

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO**

PRISCILA FORGIARINI DA SILVA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA EBULIÇÃO DE HIDROCARBONETOS EM TUBO
DE MULTI MINI CANAIS**

São Leopoldo, 06 de Novembro de 2017.

Priscila Forgiarini da Silva

ESTUDO EXPERIMENTAL DA EBULIÇÃO DE HIDROCARBONETOS EM TUBO DE
MULTI MINI CANAIS

Dissertação apresentada como pré-requisito
parcial para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
UNISINOS

Orientador: Prof^a Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Banca Examinadora:

Prof^a. Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani (PPGEM – UNISINOS)

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan (PPGEM – UNISINOS)

Prof. Dr. Júlio César Passos (POSMEC – UFSC)

São Leopoldo, 06 de Novembro de 2017.

S586e Silva, Priscila Forgiarini da.
Estudo experimental da ebulição de hidrocarbonetos em tubo de multi mini canais / Priscila Forgiarini da Silva. – 2017.
84 f. : il. color. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, 2017.
“Orientadora: Prof^a. Dra. Jacqueline Biancon Copetti.”

1. Meios de transferência de calor. 2. Tubos. 3. Calor – Transmissão. 4. Pressão. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecária: Bruna Sant’Anna – CRB 10/2360)

Trabalho desenvolvido para o programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, financiado por auxílio taxa 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 (PROSUP).

São Leopoldo, 06 de Novembro de 2017.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental da transferência de calor e queda de pressão na ebulição do isobutano, R600a, e do propano, R290, em um tubo composto por sete mini canais paralelos, cujo diâmetro hidráulico é de 1,47 mm. Os testes em ebulição foram realizados com uma temperatura de saturação de 20 °C, para ambos os fluidos refrigerantes e pressão de saturação de 300 kPa, para o R600a e de 840 kPa para o R290, com velocidades mássicas entre 35 e 170 kg/(m²s) e fluxos de calor na seção de testes entre 5,3 e 21 kW/m². De acordo com os testes realizados verificou-se que o coeficiente de transferência de calor, para ambos os fluidos refrigerantes, aumenta conforme o incremento do fluxo de calor e velocidade mássica. O coeficiente de transferência de calor atingiu valores entre 1 a 18 kW/(m²K) para o R290 e de 1 a 9 kW/(m²K) para o R600a. A queda de pressão aumentou com o incremento da velocidade mássica e título de vapor em todos os testes, enquanto que o fluxo de calor apresentou influência na queda de pressão apenas nas maiores velocidades mássicas. Observou-se que a queda de pressão por aceleração apresenta a menor parcela, enquanto que, a queda de pressão por atrito apresenta a maior parcela. Na comparação entre o R290 e o R600a, verificou-se que o isobutano apresenta maior queda de pressão. Também foram analisados os padrões de escoamento, sendo observados os padrões de bolhas isoladas, pistonado, agitado, anular ondulado e anular, sendo que o padrão de bolhas isoladas foi observado somente para o R290, e o padrão anular mostrou-se presente para títulos superiores a 0,4.

Palavras-chave: tubo de multi mini canais, coeficiente de transferência de calor, perda de pressão, padrões de escoamento, isobutano, propano.

ABSTRACT

This work presents an experimental study of heat transfer and pressure drop in boiling of isobutane, R600a, and propane, R290, in a tube composed of seven parallel mini channels, whose hydraulic diameter is 1.47 mm. Boiling tests were performed with a saturation temperature of 20 °C for both refrigerants and saturation pressure of 300 kPa for R600a and 840 kPa for R290, with mass velocities between 35 and 170 kg/(m²s) and heat flux in the test section between 5.3 and 21 kW/m². According to the tests performed it was verified that the heat transfer coefficient for both refrigerant fluids increases as the heat flux and mass velocity increase. The heat transfer coefficient reached values between 1-18 kW/(m²K) for the R290 and 1-9 kW/(m²K) for the R600a. The pressure drop increased with increasing mass velocity and vapor quality in all tests, while the heat flux showed influence on the pressure drop only at higher mass velocities. It was observed that the pressure drop by acceleration presents the smallest portion, while the friction presents the largest portion. In the comparison between R290 and R600a, it was found that isobutane showed a higher pressure drop. Flow patterns were also analyzed, with isolated bubble, piston, agitated, annular and annular bubble patterns being observed, and the isolated bubble pattern was observed only for R290, and the annular pattern was present for quality higher than 0.4.

