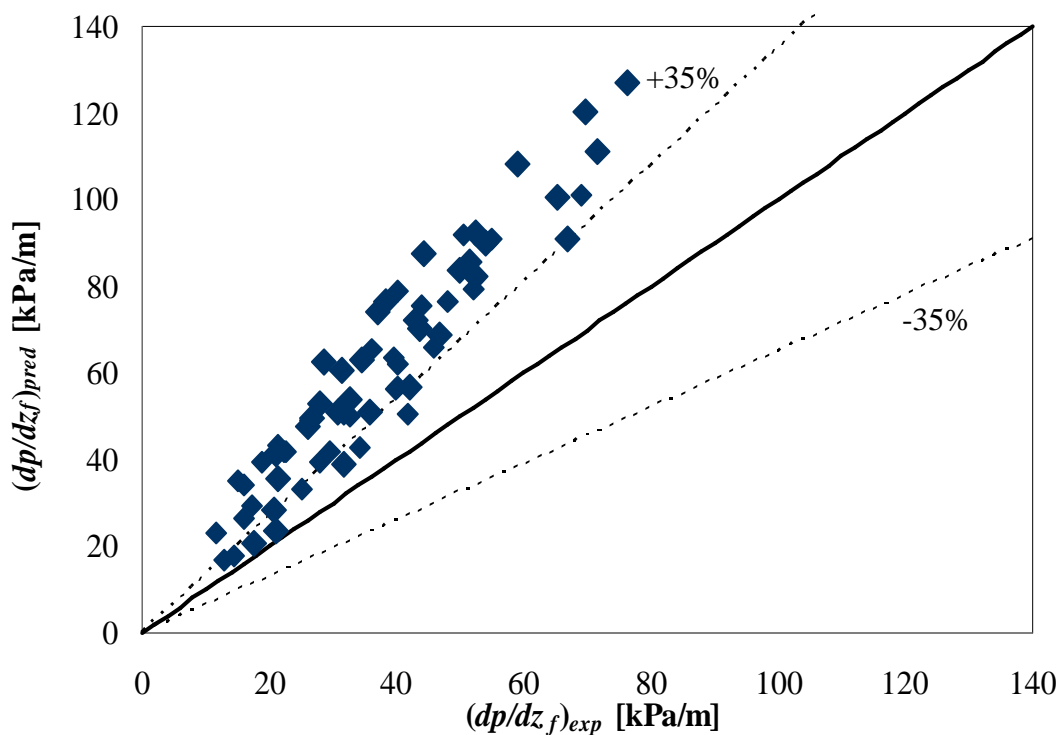


Figura 4.18 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986).

4.3.2.2 Correlação de Tran *et al.* (2000)

Os resultados comparativos entre as perdas de pressão experimentais e as preditas pela correlação de Tran *et al.* são mostradas na Fig. (4.19). Neste caso, 81,8% dos pontos encontram-se na faixa de erro de $\pm 35\%$. De fato, 78% dos pontos localizam-se abaixo da linha de 45° na faixa de -35% , indicando que os pontos, em sua maioria, são subestimados pela correlação em questão. Isso mostra que tal correlação apresenta-se mais eficaz na

predição da queda de pressão utilizando o isobutano com um MBE de -19% e a dispersão, ou RMSE, de $23,57\%$.

Apesar da correlação destes autores não ter sido desenvolvida com base no isobutano ou em outros hidrocarbonetos, esta se aplica a tubos circulares na ordem de aproximadamente $2,5\text{ mm}$, justificando assim a melhora nos resultados obtidos. A diferença entre os valores preditos em relação aos experimentais está relacionada principalmente à influência das propriedades físicas do isobutano inseridas como parâmetros na razão entre as perdas de pressão da fase líquida e da fase de vapor proposta pela correlação.

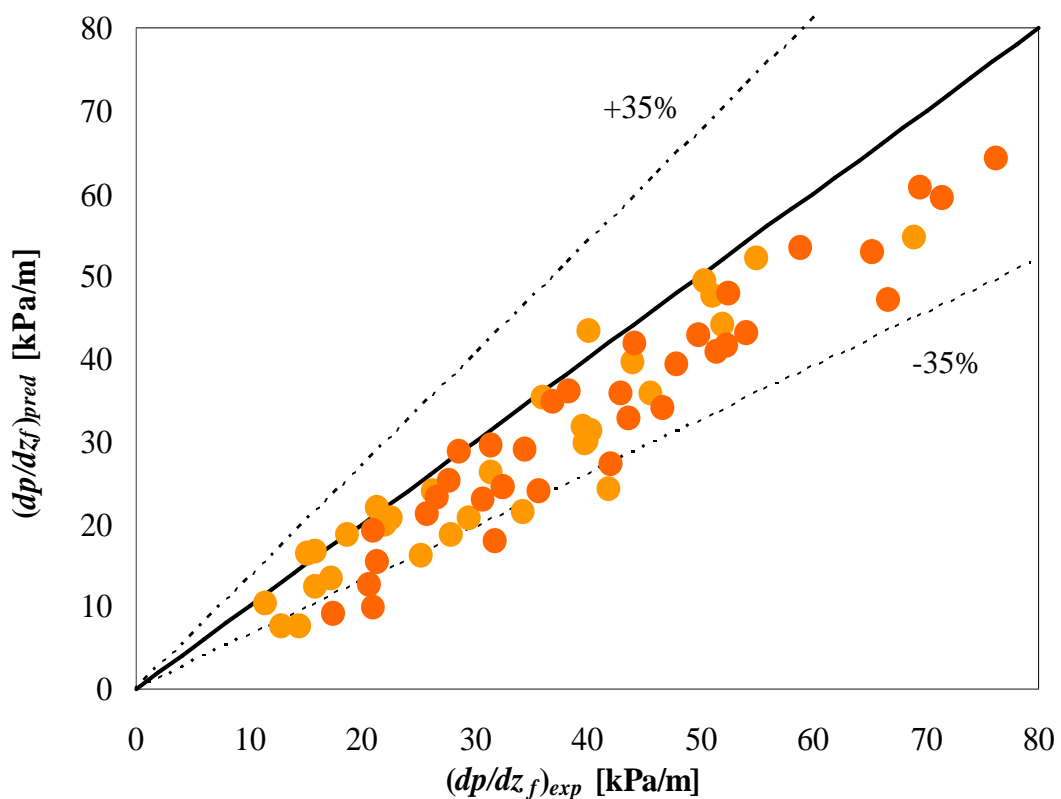


Figura 4.19 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Tran *et al.* (2000).

4.3.2.3 Correlação de Zhang e Webb (2001)

Na Fig. (4.20) é apresentada a comparação entre os resultados experimentais e os preditos pela correlação de Zhang e Webb (2001) para a queda de pressão na ebulição convectiva. Foi verificado que $86,4\%$ dos pontos localizam-se na faixa dos $\pm 35\%$ de erro. Dentre as correlações analisadas, é a que melhor prediz a queda de pressão dos experimentos realizados, com erro médio (MBE) de $-16,9\%$ e $22,5\%$ de dispersão. Assim como no caso da

correlação de Tran *et al.* (2000), a correlação de Zhang e Webb foi desenvolvida para tubos com diâmetros reduzidos entre a faixa de 2,13 a 6,25 mm. Outro ponto favorável está no uso das pressões reduzidas como parâmetros adimensionais ao invés do uso das razões entre as massas específicas e as viscosidades de cada fase, como foi proposto inicialmente por Friedel (1979).

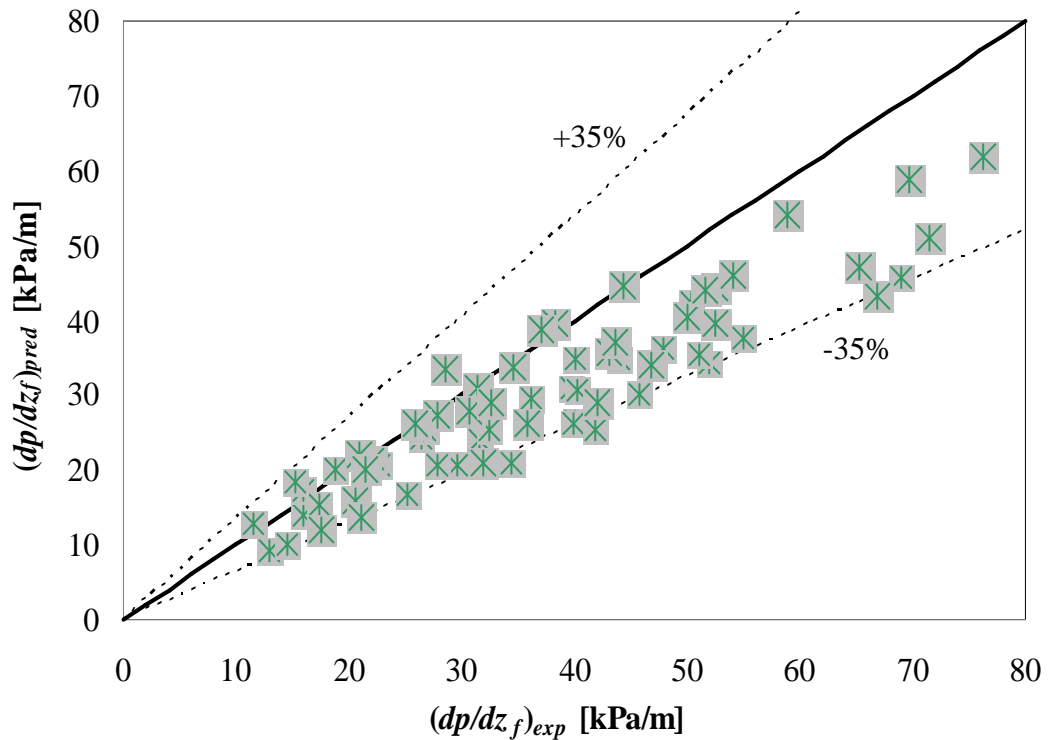


Figura 4.20 – Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Zhang e Webb (2001).