Keywords: multi tube mini channels, heat transfer coefficient, pressure loss, flow patterns, isobutane, propane.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Efeito da velocidade mássica, G , (a) e do fluxo de calor, q'' , (b) sobre o coeficiente de transferência de calor, h_p , para o R290.....	20
Figura 2.2 Comparação entre critérios de transição entre micro e macro escala.	24
Figura 2.3 - Ilustração dos padrões de escoamento para tubos horizontais.....	27
Figura 2.4 Mapa de padrões de escoamento e linhas de transição proposto por Ong e Thome para R1234ze e $D_i = 2,2$ mm.....	30
Figura 2.5 Mapas de padrões de escoamento e linhas de transição para a) diferentes fluidos e diâmetro do canal de 2,2 mm; e b) refrigerante R134a e diferentes diâmetros do canal.	31
Figura 2.6 Comportamento do coeficiente de transferência de calor e padrões de escoamento para diferentes fluxos de calor e massa a $T_{sat} = 27$ °C.....	32
Figura 2.7 Efeito do fluxo de massa sobre o coeficiente médio de transferência de calor.....	33
Figura 2.8 Variações da pressão e da temperatura ao longo da seção de teste para o CO ₂ , em um tubo de multi mini canais.	41
Figura 2.9 Mapa de padrões de escoamento para o CO ₂ para diferentes velocidades mássicas.	41
Figura 2.10 Efeito do fluxo de calor sobre o coeficiente de transferência de calor, para os fluidos refrigerantes (a) R1234ze e (b) R245fa.....	43
Figura 3.1 Esquema da Bancada Experimental.....	45
Figura 3.2 Seção de teste.....	46
Figura 3.3 Transição entre o pré-aquecedor, PA e a seção de teste, ST.....	47
Figura 3.4 Seção de visualização.....	48
Figura 4.1 – Padrões de escoamento para o propano.....	59
Figura 4.2 – Padrões de escoamento para o isobutano.....	59
Figura 4.3 - Padrões de escoamento para o isobutano e propano.....	61
Figura 4.4 - Efeito da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor local, h_z , para o R290, para (a) $q'' = 5,3$ kW/m ² e (b) $q'' = 16$ kW/m ²	62
Figura 4.5 - Efeito da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor local, h_z , para o R600a, para (a) $q'' = 5,3$ kW/m ² e (b) $q'' = 16$ kW/m ²	63
Figura 4.6 - Efeito do fluxo de calor para o R290 e (a) $G = 55$ kg/(m ² s) e.....	64
Figura 4.7 - Efeito do fluxo de calor, para o R600a, para (a) $G = 55$ kg/(m ² s) e.....	65
Figura 4.8 - Comparação do h_z entre o isobutano e propano para um $q'' = 16$ kW/m ² e.....	66

Figura 4.9 - Queda de pressão total, por aceleração e a perda de pressão por atrito para o R290 e (a) $G = 35 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$	67
Figura 4.10 - Queda de pressão total, por aceleração e a perda de pressão por atrito para o R600a e (a) $G = 35 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$	68
Figura 4.11 - Influência da velocidade mássica sobre a perda de pressão por atrito para o R290, para (a) $q'' = 10 \text{ kW}/\text{m}^2$ e (b) $q'' = 16 \text{ kW}/\text{m}^2$	69
Figura 4.12 - Influência da velocidade mássica sobre a perda de pressão por atrito para o R600a, para (a) $q'' = 10 \text{ kW}/\text{m}^2$ e (b) $q'' = 16 \text{ kW}/\text{m}^2$	69
Figura 4.13 - Efeito do fluxo de calor sobre a perda de pressão por atrito para diferentes velocidades mássicas, para o R290.....	70
Figura 4.14 - Efeito do fluxo de calor sobre a perda de pressão por atrito para diferentes velocidades mássicas, para o R600a.....	71
Figura 4.15 - Gradiente de queda de pressão por atrito para (a) $G = 70 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e.....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Classificação dos canais segundo Mehendale et al. (2000).....	22
Tabela 2.2 - Classificação de canais segundo Kandlikar e Grande (2003).	23
Tabela 2.3 - Cálculo da relação custo-eficácia da redução de emissões, em euros €*, para os fluidos refrigerantes R290, R22 e R410A.	35
Tabela 2.4 - Características e propriedades do isobutano, R600a e comparação	37
Tabela 2.5- Características e propriedades do propano, R290 e comparação	39
Tabela 2.6 - Análise da transferência de calor, queda de pressão e padrões de escoamento em um tubo MPE.....	44
Tabela 3.1– Condições de operação nos testes de ebulição	54
Tabela 3.2 – Propriedades dos fluidos refrigerantes a 20°C.....	55
Tabela 4.1 - Máxima incerteza dos principais parâmetros da análise.	56
Tabela 4.2 - Padrões de escoamento para o propano - R290 na ebulição em multicanais a diferentes condições operacionais e temperatura de 20 °C ($p=836$ kPa).....	57
Tabela 4.3 - Padrões de escoamento para o isobutano, R600a, na ebulição em multicanais a diferentes condições operacionais e temperatura de 20 °C ($p=302$ kPa).....	58

LISTA DE SIGLAS

CFC	Clorofluorcarbono
CHF	Fluxo de Calor Crítico (<i>Critical Heat Flux</i>)
GWP	Potencial de Aquecimento Global (<i>Global Warming Potential</i>)
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
BI/BC	Bolha Isolada/Bolha Coalescente
MEMS	<i>Micro Electro Mechanical Systems</i>
MPE	<i>Multiport extrusion tube</i>
ODP	Potencial de Degradação da Camada de Ozônio (<i>Ozone Depletion Potential</i>)
TEWI	Total Equivalente do Impacto no Aquecimento (<i>Total Equivalent Warming Impact</i>)
tCO ₂ -eq	Tonelada de gás carbônico equivalente

LISTA DE SIMBOLOS

Nomenclatura

A	Área [m ²]
Co	Número de Confinamento [-]
e	Espessura [m]
G	Velocidade Mássica [kg/(m ² s)]
h	Coefficiente de Transferência de Calor [W/(m ² K)]
i	Entalpia [kJ/kg]
k	Condutividade Térmica [W/(mK)]
L	Comprimento [m]
\dot{m}	Vazão Mássica [kg/s]
N	Número de Canais [-]
p	Pressão [kPa]
q''	Fluxo de Calor [W/m ²]
q	Taxa de Calor [W]
Ra	Rugosidade Interna Absoluta [μm]
T	Temperatura [°C]
x	Título de Vapor [-]
z	Posição Longitudinal [m]

Símbolos Gregos

φ	Coefficiente linear de ajuste da curva de temperatura de calibração do termopar
Ψ	Coefficiente angular de ajuste da curva de temperatura de calibração do termopar
σ	Tensão Superficial [N/m]

Sub-índices

ac	Aceleração
f	Atrito
se	Superfície Externa
si	Superfície Interna

<i>e</i>	Entrada
<i>l</i>	Líquido
<i>LV</i>	Líquido-Vapor
<i>s</i>	Saída
<i>PA</i>	Pré- Aquecedor
<i>ref</i>	Referência
<i>S</i>	Superfície
<i>sat</i>	Saturação
<i>SL</i>	Interface Sólido-Líquido
<i>ST</i>	Seção de teste
<i>SV</i>	Seção de visualização
<i>z</i>	Posição longitudinal

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	14
1.1 OBJETIVOS.....	15
1.1.1 Objetivo Geral	15
1.1.2 Objetivos Específicos.....	15
1.2 JUSTIFICATIVA	16
1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA.....	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 EBULIÇÃO CONVECTIVA.....	18
2.1.1 Coeficiente de transferência de calor	18
2.1.2 Queda de Pressão	20
2.2 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS	21
2.2.1 Caracterização de canais	22
2.3 PADRÕES DE ESCOAMENTO	24
2.3.1 Padrões de escoamento em único canal ou tubo horizontal	25
2.3.2 Padrões de escoamento em canais com diâmetro reduzido.....	27
2.3.3 Transição dos padrões de escoamento de macro escala para microescala	29
2.3.4 Mapas de padrões.....	29
2.4 FLUIDOS REFRIGERANTES	33
2.4.1 Hidrocarbonetos	35
2.4.2 Isobutano – R600a.....	36
2.4.3 Propano – R290	38
2.5 ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR, QUEDA DE PRESSÃO E PADRÕES DE ESCOAMENTO EM UM TUBO MPE	40
3 MATERIAIS E MÉTODOS	45
3.1 BANCADA EXPERIMENTAL.....	45
3.1.1 Seção de teste	46
3.1.2 Pré-aquecedor.....	47
3.1.3 Seção de visualização	47
3.1.4 Bomba.....	48
3.1.5 Condensador e sub-resfriador.....	48
3.1.6 Fonte de corrente contínua e Varivolt.....	49
3.1.7 Outros acessórios.....	49