4.3.3 Padrões de escoamento observados

Os padrões de escoamento influenciam na transferência de calor e nas características do escoamento durante o processo de mudança de fase e a compreensão de tais padrões permite o desenvolvimento de modelos de maior precisão. No presente estudo foram obtidas imagens de padrões de escoamento durante os experimentos com a câmera de imagens de alta velocidade a partir da seção de visualização, a jusante da seção de teste aquecida. Segundo a definição de regimes e padrões de escoamento na ebulição convectiva sugerida por Coleman e Garimella (1999) e também mencionada por Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010), foram observados basicamente dois regimes: intermitente e anular. No intermitente verificaram-se os

padrões tipo pistonado (com bolhas alongadas) e intermitente em golfadas, e logo evoluindo para o regime anular.

Nas Figs. (4.21) a (4.22), o sentido do escoamento se dá da esquerda para a direita. Para o caso de menor velocidade mássica $G = 188 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, imagens da Fig. (4.21(a)) do menor para o maior título de vapor na saída da seção de teste e diferentes fluxos de calor, o regime é intermitente para o menor fluxo de calor de $q''_{ST} = 33 \text{ kW}/\text{m}^2$. Mudanças para o regime anular foram observadas para o caso de fluxos de calor mais elevados $q''_{ST} = 56$ e $134 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $X > 0,7$. Já para as mesmas condições envolvendo $G = 240 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, Fig. (4.21(b)), também se observa o padrão anular para os fluxos de calor mais elevados, mas a títulos de saída menores ($X \geq 0,536$).

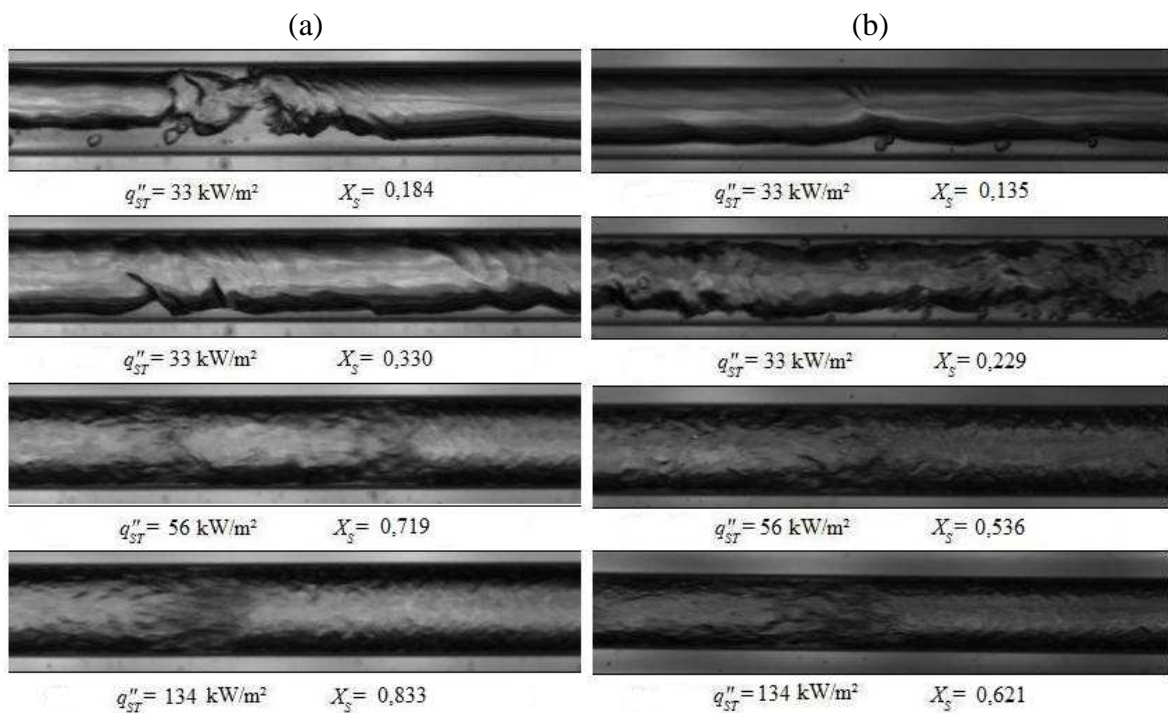


Figura 4.21 – Visualizações dos padrões dos escoamento observados para (a) $G = 188 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $240 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Em seguida, as Figs. (4.22 (a)) e (4.22 (b)) apresentam os padrões observados para os casos de $G = 280$ e $370 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$. Em ambos as situações, também são predominantes os regimes intermitente e anular, embora uma aglomeração de bolhas maiores possa ser observada no caso de $G = 370 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q''_{ST} = 33 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $X = 0,073$. Destaca-se o fato de que os títulos de vapor de saída X_s diminuem com o aumento do fluxo mássico, para as mesmas condições de fluxo de calor.

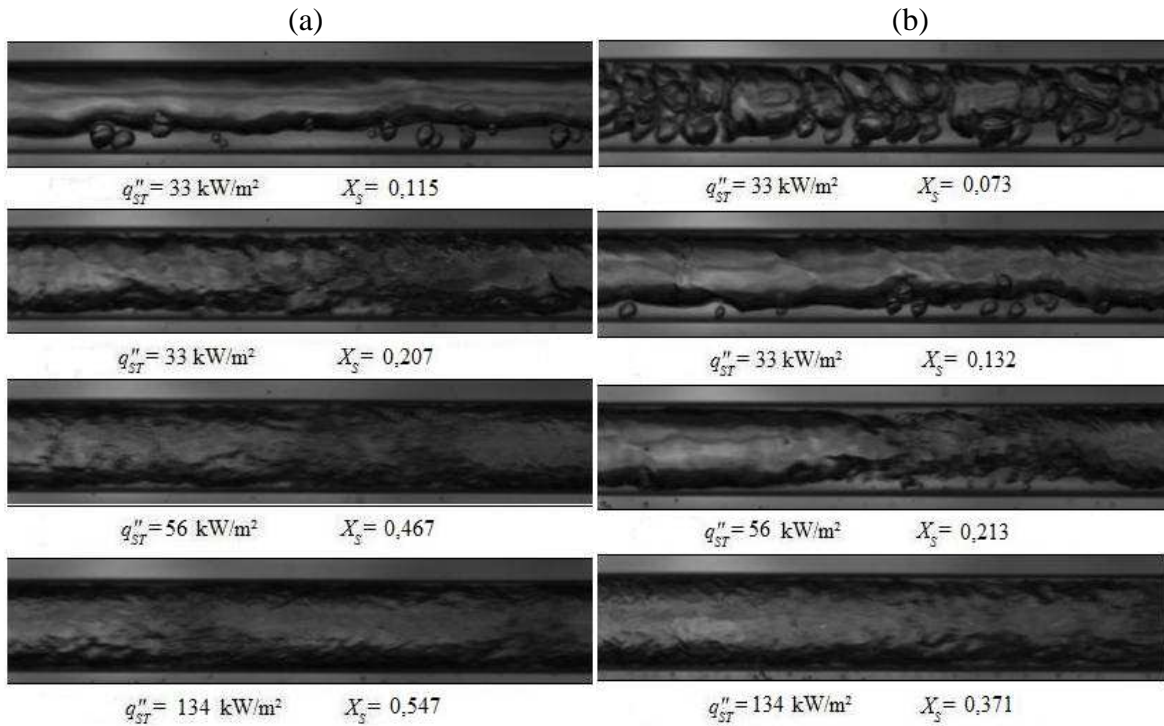


Figura 4.22 – Visualizações dos padrões dos escoamento observados para:
(a) $G = 280 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $370 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Diferentemente de outros autores (REVELLIN e THOME, 2007; e ARCANJO, TIBIRIÇÁ e RIBATISKI, 2010) que trabalharam com refrigerantes com R-134a e R245fa, o padrão de escoamento com bolhas isoladas não foi observado, nem mesmo para os casos com $q''_{ST} = 33 \text{ kW}/\text{m}^2$ e o maior fluxo mássico considerado. Tal característica se deve às propriedades físicas do isobutano associadas ao raio da bolha, como a tensão superficial, pressão e viscosidade, bem como à interação entre as fases líquida e de vapor no escoamento.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado o estudo da transferência de calor e da queda de pressão no interior de mini-tubos circulares horizontais. Foram apresentados os resultados dos testes realizados com o mini-tubo de diâmetro interno de 2,6 mm para análise da queda de pressão e transferência de calor. Para o caso da ebulição convectiva, os resultados incluem diferentes condições de escoamento e de fluxo de calor. Analisou-se também a queda de pressão, tanto no escoamento monofásico líquido, quanto na ebulição convectiva, bem como a influência do diâmetro sobre a queda de pressão por atrito em condição monofásica adiabática com o uso de uma bancada de testes com diâmetro interno de 1,0 mm. Tanto os resultados referentes aos coeficientes de transferência de calor, quanto à queda de pressão por atrito foram comparados com correlações da literatura.