3.1.8 Medidor de vazão mássica	49
3.1.9 Termopares	50
3.1.10 Transdutores de pressão	50
3.1.11 Sistema de aquisição de dados	51
3.2 TRATAMENTO DE DADOS	51
3.3 TESTES DE EBULIÇÃO	53
3.3.1 Análise de Incertezas	55
4 RESULTADOS	56
4.1 INCERTEZAS PROPAGADAS	56
4.2 PADRÕES DE ESCOAMENTO	56
4.3 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	61
4.3.1 Efeito da velocidade mássica	62
4.3.2 Efeito do fluxo de calor	63
4.3.3 Coeficiente de transferência de calor do propano e isobutano	65
4.4 QUEDA DE PRESSÃO	67
4.4.1 Efeito da velocidade mássica	68
4.4.2 Efeito do fluxo de calor	70
4.4.3 Comparação da queda de pressão para o propano e isobutano	71
5 CONCLUSÕES	73
REFERÊNCIAS	75
APÊNDICE A – INCERTEZAS PROPAGADAS	80
APÊNDICE B – DESCRIÇÃO DO PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	83

1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda por economia de espaço e conservação de energia em prol da compactidade e portabilidade, requisitando dispositivos de alta tecnologia, impulsionaram a engenharia, em prol da miniaturização. Desta forma, os trocadores de calor se aplicam desde a refrigeração doméstica e automotiva, até o resfriamento de alto desempenho de dispositivos eletrônicos, apresentando diversos tamanhos, maior efetividade e menor custo.

Estudos de ebulição de fluidos refrigerantes em tubos de diâmetro reduzido ou em tubos multi mini/micro canais vêm sendo realizados para caracterizar o comportamento térmico e hidráulico. Estas geometrias têm capacidade de dissipar elevados fluxos de calor por unidade de volume, garantindo grande eficiência na troca térmica do sistema.

Este tipo de tubo já é utilizado para condensação, porém vários estudos estão sendo realizados para a aplicação deste tubo em ebulição.

O tubo de múltiplos canais de alumínio extrudado com mini ou micro canais, ou tubo MPE, é uma grande tecnologia, que visa a aumentar a transferência de calor e o desempenho de condensadores para sistemas de ar condicionado em veículos. Atualmente, as indústrias estão investigando ativamente o uso de tubos MPE para muitas outras aplicações de transferência de calor, como por exemplo, em refrigeradores e sistemas de condicionamento de ar domésticos. Dessa forma, se faz necessário o estudo deste tipo de tubo associado a diferentes fluidos refrigerantes e também no processo de vaporização, com a intenção de ampliar a aplicabilidade deste tipo de tubo.

Diversos pesquisadores vêm realizando estudos, como por exemplo, Huai et al. (2004), Kaew-On et al. (2011, 2012), Vakili-Farahani et al. (2013), Copetti et al. (2016) e Thiangtham et al. (2016), para caracterizar a ebulição no interior de mini ou micro canais, com diferentes fluidos refrigerantes, analisando o efeito dos parâmetros operacionais, os padrões de escoamento, a influência da dimensão dos canais e a geometria. A partir destes estudos, correlações teóricas são propostas para predição do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão, que são fundamentais para o projeto de equipamentos de troca térmica compactos.

A utilização de hidrocarbonetos em um tubo MPE, apresenta diversos pontos positivos, pois os hidrocarbonetos são fluidos refrigerantes naturais, que não contém cloro e flúor em sua composição química e possuem ODP nulo e GWP muito baixo, tendo um papel muito importante como solução para a substituição de fluidos refrigerantes HCFC e HFC. Apresentam também destacadas propriedades termodinâmicas para o emprego em

determinados sistemas de refrigeração e estão disponíveis a baixo custo no mundo inteiro. Assim, devido a inovações tecnológicas, os hidrocarbonetos apresentam-se como uma ótima opção para diversas aplicações. Vale salientar que os hidrocarbonetos possuem grande solubilidade em óleos utilizados como lubrificantes em refrigeradores.

Associando todos esses fatores com o fato de que o tubo MPE tende a possuir maior eficiência energética, a combinação de ambos é muito benéfica, pois apresentam maior efetividade do que os trocadores de calor convencionais, são mais leves, possuem alta compactidade, menor carga de refrigerante requerida, entre outros fatores.

Assim, percebe-se a necessidade e a importância do estudo da aplicação de hidrocarbonetos em sistemas de refrigeração compostos por tubos MPE, por possuir grande relevância econômica e ambiental.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral realizar um estudo experimental da transferência de calor, da queda de pressão e dos padrões de escoamento na ebulição dos refrigerantes propano (R290) e o isobutano (R600a) em um tubo de multi mini canais do tipo MPE.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Determinar os coeficientes de transferência de calor local e médio e a queda de pressão por atrito e por aceleração na ebulição convectiva dos refrigerantes para uma temperatura de saturação fixa;
- Avaliar o efeito do fluxo de calor, da velocidade mássica e do título de vapor sobre a transferência de calor e a queda de pressão;
- Analisar os padrões de escoamento dos dois refrigerantes de acordo com os parâmetros estabelecidos;
- Obter um banco de dados e de imagens para os refrigerantes isobutano e propano, que posteriormente irão permitir a análise e desenvolvimento de modelos de predição para a transferência de calor e queda de pressão, contribuindo para o desenvolvimento de equipamentos de troca térmica.

1.2 JUSTIFICATIVA

Em diferentes aplicações da engenharia verifica-se com frequência processos de mudança de fase, com a presença de vapor e líquido escoando simultaneamente no interior de tubos ou canais, devido à ebulição convectiva.

Diversas propriedades do fluido refrigerante influenciam no escoamento, como, por exemplo, a massa específica, a viscosidade, a tensão superficial do líquido, as velocidades das fases da mistura, além da geometria, diâmetro hidráulico e inclinação do duto.

A combinação desses fatores influencia diretamente no coeficiente de transferência de calor, na queda de pressão e nos padrões de escoamento. O conhecimento e a análise dos mesmos são de grande importância, pois permitem realizar o correto dimensionamento de sistemas térmicos, como refrigeradores domésticos, sistemas de condicionamento de ar automotivo, entre outras aplicações na área industrial.

Para projetar trocadores de calor compactos, é necessário entender principalmente os processos da transferência de calor, a queda de pressão, os efeitos do fluxo de calor e da velocidade mássica, além do estudo dos padrões de escoamento durante a ebulição em um tubo MPE.

O fluxo de calor apresenta grande influência no comportamento dos padrões de escoamento e na determinação do coeficiente de transferência de calor, assim como a velocidade mássica também tem uma forte influência, tanto no coeficiente de transferência de calor quanto na queda de pressão.

Realizar a aquisição de dados a partir de experimentos e construir um banco de dados, permitirá, futuramente, elaborar correlações para o cálculo da queda de pressão e do coeficiente de transferência de calor, para a utilização de hidrocarbonetos em um tubo de multi mini canais.

Portanto, com o presente trabalho espera-se contribuir para a pesquisa na área de ebulição em geometrias de diâmetro reduzido e novos fluidos refrigerantes.

1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA

Este trabalho é composto por uma revisão bibliográfica e fundamentação teórica, descrição da bancada, estudo experimental, resultados e considerações finais.

A revisão bibliográfica e a fundamentação teórica correspondem ao Capítulo 2 deste trabalho, abordando a caracterização das dimensões dos tubos de escoamento, os mecanismos da

ebulição convectiva e os padrões de escoamento, comparando processos em mini canais com macro canais, a análise dos fluidos refrigerantes, além de pesquisas que vêm sendo realizadas em geometrias similares.

O Capítulo 3 aborda a metodologia do trabalho, detalhamento da bancada de testes e componentes, o procedimento experimental e o tratamento de dados.

O Capítulo 4 aborda a análise dos resultados experimentais, através do coeficiente de transferência de calor, da queda de pressão e dos padrões de escoamento.