Em relação à queda de pressão por atrito em escoamento monofásico, verificou-se:

- a forte influência da diminuição do diâmetro do canal, o valor da queda de pressão para o diâmetro de 1,0 mm alcança valores até nove vezes maiores que para o tubo de 2,6 mm;
- os fatores de atrito obtidos experimentalmente na bancada de testes com tubo de 2,6 mm de diâmetro interno não apresentaram um erro médio superior a 2,81 % em relação aos valores preditos por correlações propostas na literatura.

Em relação ao coeficiente de transferência de calor experimental, h_{exp} , verificou-se que:

- conforme a velocidade mássica, G , aumenta, o coeficiente também aumenta. No entanto, o efeito do G diminui à medida que o fluxo de calor, q''_{ST} aumenta. Além disso, quanto maior o G , o decréscimo no coeficiente h_{exp} se dá a títulos de vapor menores;
- com o incremento do fluxo q''_{ST} , o h_{exp} aumenta, mas para fluxos menores a dependência diminui. Conforme o q''_{ST} aumenta, o efeito é maior na região de baixos títulos de vapor e tende a diminuir para títulos elevados, com a diminuição do h_{exp} ;
- em relação ao efeito do perímetro, os coeficientes de transferência de calor obtidos na parte superior do tubo apresentaram os maiores valores devido à espessura reduzida do filme líquido nesta região;
- com base nos resultados obtidos pelas correlações de transferência de calor, concluiu-se que a correlação proposta por Bertsch, Groll e Garimella (2009) apresentou o menor erro e a menor dispersão dos dados, seguida pela correlação proposta por Kandlikar e

Balasubramanian (2004), porém com uma dispersão um pouco maior. Embora a correlação proposta por Zhang, Hibiki e Mishima (2004) considere mini-canais, esta foi a que apresentou o maior erro e dispersão dos dados.

Em relação à queda de pressão na ebulição convectiva, verificou-se que:

- conforme a velocidade mássica, G , aumenta, a queda de pressão por atrito também aumenta;

- devido ao aumento do título de vapor, X , a queda de pressão por atrito também aumenta para todos os casos de velocidade mássica considerados;

- quanto maior o fluxo de calor, maior a contribuição da queda de pressão por aceleração;

- a correlação de Zhang e Webb (2001), seguida pela correlação de Tran *et al.* (2000) foram as que apresentaram maior concordância com os resultados obtidos experimentalmente, pois ambas foram desenvolvidas para casos com Di na ordem de 2,0 mm.

Também foram apresentados os regimes e padrões de escoamento observados durante os testes de ebulição convectiva. Neste caso, no regime intermitente foram verificadas a presença de bolhas alongadas e golfadas para baixos títulos de vapor na menor vazão mássica, logo evoluindo para o regime anular ondulado e anular propriamente dito.

Como proposta de continuação do trabalho, destaca-se:

- a realização do estudo da transferência de calor e da queda de pressão na ebulição utilizando o tubo com diâmetro interno de 1,0 mm com o intuito de determinar a influência do diâmetro sobre o processo de mudança de fase;

- analisar as propriedades físicas do isobutano com o objetivo de explicar o comportamento do refrigerante diante da variação dos parâmetros característicos e a ausência de determinados padrões de escoamento na ebulição convectiva.

- analisar as variações dos coeficientes de transferência de calor, h , no perímetro do tubo e associar às imagens dos padrões de escoamento e aos mapas de padrões, para melhor identificação dos mesmos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AKBAR, M. K.; PLUMMER, D. A.; GHIAASIAAN, S. M. On gas-liquid two-phase flow regimes in microchannels. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 29, n. 5, p. 855 – 865, 2003.
- APRIN, L.; MERCIER, P.; TADRIST, L. Local heat transfer analysis for boiling of hydrocarbons in multiplex geometries: A new approach for heat transfer prediction in staggered tube bundle. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 54, n. 19-20, p. 4203 – 4219, 2011.
- ARCANJO, A. A.; TIBIRIÇA, C. B.; RIBATSKI, G. Evaluation of flow patterns and elongated bubble characteristics during the flow boiling of halocarbon refrigerants in a micro-scale channel. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, n. 6, p.766-775, 2010.
- BARNEA, D.; LUNINSKI, Y.; TAITEL, Y. Flow in small diameter pipes. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**. v. 61, p. 617 – 620, 1983.
- BERGLES, A. E.; ROHSENOW, W. M. The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer. **Journal of Heat transfer**. v. 86, n. 3, p. 365 – 373, 1964.
- BERTSCH, S. S.; GROLL, A. E.; GARIMELLA, S. V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. **Journal of Heat Transfer**, v. 52, n. 7 – 8, p. 2110 – 2118, 2009.
- BERTSCH, S. S.; GROLL, A. E.; GARIMELLA, S. V. Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in microchannels. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 35, n. 2, p. 142 – 154, 2009.
- BLASIUS, P. R. H. Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. **Forschungsheft**. v. 131, n. 1, p. 1 – 41, 1913.
- CALM, J. M. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations and outlook, **International Journal of Refrigeration**. v. 31, n. 1, p. 1123-1133, 2008.
- CELATA, G. P. **Heat Transfer and Fluid Flow in Microchannels**. 2004. Disponível em:< <http://dl.begellhouse.com/ebooks/b1894d4e121d74e61.html>>. Acesso em: 11 mai. 2011.
- CHEN, C. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. **Industry and Engineering Chemistry Process Design and Development**. v. 5, n. 3, p. 322 – 329, 1966.
- CHIN, L. O.; THOME, J. R. Flow boiling heat transfer of R134a, R236f and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel. **Experimental Thermal and Fluid Science**. v. 33, n. 4, p. 651 – 663, 2009.
- CHISHOLM, D. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 10, n. 12, p. 1767 – 1778, 1967.

CHOI, K.-I. *et al.* Boiling heat transfer of R-22, R-134a and CO₂ in horizontal smooth minichannels, **International Journal of Refrigeration**. v. 30, n. 8, p.1336 – 1346, 2007.

COLBOURNE, D.; SUEN, K. O. Appraising the flammability hazards of hydrocarbon refrigerants using quantitative risk assessment model. Part I: modelling approach. **International Journal of refrigeration**. v. 27, n. 7, p. 774 – 783, 2004.

COLEBROOK, C. F. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. **Journal of the Institution of Civil Engineers**. v. 11, n. 4, p. 133 – 156, 1939.

COLEMAN, J. W.; GARIMELLA, S. Characterization of two-phase flow patterns in small diameter round and rectangular tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 42, n. 15, p. 2869 – 2881, 1999.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. Convective Boiling and Condensation. Oxford: Oxford University Press, 1994.

COOPER, M. G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling – a wide-ranging examination using reduced properties., **Advances in Heat Transfer**, v. 16, p.157 – 239, 1984.

COPETTI, J. B.; MACAGNAN M. H.; KUNSLER, N. L. F.; ZINANI, F. Experimental study of R-600a boiling in 2.6 mm tube. In: THE IIR INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 23., 2011, Praga.

DAMIANIDES, C. A.; WESTWATER, J.W. Two-phase flow patterns in a compact heat exchanger and in small tubes. In: UNITED KINGDOM NATIONAL CONFERENCE ON HEAT TRANSFER, 2., 1988, Glasgow. **Anais...** London: Mechanical Engineering Publications, 1988, p. 1257 – 1268.

DAVIS, E. J.; ANDERSON, G. H. The incipience of nucleate boiling in forced convection flow. **AIChE Journal**. v. 12, n. 4, p. 774 – 780, 1966.

DITTUS, P. W.; BOELTER, L. M. K. University of California Publish Engineering. v. 2, n. 13, p. 443 – 461, 1930.