O Capítulo 5 destina-se às considerações finais, como o resumo das análises realizadas e resultados encontrados no Capítulo 4 e sugestões de continuidade deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 EBULIÇÃO CONVECTIVA

A ebulição em escoamento em tubos e canais de pequeno diâmetro, é uma área de grande interesse de estudo, principalmente no dimensionamento e desenvolvimento de condicionadores de ar automotivos, evaporadores compactos aletados, trocadores de tubos de multi canais extrudados, entre outros.

Nestes casos, a ebulição se torna eficiente, devido ao alto coeficiente de transferência de calor, h , e também por possuir maior capacidade de remoção de calor para um dado fluxo de massa do fluido, pois nesse processo, o fluido refrigerante em mudança de fase tem uma capacidade calorífica muito superior em relação ao escoamento monofásico.

Outro fator que influencia o alto valor de h em micro canais, é o próprio diâmetro do canal, pois considerando que um dos principais mecanismos de transferência de calor convectiva é realizado através da película de líquido, é de se esperar que, com a redução do diâmetro, a espessura da película de líquido também reduza, e desta forma, se eleva o coeficiente de transferência de calor (TIBIRIÇÁ, 2011).

2.1.1 Coeficiente de transferência de calor

Durante a ebulição convectiva, ocorre a mudança de fase de líquido para vapor, durante o escoamento forçado em um canal, através do aquecimento do mesmo. As principais forças que estão associadas a este processo são as forças de tensão superficial, as forças de inércia e as forças de aceleração, as quais são as responsáveis pelas características do escoamento bifásico, o formato da interface e o seu movimento durante a ebulição em micro e mini canais. Segundo Kandlikar e Garimella (2006) em canais de diâmetro reduzido a influência das forças de tensão superficial torna-se dominante.

O coeficiente de transferência de calor convectivo, h , é definido através da lei de resfriamento de Newton, de acordo com a Eq. (2.1):

$$q = hA\Delta T \quad (2.1)$$

onde q é a taxa de calor, A é a área da superfície e ΔT é a diferença entre a temperatura da superfície e do fluido.

Conforme Tibiriçá (2011), o coeficiente de transferência de calor geralmente eleva-se com o fluxo de calor, a velocidade mássica e a temperatura de saturação, excetuando-se as condições de títulos elevados em que efeitos os de secagem de parede predominam, ocorrendo o *dry-out*, onde ocorre uma diminuição no coeficiente de transferência de calor.

Altos coeficientes de transferência de calor, h , são obtidos experimentalmente para a ebulição convectiva no interior de micro canais. Porém, a previsão teórica dos resultados para o h ainda é um grande desafio devido ao grande número de parâmetros que o influenciam como o fluxo de calor, a velocidade mássica, o fluido refrigerante, o título de vapor, a temperatura de saturação, a direção do escoamento, a geometria do canal, a rugosidade interna, algumas vibrações na tubulação, a presença de impurezas e também de aplicação de revestimentos ou utilização de nano fluidos, de acordo com Cabral e Ribatski (2010).

Costa-Patry et al. (2011) realizaram testes com os refrigerantes R236fa e R245fa, em um evaporador, composto por 135 micro canais. Foram aplicados fluxos de calor de 45 a 190 kW/m², com velocidades mássicas que variavam de 500 a 900 kg/(m²s). Foram obtidos os valores de coeficientes de transferência de calor para o R236fa e o R245fa entre 5 e 20 kW/(m²K). Foi verificado que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do fluxo de calor para altas velocidades mássicas, antes da ocorrência do *dryout*. Os autores realizaram comparações com vários métodos de predição para o coeficiente de transferência de calor e concluíram que os melhores métodos para as condições testadas foram os de Thome et al. (2004) e Bertsch et al. (2009), pois a maioria dos dados testados ficaram dentro dos 30% do intervalo de precisão, para ambos os refrigerantes.

Pamitran et al. (2011) analisaram a transferência de calor em tubos de 1,5 mm e 3 mm, utilizando NH₃, CO₂ e C₃H₈ como fluidos de trabalho. Como condição de testes, foram utilizados os valores de velocidade mássica variando entre 50 e 600 kg/m² s, fluxo de calor entre 5 e 60 kW/m², títulos de vapor entre 0 e 1 e temperaturas de saturação entre 0 e 10°C.