DOMANSKI, P.A. Refrigerants for the 21st century, **Journal of Research of the NIST**. v. 103, n. 5, p. 1 – 5, 1998.

DONALDSON, A. A.; KIRPALANI, D. M.; MACCHI, A. Curvature induced flow pattern transitions in serpentine mini-channels. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 37, n. 5, p. 429 – 439, 2011.

FERNANDO, P. *et al.* Propane heat pump with low refrigeration charge: design and laboratory tests. **International Journal of Refrigeration**. v. 27, n. 7, p. 761 – 773, 2004.

FILIPPINI, S.; MERLO U. Air cooled heat exchangers for CO₂ Refrigeration cycles. In: THE IIR INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, 23., 2011, Praga.

FORSTER, H. K.; ZUBER, N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. **American Institute of Chemical Engineers**. v. 1, n. 4, p. 531 – 535, 1955.

FOX, R. W.; McDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. Introduction to Fluid Mechanics. New York: John Wiley & Sons, 2004.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. **European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy**, paper E2. (1979)

FUKANO, T.; KARIYASAKI, A. Characteristics of gas – liquid two-phase flow in a capillary tube. **Nuclear Engineering and Design**. v. 141, n. 1-2, p. 59 – 68, 1993.

GARIMELLA, S.; KILLION, J. D. e COLEMAN, J. W. An experimental validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for circular channel. **Journal of Fluid Engineering**. v. 124, p. 205 – 214, 2002.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Journal of Chemical Engineering**. v.16, n. 2, p. 359–68, 1976.

GRANRYD, E. Hydrocarbons as refrigerants – an overview, **International Journal of Refrigeration**. v. 24, n. 1, p. 15 – 24, 2001.

HAALAND, S. E. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Flow. **Journal of Fluids Engineering**. v. 105, n. 1, p. 89 – 90.

INCROPERA, F. P.; DeWITT, D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. New York: John Wiley & Sons, 2002.

JACOBI, A. M; THOME, J. R. Heat Transfer Model for Evaporation of Elongated Bubble Flows in Microchannel. **Journal of Heat Transfer**. v. 124, n. 6, p. 1131 – 1136, 2002.

JOW, C.-S.; TING, C.-C.; WANG, W.-R. Efficiency analysis of home refrigerators by replacing hydrocarbon refrigerants. **Measurement**. v. 42, n. 5, p. 697 – 701, 2009.

JUNG, D. *et al.* Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators. **International Journal of Refrigeration**. v. 23, n. 7, p. 517 – 527, 2000.

JUNIOR, G. G. **Transferência de calor e queda de pressão durante a condensação convectiva do R-134a em microcanais paralelos, Brasil**. 2011. 222 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2011.

KANDLIKAR, S. G. A general correlation for two-phase flow boiling heat transfer coefficient inside horizontal and vertical tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 102, p. 219-228, 1990.

KANDLIKAR, S. G. *et al.* Bubble nucleation and growth characteristics in subcooled flow boiling of water. In: NATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 4., 1997, Houston. **Anais...** Houston: ASME, 1997. p. 11 – 18.

KANDLIKAR, S. G.; SHOJI, M.; DHIR, V. K. Handbook of phase change: Boiling and Condensation. Filadelfia. Taylor & Francis, 1999.

KANDLIKAR, S. G. Two-Phase Flow Patterns, Pressure Drop and Heat Transfer during Boiling in Minichannel Flow Passages of Compact Evaporators. **Heat Transfer Engineering**. v. 23, n. 1, p. 5 – 23, 2002.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of Microchannel Flow Passages – Thermohydraulic Performace and Fabrication Technology. **Heat Transfer Engineering**. v. 24, n. 1, p. 5 – 15, 2003.

KANDLIKAR, S. G.; BALASUBRAMANIAN, P. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar and deep laminar flows in minichannels and microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, n. 3, p. 86 – 93, 2004.

KANDLIKAR, S. G. *et al.* Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels. Oxford: Elsevier, 2006.

KAWAHARA, A.; CHUNG, P.M.-Y.; KAWAJI, M. Investigation of Two-Phase flow Pattern, Void Fraction and Pressure Drop in a Microchannel. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 28, n. 9, p. 1411-1435, 2002.

KEN, P. A.; CORNWELL, K. Boiling in Small Parallel Channels. London: Elsevier, 1993.

KEN, P. A.; CORNWELL, K. Correlations for the Prediction of Boiling Heat Transfer in Small-Diameter Channels. **Applied Thermal Engineering**. v. 17, n. 8, p. 705-715, 1997.

LEE, H.-S. *et al.* Characteristics of condensing and evaporating heat transfer using hydrocarbon refrigerants, **Applied. Thermal Engineering**. v. 26, n. 10, p.1054-1062, 2006.

LIN, S.; KEW, P.A.; CORNWELL, K. Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube. **International Journal of Refrigeration**. v. 24, p. 51 – 56, 2001.

LIU, Z.; BI, Q.; GUO, Y.; SU, Q. Heat transfer characteristics during subcooled flow boiling of a kerosene kind hydrocarbon fuel in a 1 mm diameter channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 55, n. 19-20, p. 4987 – 4995, 2012.

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. **International Journal of Refrigeration**. v. 18, n. 3, p. 190 – 197, 1995.

MANDHANE, J. M.; GREGORY, G. A.; AZIZ, K. A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 1, n. 4, p. 537 – 553, 1974.

MEHENDALE S. S.; JACOBI, A. M. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. **ASME Applied Mechanics Reviews**. v. 53, n. 7, p.157 – 193, 2000.

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, S. Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants - A review. **International Journal of Greenhouse Gas Control**. v. 3, n. 1, p.108 – 119, 2009.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**. vol. 20, n. 6, p. 297 – 308, 1986.

NUKIYAMA, S. The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. **Journal of Japanese Society of Mechanical Engineers**. v. 37, p. 367 -374, 1934.

OZAWA, M. *et al.* Flow pattern and boiling heat transfer of CO₂ in horizontal small-bore tubes. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 35, n. 8, p. 699 – 709, 2009.

PAMITRAN, A. S. *et al.* Characteristics of two-phase flow pattern transitions and pressure drop of five refrigerants in horizontal circular small tubes. **International Journal of Refrigeration**. v. 33, n. 3, p. 578 – 588, 2010.

PETUKOV, B. S. Heat Transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in Heat Transfer*. v. 6, 1970.

PETTERSEN, J. Flow vaporization of CO₂ in microchannels tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**. v. 28, n. 2 – 3, p. 111 – 121, 2004.

QI, S.L. *et al.* Single-phase pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent liquid nitrogen flow in micro-tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, p. 1993 – 2001, 2007.

REVELLIN, R. *et al.* Characterization of diabatic two-phase flows in microchannels: Flow parameter results for R-134a in a 0,5 mm channel. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 32, n. 7, p. 755 -774, 2006.

REVELLIN, R.; THOME, J. R. Optical measurements to Characterize Two-Phase Fluid Flow in Microchannels. **Multiphase Science and Technology**. v. 19, n. 1, p. 75 – 97, 2007.

SAISON, S.; On, J.K.; WONGWISES, S. Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 19 – 20, p. 4023-4038, 2010.

SAITOH, S.; DAIGUJI, H.; HIHARA, E. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 48, n. 23 – 24, p. 4973 – 4984, 2005.

SAITOH, S.; DAIGUJI, H.; HIHARA, E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 25 – 26, p. 5215 – 5225, 2007.

SANTOS, G. P. **Uso de hidrocarbonetos em frigorífico de pequeno porte**. 1996. 109 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, SP, 1996.

SATO, T.; MATSUMURA, H. **On the condition of incipient subcooled boiling with forced convection**. Disponível em: <[http://ci.nii.ac.jp/els/110002363061.pdf?id = ART0002653622 &type=pdf&lang=en&host=cinii&order_no=&ppv_type=0&lang_sw=&no=1337608192&cp =>](http://ci.nii.ac.jp/els/110002363061.pdf?id=ART0002653622&type=pdf&lang=en&host=cinii&order_no=&ppv_type=0&lang_sw=&no=1337608192&cp=>)>. Acesso em: 10 mai. 2012.

SECOP – Tecnologia em compressores. Disponível em: <http://www.secop.com/uploads/media/application_guideline_r600a_r290_05-2011_desa610a102.pdf>. Acesso em: 10 jun. 2011.

SHIFERAW, D. *et al.* Examination of heat transfer correlations and a model for flow boiling of R134a in small diameter tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 50, n. 25 – 26, p. 5177 – 5193. 2007.

SHIN, J. Y.; KIM, M. S.; RO, S. T. Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in a horizontal tube, **International Journal of Refrigeration**. v. 20, n. 4, p. 267 – 275, 1997.

SUO, M.; GRIFFITH, P. Two-phase flow in capillary tubes. **Journal of Basic Engineering**. v. 9, p. 576 – 582, 1964.