A Fig. (2.1) apresenta o efeito da velocidade mássica (a) e do fluxo de calor (b) sobre o coeficiente de transferência de calor para o R290 (Propano ou C₃H₈).

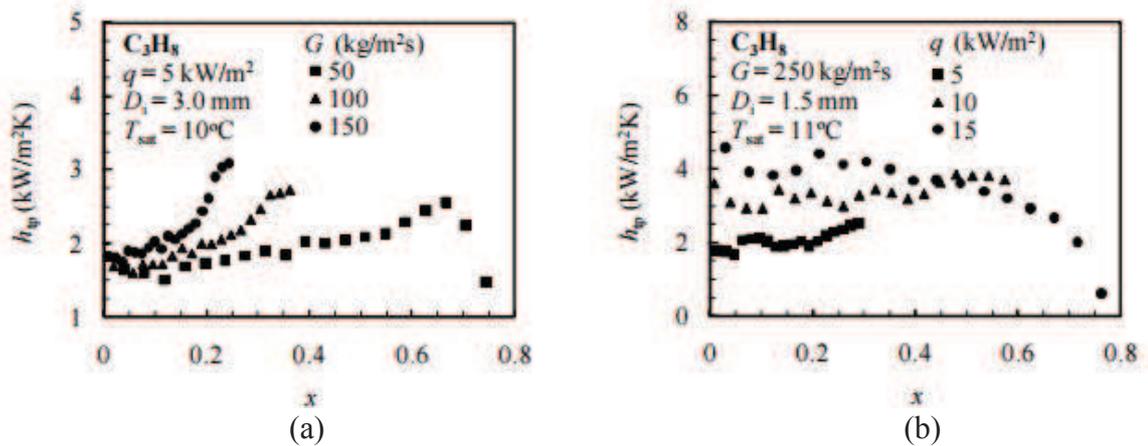


Figura 2.1 - Efeito da velocidade mássica, G , (a) e do fluxo de calor, q'' , (b) sobre o coeficiente de transferência de calor, h_{tp} , para o R290.

Fonte: Adaptado de PAMITRAN et al. (2011).

Conforme os resultados da Fig. (2.1a), os autores concluíram que o efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor na região de baixos títulos de vapor é insignificante, o que indica que a transferência de calor por ebulição nucleada é predominante. Na região de títulos de vapor moderados a elevados, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento da velocidade mássica e este efeito pode ser atribuído ao aumento da contribuição de transferência de calor por ebulição convectiva.

Quanto ao fluxo de calor, à medida que o mesmo aumenta o coeficiente de transferência de calor aumenta, conforme Fig. (2.1b), mas para títulos de vapor mais elevados o efeito do fluxo de calor diminui, inicialmente pouco e, depois, de forma rápida, como se pode ver para o caso em que o fluxo de calor é igual a 15 kW/m^2 , para títulos maiores do que 67%. Este comportamento também é atribuído à maior contribuição da ebulição nucleada.

2.1.2 Queda de Pressão

A queda de pressão está presente no escoamento devido aos efeitos viscosos, de entrada e saída e de aceleração ou desaceleração do escoamento. A queda de pressão depende do regime de escoamento, laminar ou turbulento, da forma geométrica da seção transversal, tubos circulares ou com outras geometrias, e da rugosidade da superfície interna do tubo.

A queda de pressão em um escoamento com o fluido em ebulição é calculada de acordo com a Eq. (2.2):

$$\Delta p_{total} = \Delta p_f + \Delta p_{ac} + \Delta p_{e,s} \quad (2.2)$$

onde Δp_{total} é a queda de pressão total ao longo do canal, Δp_f , é a parcela de perda relacionada ao atrito, Δp_{ac} é relacionada à queda de pressão por aceleração das fases resultante do aumento do volume específico do refrigerante na vaporização, e $\Delta p_{e,s}$ é a relacionada às quedas de pressão locais de entrada e de saída do tubo.

A determinação da queda de pressão em um trocador de calor compacto, composto por tubos de multi mini canais extrudados (MPE), apresenta grande importância para previsão de temperaturas e pressões de saturação.

Belchí et al. (2016) realizaram uma investigação experimental para estudar as características da queda de pressão do R290 durante a condensação em um tubo de multi mini canais (MPE), composto por 10 canais retangulares paralelos, com diâmetro hidráulico de 1,16 mm. Eles mostraram a influência da temperatura de saturação, da velocidade mássica, do título de vapor e das propriedades do fluido sobre a queda de pressão. Como resultados, os autores verificaram que a queda de pressão aumenta com o aumento do título de vapor e da velocidade mássica.