TAITEL, Y.; DUKLER, A. E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. **AIChE Journal**. v. 22, n. 1, p. 47 – 55, 1976.

THOME, J. R. **Engineering Data Book III**. 2010. Disponível em: <<http://www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf>>. Acesso em: 11 mai. 2011.

THOME, J. R. State-of-the-Art Overview of Boiling and Two-Phase Flows in Microchannels. **Heat Transfer Engineering**. v. 27, n. 9, p. 4 – 19, 2006.

THOME, J.R.; DUPONT, V.; JACOBI, A. M. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 77, n. 14 – 16, p. 3375 – 3385, 2004.

TIBIRIÇA, C. B.; RIBASTSKI. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 53, n. 11-12, p. 2459 – 2468, 2010.

TONG, L. S.; TANG, Y. S. **Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow**. Washington: Taylor & Francis, 1997.

TRAN, T. N. *et al.* Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels : an experimental investigation and correlation development. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 26, p. 1739 – 1754, 2000.

TRIPLETT, K. A. *et al.* Gas-liquid two-phase flow in microchannels part I: two-phase flow patterns. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 25, n. 3, p. 377 – 394, 1999.

ULLMANN, A.; BRAUNER, N. The prediction of flow pattern maps in minichannels. **Multiphase Science and Technology**. v. 19, n. 1, p. 49 – 73, 2007.

VLASIE, C.; *et al.* Flow boiling in small diameter channels. **International Journal of Refrigeration**. v. 27, n. 2, p. 191 – 201, 2004.

WANG, C.-C.; CHIANG, C.-S.; LU, D.-C. Visual observation of two-phase flow pattern of R-22, R-134a, and R-407C in a 6.5 mm smooth tube. **Experimental Thermal and Fluid Science**. v. 15, n. 4, p. 395 – 405, 1997.

WEN, M.-Y.; HO, C.-Y.; JANG, J.-K. Boiling heat transfer of refrigerant R-600a/R-290-oil mixtures in the serpentine small-diameter U-tubes. **Applied Thermal Engineering**. v. 27, n. 14 – 15, p. 2353 – 2362, 2007.

WOJTAN, L.; URSENHARCHER, T; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I and Part II, **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 48, n. 14, p. 2955-2985, 2005.

YAN, Y.-Y.; LIN, T-F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 41, p. 4183 – 4194, 1998.

YANG, C. – Y., SHIEH C. – C. Flow pattern of air-water and two-phase R-134a in small circular tubes. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 27, p. 1163 – 1177, 2001.

ZHANG, W.; HIBIKI, T.; MISHIMA, K. Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 47, n. 26, p. 5749 – 5763, 2004.

ZHANG, M.; WEBBER, R. L. Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**. v. 25, n. 3 – 4, p. 131 – 139, 2001.

ANEXO A – CÁLCULOS DAS INCERTEZAS PROPAGADAS

Com o intuito de diminuir a incerteza apresentada pelos termopares utilizados nos experimentos, adotou-se um método de propagação de incertezas, tanto do termômetro de referência quanto dos termopares. A incerteza do termômetro de referência, dT_{termo} , considera a precisão de calibração do fabricante ($0,05^\circ\text{C}$), onde a divisão de escala é de $0,1^\circ\text{C}$. Já a incerteza referente ao polinômio de cada termopar, dT_{term} , descrito pela Eq. (3.1), é definida como sendo o desvio padrão da diferença entre a temperatura indicada pelo termopar, T_{term} , e a temperatura indicada pelo termômetro de referência T_{termo} , dado pela Eq. (A.1).

$$dT_{term} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_{term} - T_{termo})^2}{n-1}} \quad (\text{A.1})$$

onde n representa o número de medidas tomadas para uma única temperatura de referência.

Com isso, a incerteza propagada da temperatura dT é dada pela Eq. (A.2).

$$dT = \sqrt{(dT_{term})^2 + (dT_{termo})^2} \quad (\text{A.2})$$

e a incerteza média obtida com os termopares é de $0,42^\circ\text{C}$.

Para obtenção da incerteza do coeficiente de transferência de calor, h , primeiramente é necessário determinar a incerteza de T_{pi} . Para tal, extrai-se a derivada parcial da Eq. (3.8) em relação à T_{pe} e em relação à \dot{q} , dadas pelas Eqs. (A.3) e (A.4), respectivamente.

$$\frac{\partial T_{pi}}{\partial T_{pe}} = 1 \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{\partial T_{pi}}{\partial \dot{q}} = \frac{r_e^2 - r_i^2}{4k_{ai}} - \frac{r_e^2}{2k_{ai}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \quad (\text{A.4})$$

Dessa forma, a incerteza propagada de T_{pi} é, então, determinada pela Eq. (A.5).

$$dT_{pi_prop} = \sqrt{(dT_{pe})^2 + \left[\left(\frac{r_e^2 - r_i^2}{4k_{ai}} - \frac{r_e^2}{2k_{ai}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \right) dq \right]^2} \quad (\text{A.5})$$

A incerteza referente à potência elétrica aplicada tanto no pré-aquecedor quanto na seção de teste é dada pela incerteza combinada, descrita pela Eq. (A.6),

$$dP_{PA_prop} = dP_{ST_prop} = \sqrt{(UdI)^2 + (IdU)^2} \quad (\text{A.6})$$

onde U representa a tensão, dI a incerteza da corrente contínua, I a corrente contínua e dU a incerteza da tensão aplicada, definidos na Tab. (3.4).

Para determinar a incerteza do coeficiente de transferência de calor médio local obtido pela Eq. (3.19), realizam-se as derivadas parciais em relação à q'' , T_{pi} e T_{sat} , dadas pelas Eqs. (A.7), (A.8) e (A.9), respectivamente.

$$\frac{\partial h}{\partial q''} = \frac{1}{(T_{pi} - T_{sat})} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{\partial h}{\partial T_i} = -\frac{q''}{(T_{pi} - T_{sat})^2} \quad (\text{A.8})$$

$$\frac{\partial h}{\partial T_{sat}} = \frac{q''}{(T_{pi} - T_{sat})^2} \quad (\text{A.9})$$

A incerteza propagada do coeficiente h é, então, determinada pela incerteza combinada descrita pela Eq. (A.10).

$$dh_{prop} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{(T_{pi} - T_{sat})} \right) dq'' \right]^2 + \left\{ \left[-\frac{q''}{(T_{pi} - T_{sat})^2} \right] dT_{pi} \right\}^2 + \left\{ \left[\frac{q''}{(T_{pi} - T_{sat})^2} \right] dT_{sat} \right\}^2} \quad (\text{A.10})$$

Para obter a incerteza da entalpia de entrada da seção de teste, descrita pela Eq. (3.17), determinam-se as derivadas parciais em função de $\eta_{PA} P_{PA}$, \dot{m} e i_{e-PA} , descritas pelas Eqs. (A.11), (A.12) e (A.13), respectivamente.

$$\frac{\partial i_{e-ST}}{\partial(\eta_{PA} P_{PA})} = \frac{1}{\dot{m}} \quad (\text{A.11})$$

$$\frac{\partial i_{e-ST}}{\partial \dot{m}} = -\frac{\eta_{PA} P_{PA}}{\dot{m}^2} \quad (\text{A.12})$$

$$\frac{\partial i_{e-ST}}{\partial i_{e-PA}} = 1 \quad (\text{A.13})$$

Logo, a Eq. (A.14) descreve a incerteza propagada da entalpia de entrada da seção de teste.

$$di_{e-ST_prop} = \sqrt{di_{e-PA}^2 + \left(\frac{1}{\dot{m}} d(\eta_{PA} P_{PA})\right)^2 + \left(-\frac{\eta_{PA} P_{PA}}{\dot{m}^2} d\dot{m}\right)^2} \quad (\text{A.14})$$

Em relação ao título de vapor calculado na entrada da seção de teste descrito pela Eq. (3.18), determinam-se as derivadas parciais em função das variáveis i_{e-ST} , i_l e i_{lv} , dadas respectivamente pelas Eqs. (A.15), (A.16) e (A.17).

$$\frac{\partial X}{\partial i_{e-ST}} = \frac{1}{i_{lv}} \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{\partial X}{\partial i_l} = -\frac{1}{i_{lv}} \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{\partial X}{\partial i_{lv}} = -\left(\frac{i_{e-ST} - i_l}{i_{lv}^2}\right) \quad (\text{A.17})$$

Então, a incerteza propagada do título de vapor na entrada da seção de teste é dado pela Eq. (A.18).

$$dX_{prop} = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{i_{lv}} \right) di_{e-ST-prop} \right]^2 + \left[\left(-\frac{1}{i_{lv}} \right) di_{l-prop} \right]^2 + \left[- \left(\frac{i_{e-ST} - i_l}{i_{lv}^2} \right) di_{lv-prop} \right]^2} \quad (\text{A.18})$$

As incertezas dos valores obtidos a partir do software REFPROP foram calculadas com base em uma regressão linear dos dados de temperatura de saturação, entalpia de líquido saturado e entalpia de vapor saturado em função da pressão absoluta medida experimentalmente.

Com base nos resultados experimentais, a regressão linear resultou nas Eqs. (A.19), (A.20) e (A.21).

$$T_{sat} = 0,108 p_{sat} \quad (\text{A.19})$$

$$i_l = 0,265 p_{sat} \quad (\text{A.20})$$

$$i_{lv} = -0,120 p_{sat} \quad (\text{A.21})$$

Com base na derivação das Eqs. (A.19), (A.20) e (A.21) em relação à p , determinam-se as incertezas de T_{sat} , i_l e i_{lv} , em função de P_{sat} dadas pelas Eqs. (A.22), (A.23) e (A.24).

$$\frac{dT_{sat}}{dp_{sat}} = 0,108 \text{ °C/kPa} \quad (\text{A.22})$$

$$\frac{di_l}{dp_{sat}} = 0,265 \text{ kJ/(kg kPa)} \quad (\text{A.23})$$

$$\frac{di_{lv}}{dp_{sat}} = -0,102 \text{ kJ/(kg kPa)} \quad (\text{A.24})$$

Dessa forma, as incertezas propagadas de T_{sat} , i_l e i_{lv} são dadas pelas Eqs. (A.25), (A.26) e (A.27).

$$dT_{sat_prop} = \sqrt{\left(\frac{dT_{sat}}{dP_{sat}} dP_{sat}\right)^2 + dT^2} \quad (\text{A.25})$$

$$di_l_prop = \sqrt{\left(\frac{di_l}{dP_{sat}} dP_{sat}\right)^2} \quad (\text{A.26})$$

$$di_{lv_prop} = \sqrt{\left(\frac{di_{lv}}{dP_{sat}} dP_{sat}\right)^2} \quad (\text{A.27})$$

ANEXO B – CORRELAÇÕES PARA A QUEDA DE PRESSÃO

Correlação de Friedel (1979)

A correlação de Friedel (1979) é fundamentalmente o produto entre a queda de pressão no escoamento líquido monofásico e um fator de correção e é dada pela Eq. (B.1),

$$\Delta p_{atrit} = \Delta p_{atrit-sl} (\phi_{atrit})^2 \quad (B.1)$$

onde $\Delta p_{atrit-sl}$ representa a queda de pressão devido somente à componente líquida descrita pela Eq. (3.10) e $(\phi_{atrit})^2$ representa um fator multiplicador bifásico, descrito, por sua vez, pela Eq. (B.2),

$$(\phi_{atrit})^2 = E + \frac{3,24FH}{(Fr_H)^{500} (We_{sl})^{500}} \quad (B.2)$$

onde F , H e E representam fatores adimensionais em função do título de vapor e das propriedades do líquido e do vapor e são dados pela Eqs. (B.3), (B.4) e (B.5), respectivamente,

$$F = X^{0,78} (1 - X)^{0,224} \quad (B.3)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7} \quad (B.4)$$

$$E = (1 - X)^2 + X^2 \left(\frac{\rho_l f_{sv}}{\rho_v f_{sl}} \right) \quad (B.5)$$

onde f_{sv} e f_{sl} são os fatores de atrito relacionados às fases somente líquida e somente de vapor conforme o regime de escoamento e são descritos pelas Eqs. (B.6), (B.7), (B.8) e (B.9).

$$f_{sv} = \frac{16}{\text{Re}_{sv}} \quad \text{se } \text{Re}_{sv} \leq 2.000 \quad (\text{B.6})$$

$$f_{sl} = \frac{16}{\text{Re}_{sl}} \quad \text{se } \text{Re}_{sl} \leq 2.000 \quad (\text{B.7})$$

$$f_{sv} = \frac{0,079}{(\text{Re}_{sv})^{\frac{1}{4}}} \quad \text{se } \text{Re}_{sv} > 2.000 \quad (\text{B.8})$$

$$f_{sl} = \frac{0,079}{(\text{Re}_{sl})^{\frac{1}{4}}} \quad \text{se } \text{Re}_{sl} > 2.000 \quad (\text{B.9})$$

Neste caso, os números de Reynolds das fases somente de vapor e somente líquida são descritos pelas Eqs. (B.10) e (B.11), respectivamente.

$$\text{Re}_{sv} = \frac{GD_i}{\mu_{sv}} \quad (\text{B.10})$$

$$\text{Re}_{sl} = \frac{GD_i}{\mu_{sl}} \quad (\text{B.11})$$

O termo Fr_H representa o número adimensional de Froude homogêneo e é dado pela Eq. (B.12),

$$Fr_H = \frac{\dot{m}^2}{gDi(\rho_H)^2} \quad (\text{B.12})$$

onde ρ_H representa a massa específica homogênea dada pela Eq. (B.13).

$$\rho_H = \left(\frac{X}{\rho_v} + \frac{1-X}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (\text{B.13})$$

Já, o termo We_{sl} da Eq. (B.2) representa o número adimensional de Weber da fase somente líquida e é dado pela Eq. (B.14),

$$We_{sl} = \frac{\dot{m}^2 D_i}{\sigma \rho_H} \quad (\text{B.14})$$

onde σ representa a tensão superficial.

Correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986)

As perdas de pressão por atrito das fases somente líquida e somente de vapor são obtidas separadamente pelas Eq. (B.15) e (B.16),

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_{\text{atrit,sl}} = f_{sl} \frac{\dot{m}}{2\rho_l D_i} = A \quad (\text{B.15})$$

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_{\text{atrit,sv}} = f_{sv} \frac{\dot{m}}{2\rho_v D_i} = B \quad (\text{B.16})$$

onde os fatores de atrito f_{sl} e f_{sv} , tal como na correlação de Friedel, consideram a fase somente líquida e a fase somente de vapor. Tais fatores, por sua vez, levam em conta diferentes números de Reynolds como condição e são descritos pelas Eqs. (B.17), (B.18), (B.19) e (B.20).

$$f_{sv} = \frac{64}{\text{Re}_{sv}} \quad \text{se } \text{Re}_{sv} \leq 1.187 \quad (\text{B.17})$$

$$f_{sl} = \frac{64}{\text{Re}_{sl}} \quad \text{se } \text{Re}_{sl} \leq 1.187 \quad (\text{B.18})$$

$$f_{sv} = \frac{0,364}{(\text{Re}_{sv})^{\frac{1}{4}}} \quad \text{se } \text{Re}_{sv} > 1.187 \quad (\text{B.19})$$

$$f_{sl} = \frac{0,364}{(\text{Re}_{sl})^{\frac{1}{4}}} \quad \text{se } \text{Re}_{sl} > 1.187 \quad (\text{B.20})$$

Neste caso, as perdas, descritas pelas Eqs. (B.15) e (B.16) representam contribuições lineares que constituem a Eq. (B.21).

$$D = A + 2(B - A)X \quad (\text{B.21})$$

Logo, a queda de pressão para escoamento bifásico ou para ebulição convectiva pode ser dado pela Eq. (B.22).

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_{\text{atrit}} = D(1 - X)^{\frac{1}{C}} + Bx^C \quad (\text{B.22})$$

Com base nos dados experimentais, os autores obtiveram o valor da constante $C = 3$.

Correlação de Tran *et al.* (2000)

A correlação proposta por estes autores baseia-se em uma modificação no método do coeficiente B , desenvolvido por Chisholm (1983). Eles propõem a substituição do coeficiente B pelo número de confinamento Co . Dessa forma, o multiplicador bifásico devido ao atrito é descrito pela Eq. (B.23),

$$(\phi_{\text{atrit}})^2 = 1 + (4,3\Gamma^2 - 1) \left[Co \left(X^{0,875} (1 - X)^{0,875} + X^{1,75} \right) \right] \quad (\text{B.23})$$

onde Γ^2 representa um coeficiente adimensional que relaciona os gradientes de pressão por atrito entre as fases somente líquida e somente de vapor e é definido pela Eq. (B.24).

$$\Gamma^2 = \frac{(dp/dz)_{\text{atrit,sl}}}{(dp/dz)_{\text{atrit,sv}}} \quad (\text{B.24})$$

Dessa forma, a queda de pressão por atrito na ebulição convectiva é dada pela Eq. (B.25).

$$\Delta p_{atrit} = \Delta p_{atrit,l} \left\{ 1 + (4,3\Gamma^2 - 1) \left[C_0 \left(X^{0,875} (1-X)^{0,875} + X^{1,75} \right) \right] \right\} \quad (\text{B.25})$$

Correlação de Zhang e Webb (2001)

A correlação de Zhang e Webb (2001) propõe uma modificação na correlação proposta por Friedel (1979). Em sua correlação, os autores propõem substituir razões adimensionais entre massas específicas e viscosidades, presentes na Eq. (B.2), pela pressão reduzida, descrita pela Eq. (B.26),

$$p_{red} = \frac{p}{p_{crit}} \quad (\text{B.26})$$

onde p e p_{crit} representam a pressão do fluido e a pressão crítica, respectivamente.

Dessa forma, o fator multiplicador bifásico é redefinido de acordo com a Eq. (B.27).

$$(\phi_{atrit})^2 = (1-X)^2 + 2,87X^2 (p_{red})^{-1} + 1,68X^{0,8} (1-X)^{0,25} (p_{red})^{-1,64} \quad (\text{B.27})$$

ANEXO C – CORRELAÇÕES PARA O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Correlação de Zhang, Hibiki e Mishima (2004)

Zhang, Hibiki e Mishima analisaram a aplicabilidade do modelo proposto por Chen (1966) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para ebulição convectiva (h_{ec}), descrito pela Eq. (C.1),

$$h_{ec} = Sh_{en} + Fh_{sl} \quad (C.1)$$

onde h_{en} corresponde ao coeficiente de transferência de calor devido à ebulição nucleada, h_{sl} é o coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico, S é o fator de supressão, que considera gradientes de temperatura próximos à parede devido aos movimentos do fluido, que tendem a suprimir o número de núcleos ativos de bolhas, e F é o fator de intensificação dos efeitos convectivos, associado ao aumento da turbulência convectiva, devido à presença de vapor.

O termo da ebulição nucleada não sofreu modificações. O fator de supressão, S , é dado pela Eq (C.2),

$$S = \left(\frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re_l^{1,17}} \right) \quad (C.2)$$

onde Re_l é o número de Reynolds da fase líquida (Eq. 2.10).

Já o coeficiente de transferência de calor devido à ebulição nucleada é dado pela equação de Forster-Zuber (1955), para ebulição em piscina, tal como:

$$h_{en} = 0,00122 \left(\frac{(k_l)^{0,79} (c_{p,l})^{0,45} (v_v)^{0,24}}{(\sigma)^{0,5} (\mu_l)^{0,29} (i_v - i_l)^{0,24} (v_l)^{0,49}} \right) (\Delta T_{sup})^{0,24} (\Delta p_{sup})^{0,75} \quad (C.3)$$

onde k_l é a condutividade térmica do líquido, $c_{p,l}$ é o calor específico da fase líquida, v_v é o volume específico da fase de vapor, v_l é o volume específico da fase líquida, σ é a tensão superficial, μ_l é a viscosidade da fase líquida, $(i_v - i_l)$ é o calor latente de vaporização, ΔT_{sup} é o superaquecimento da parede ($T_{pi} - T_{sat}$) e Δp_{sup} é a diferença entre a pressão de vapor do fluido na temperatura da parede e na temperatura de saturação ($p_{pi} - p_{sat}$), respectivamente.

A modificação proposta por Zhang, Hibiki e Mishima está no termo da convecção forçada, ou seja, no parâmetro F e no coeficiente de transferência de calor monofásico, h_{sl} .

O fator de intensificação dos efeitos convectivos é dado por:

$$F = \text{MAIOR}(F', 1) \quad (\text{C.4})$$

ou seja, o fator F é o maior valor entre de F' e 1. O fator F' é função do fator de atrito multiplicador bifásico, $(\phi_{atrit})^2$, ou:

$$F' = 0,64(\phi_{atrit}^2)^{0,5} = 0,64 \left(1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \right)^{0,5} \quad (\text{C.5})$$

onde C é uma constante que generaliza o uso de ϕ_{atrit}^2 para as diferentes condições de escoamento e X_{tt} é o parâmetro de Lockhart- Martinelli, que relaciona a queda de pressão por atrito das fases líquida e vapor, dado pela Eq. (C.6).

$$X_{tt} = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_l}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_v} \right]^{0,5} = \left(\frac{f_l}{f_v} \right)^{0,5} \left(\frac{1-X}{X} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (\text{C.6})$$

onde f_l e f_v são os fatores de atrito do líquido e do vapor, respectivamente, X é o título de vapor e ρ_l a massa específica do líquido e ρ_v a do vapor.

A constante C da Eq. (C.5) depende do regime de escoamento, ou seja:

$$C = 5; \text{ Para } Re_l < 1.000 \text{ e } Re_v < 1.000 (X_{tt \text{ lam,lam}})$$

$$C = 10; \text{ Para } Re_l > 2.000 \text{ e } Re_v < 1.000 (X_{tt \text{ turb,lam}})$$

$$C = 12; \text{ Para } Re_l < 1.000 \text{ e } Re_v > 2.000 (X_{tt \text{ lam,turb}})$$

$C = 20$; Para $Re_l > 2.000$ e $Re_v > 2.000$ ($X_{tt\ lam, lam}$).

Para outras condições de Re_l e Re_v , interpolam-se os valores de C .

Os fatores de atrito da Eq. (C.6) são dados para as seguintes condições:

- tubos circulares e $Re < 1.000$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (C.7)$$

- canais e $Re > 2.000$

$$f = \frac{24}{Re} (1 - 3,55\beta + 1,947\beta^2 - 1,701\beta^3 + 0,956\beta^4 - 0,254\beta^5) \quad (C.8)$$

- tubos circulares e $Re < 1.000$

$$f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (C.9)$$

A outra alteração proposta por Zhang, Hibiki e Mishima está relacionada às correlações do número de Nusselt para o escoamento monofásico líquido e que definem o cálculo do h_{st} , como descrito pelas Eqs. (C.10), (C.11) e (C.12).

- tubos circulares e regime laminar sob condições de fluxo de calor uniforme

$$Nu_{lam} = 4,36 \quad (C.10)$$

- tubos circulares e regime turbulento (Eq. de Dittus- Boelter)

$$Nu_{turb} = 0,023(Re_l)^{0,8} (Pr_l)^{0,4} \quad (C.11)$$

- canais e regime laminar

$$Nu_{lam} = 8,235 (1 - 2,042\beta + 3,085\beta^2 - 2,4765\beta^3 + 1,058\beta^4 - 0,186\beta^5) \quad (C.12)$$

Uma vez estabelecido o número de Nusselt, o h_{sl} para tubos horizontais pode ser determinado pelas Eqs. (C.13) e (C.14).

$$h_{sl} = \frac{k_l}{D_h} \text{MAIOR}(Nu_{lam}, Nu_{turb}) \quad \text{se } Re_l < 2.300 \quad (\text{C.13})$$

$$h_{sl} = \frac{k_l}{D_h} Nu_{turb} \quad \text{se } Re_l \geq 2.300 \quad (\text{C.14})$$

Correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004)

Os autores propõem modificações em parâmetros na correlação de Kandlikar (1990), para incluir o efeito da redução do diâmetro e estender a aplicação do modelo aos regimes de escoamento de transição e laminar, já que conforme os autores à medida que o diâmetro de escoamento diminui o regime tende ao laminar. O modelo propõe que o coeficiente de transferência de calor para o escoamento com ebulição seja o correspondente ao processo dominante, ebulição nucleada ou convectiva, tal como mostra a Eq. (C.17).

$$h = \text{MAIOR} (h_{en}, h_{ec}) \quad (\text{C.17})$$

Neste caso, o coeficiente de transferência de calor devido à ebulição nucleada é dado pela Eq. (C.18),

$$h_{en} = 0,6683NC^{-0,2}(1-X)^{0,8}h_{sl} + 1058Bo^{0,7}(1-X)^{0,8}F_{Fl}h_{sl} \quad (\text{C.18})$$

onde NC corresponde ao número de convecção e é definido pela Eq. (C.19),

$$NC = \left[\frac{(1-X)}{X} \right]^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (\text{C.19})$$

já Bo representa o número boiling, que por sua vez, é definido pela Eq. (C.20),

$$Bo = \frac{q''}{G(i_v - i_l)} \quad (C.20)$$

F_{Fl} é um parâmetro adimensional que considera o efeito do fluido no processo, de modo a estender a aplicação da correlação a outros fluidos, e também a relação com o material do tubo, por isto é denominado parâmetro de fluido-superfície. A Tab. (C.1) apresenta os valores de F_{Fl} para alguns fluidos e superfícies de cobre e latão. Os autores indicam que para o caso de tubos aço inoxidável o $F_{Fl} = 1$.

Tabela C.1 – Valores de parâmetros de fluido-superfície recomendados para a correlação de Kandlikar (1990).

Fluido	F_{Fl}
Água	1,00
R-11	1,30
R-12	1,50
R-13B1	1,31
R-22	2,20
R-113	1,30
R-114	1,24
R-134a	1,63
R-152a	1,10
R-32/R-132	3,30
R-141b	1,80
R-124	1,00
Querosene	0,488

Por outro lado, o coeficiente de transferência de calor devido à convecção é dada pela Eq. (C.21).

$$h_{ec} = 1,136NC^{-0,9}(1-X)^{0,8}h_{sl} + 667,2Bo^{0,7}(1-X)^{0,8}F_{Fl}h_{sl} \quad (C.21)$$

O coeficiente de transferência de calor para escoamento de líquido somente, h_{sl} , é, por sua vez, determinado pelas correlações de Petukov e Popov (1963) e Gnielinski (1976) apud. Incropera e Dewitt (2002), conforme Eqs. (C.22) e (C.23), para regimes de escoamento turbulento e de transição, respectivamente. O número de Reynolds neste caso é definido em função da viscosidade da fase líquida.

$$h_{sl} = \frac{Re_{sl} Pr_l \left(\frac{f_{sl}}{2} \right) \left(\frac{k_l}{D_i} \right)}{1 + 12,7 \left(Pr_l^{2/3} - 1 \right) \left(\frac{f_{sl}}{2} \right)^{0,5}} \quad (10^4 < Re_{sl} < 5 \times 10^6) \quad (C.22)$$

$$h_{sl} = \frac{(Re_{sl} - 1000) Pr_l \left(\frac{f_{sl}}{2} \right) \left(\frac{k_l}{D_i} \right)}{1 + 12,7 \left(Pr_l^{2/3} - 1 \right) \left(\frac{f_{sl}}{2} \right)^{0,5}} \quad (3.000 < Re_{sl} < 10^4) \quad (C.23)$$

Para o regime de escoamento laminar, h_{sl} é dado por:

$$h_{sl} = \frac{Nuk_l}{D_h} \quad (100 < Re_{sl} < 1.600) \quad (C.24)$$

onde Nu é uma constante C .

Já para valores de Reynolds inferiores a 3.000 e superiores a 1.600, os autores sugerem uma interpolação linear de h_{sl} , entre os dados pelas Eqs. (C.23) e (C.24).

Correlação de Choi *et al.* (2007)

Assim como no caso de Zhang, Hibiki e Mishima, Choi *et al.* propuseram uma modificação ao modelo de Chen (1966), dado pela Eq. (C.1). O ajuste de parâmetros e novas equações propostas considerou um conjunto de dados experimentais para os refrigerantes R-22, R-134a e CO₂ em ebulição em tubos de 1,5 e 3,0 mm de diâmetro interno.

Os autores observaram que o fluxo de massa tem um efeito significativo na supressão da ebulição nucleada e para ebulição em mini canais a supressão é menor que em canais ditos convencionais.

Usando o conjunto de dados experimentais, os autores propuseram o fator de supressão da Eq. (C.25),

$$S = 469,1689\phi_f^{2^{-0,2093}} Bo^{0,7402} \quad (C.25)$$

Já o h_{en} é dado pela correlação de Cooper (1984) para ebulição em piscina, desprezando a rugosidade da superfície, como mostrado na Eq. (C.26),

$$h_{en} = 55(p_{red})^{0,12} (-0,4343 \ln(p_{red}))^{-0,55} M^{-0,5} (q'')^{0,67} \quad (C.26)$$

onde p_{red} representa a pressão reduzida, M é a massa molar do refrigerante e q'' representa a fluxo de calor, em W/m².

Uma equação para o fator F de intensificação devido aos convectivos foi desenvolvida com um método de regressão usando os dados experimentais, na seguinte forma:

$$F = 0,042(\phi_{arrit})^2 + 0,958 = 0,042 \left(1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{PM^2} \right) + 0,958 \quad (C.27)$$

onde os valores para a constante C são os mesmos que na correlação de Zhang, Hibiki e Mishima, conforme regime de escoamento.

O h_{sl} é definido pela correlação de Dittus-Boelter (1930) *apud*. Incropera e DeWitt (2002) para regime turbulento conforme Eq. (C.11).

Correlação de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007)

A correlação proposta pelos autores também é baseada no modelo de Chen (1966) descrito pela Eq. (C.1).

O fator de intensificação F é uma função do parâmetro de Lockhart-Martinelli e do número de Weber da fase somente de vapor, We_{sv} , para levar em conta o efeito do diâmetro, conforme Eq. (C.29),

$$F = 1 + \frac{(X_{tt})^{-l}}{1 + (We_{sv})^m} \quad (C.29)$$

onde $\left(We_{sv} = \frac{G_v^2 D}{(\sigma \rho_v)} \right)$.

O fator de supressão S é descrito como uma função do número de Reynolds da ebulição convectiva, Re_{ec} , e é dado pela Eq. (C.30),

$$S = \frac{1}{1 + a(10^{-4} Re_{ec})^n} \quad (C.30)$$

onde Re_{ec} é dado pela Eq. (C.31).

$$Re_{ec} = Re_{sl} F^{1,25} \quad (C.31)$$

Os coeficientes l , m , a e n contidos nas Eqs. (C.29) e (C.30) são 1,05; -0,4; 0,4 e 1,4, respectivamente, e foram obtidos a partir de uma base de dados com 2.224 pontos.

O coeficiente de transferência de calor da ebulição nucleada é dado pela correlação de Stephan e Abdelsalam (1980) para ebulição em piscina e refrigerantes orgânicos, conforme Eq. (C.32),

$$h_{en} = 207 \frac{k_l}{D_b} \left(\frac{q'' D_b}{k_l T_l} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,581} (Pr_l)^{0,533} \quad (C.32)$$

onde k_l representa a condutividade térmica da fase líquida, q'' o fluxo de calor, T_l a temperatura da fase líquida do refrigerante e D_b o diâmetro de desprendimento da bolha em

ebulição nucleada, $\left(D_b = 0,51 \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \right)$.

Correlação de Bertsch, Groll e Garimella (2009)

A correlação proposta por Bertsch, Groll e Garimella (2009) também baseia-se no modelo de Chen (1966) dado pela Eq. (C.1).

No caso da ebulição nucleada, assim como Choi *et al.*, os autores consideraram para o cálculo do coeficiente de transferência de calor a correlação de Cooper (1984). No entanto, diferente dos autores anteriores, foi considerado o efeito da rugosidade da superfície.

$$h_{en} = 55(p_{red})^{0,12-0,2 \log(e)}(-0,4343 \ln(p_{red}))^{-0,55} M^{-0,5} (q'')^{0,67} \quad (C.34)$$

onde e é a rugosidade da superfície.

A supressão das bolhas parece ser independente do diâmetro do canal e depende somente do título de vapor, conforme este aumenta, ou a quantidade de vapor formado aumenta, inibe o crescimento das bolhas e leva a secagem em elevados títulos. Assim, a formulação proposta pelos autores para o fator de supressão S é uma função linear do título de vapor, tal como:

$$S = 1 - X$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção no escoamento bifásico, h , é calculado como a média dos coeficientes de transferência de calor do líquido, h_{sl} , e do vapor, h_{sv} , e é descrito pela Eq. (C.35).

$$h = h_{sl}(1 - X) + h_{sv}X \quad (C.35)$$

Por sua vez, os coeficientes h_{sl} e h_{sv} são definidos pelas Eqs. (C.36) e (C.37).

$$h_{sl} = \left[3,66 + \frac{0,0668 \frac{D_h}{L} (\text{Re}_{sl})(\text{Pr})}{1 + 0,04 \left(\frac{D_h}{L} (\text{Re}_{sl})(\text{Pr}) \right)^{2/3}} \right] \frac{k_l}{D_h} \quad (C.36)$$

$$h_{sv} = \left[3,66 + \frac{0,0668 \frac{D_h}{L} (\text{Re}_{sv})(\text{Pr})}{1 + 0,04 \left(\frac{D_h}{L} (\text{Re}_{sv})(\text{Pr}) \right)^{2/3}} \right] \frac{k_v}{D_h} \quad (C.37)$$

Já para os autores, o fator de intensificação F é influenciado pelo confinamento das bolhas em canais de diâmetro reduzido, assim a equação proposta para este fator é função do número de confinamento, Co , tal como:

$$F = 1 + a(e^{-bCo})(X^2 - X^6) \quad (C.38)$$

onde os coeficientes a e b foram determinados experimentalmente e seus valores são 80 e 0,6, respectivamente. Com isso, o coeficiente de transferência de calor na ebulição convectiva é definido pela Eq. (C.39).

$$h_{ec} = h_{en}(1 - X) + h[1 + 80(e^{-0,6Co})(X^2 - X^6)] \quad (C.39)$$

ANEXO D – PARÂMETROS ESTATÍSTICOS PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DAS CORRELAÇÕES PROPOSTAS

O erro médio (MBE) que indica a variação entre os valores calculados e os medidos e é definido pela Eq. (D.1).

$$MBE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{valor_{pred_i} - valor_{exp_i}}{valor_{exp_i}} \times 100\% \quad (D.1)$$

Já a raiz do erro quadrático médio (RMSE) permite avaliar a dispersão da regressão e é dado pela Eq. (D.2).

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{valor_{pred_i} - valor_{exp_i}}{valor_{exp_i}} \right)^2} \times 100\% \quad (D.2)$$

Tanto na Eq. (D.1) quanto na Eq. (D.2), n representa o número de medidas realizadas no experimento.