Jige et al. (2016) realizaram testes com R134a, R32, R1234ze(E) e R410A em um tubo de multi mini canais horizontal, utilizando velocidades mássicas de 100-400 kg/(m²s) e temperatura de saturação ajustada a 40 e 60 °C. Como resultado, os autores observaram que a queda de pressão por atrito aumenta com a diminuição do diâmetro hidráulico do canal. De acordo com os autores, isso é causado principalmente pelas relações entre massa específica da fase de vapor e da viscosidade do líquido.

2.2 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Os trocadores de calor compactos são equipamentos onde a razão entre a área de contato com o fluido refrigerante e o volume do trocador é elevada. São projetados com micro canais e podem operar em pressões mais elevadas, devido à sua estrutura. Em função disto, resultam em coeficientes de transferência de calor maiores em relação aos canais convencionais operando nas mesmas condições (RIBATISKI, 2014).

Esses tipos de trocadores de calor, podem ser constituídos por tubos de múltiplos mini ou micro canais e são dimensionados para aplicações, por exemplo, de condicionamento de ar automotivo, refrigeradores e sistemas de condicionamento de ar doméstico. Eles se destacam

por seu tamanho reduzido, por possuir menores custos de fabricação e manutenção, e pela possibilidade de uso de diversos fluidos refrigerantes (NIÑO et al., 2002).

A utilização dos tubos de multi canais extrudados (MPE) de alumínio em trocadores de calor apresentam diversas outras vantagens, como o alto desempenho do sistema térmico, aumentando a eficiência, a redução da queda de pressão, a melhoria da transferência de calor e a redução da carga de refrigerante, esses fatores o tornam um trocador diferenciado em relação aos trocadores de calor com tubos convencionais.

2.2.1 Caracterização de canais

A classificação do tamanho dos canais de escoamento em equipamentos compactos, ou a transição entre micro e macro escala, pode se basear em diferentes critérios. Alguns autores consideram a geometria, ou o diâmetro hidráulico dos canais, outros consideram números adimensionais como o número de Bond, Bo , o número de confinamento da bolha, Co , o parâmetro de Martinelli, X_{tt} , entre outros (KANDLIKAR et al., 2006).

É importante salientar que o comportamento do fluido em escoamento varia conforme a escala, ou dimensão do canal e , desta forma, os resultados para o coeficiente de transferência de calor, queda de pressão, entre outros.

Para Mehendale et al. (2000), a classificação dos canais foi realizada levando em consideração as técnicas de fabricação e as aplicações dos trocadores de calor, de acordo com a Tab. 2.1.

Tabela 2.1 Classificação dos canais segundo Mehendale et al. (2000).

Micro canais	de 1 a 100 μm
Meso-canais	de 100 μm a 1 mm
Macro canais	de 1 a 6 mm
Canais convencionais	> 6 mm

Para Kandlikar e Grande (2003), a classificação dos canais também levou em consideração as técnicas de fabricação e as aplicações dos trocadores de calor, mas para canais com diâmetros reduzidos foram considerados os efeitos da rarefação dos gases no escoamento. A classificação foi proposta conforme a Tab. (2.2).

Tabela 2.2 - Classificação de canais segundo Kandlikar e Grande (2003).

Canais convencionais	$D_h > 3 \text{ mm}$
Minicanais	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanais	$200 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Transição-Microcanais	$10 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h > 1 \text{ }\mu\text{m}$
Transição-Nanocanais	$1 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanais	$0,1 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h$

O uso do número de confinamento, Co , foi sugerido por Ken e Cornwell (1993) como critério para diferenciar entre macro e micro escala em escoamento bifásico com transferência de calor. Os autores sugerem que a transição entre de macro a micro escala na ebulição está relacionada ao grau de confinamento de uma bolha dentro de um canal desprendendo-se da superfície em um meio infinito. Co é dado pela Eq. (2.3):

$$Co = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)D_h^2} \right]^{1/2} \quad (2.3)$$

onde D_h representa o diâmetro hidráulico do canal, σ é a tensão superficial, g é a aceleração da gravidade local, ρ_l é a massa específica do líquido e ρ_v é a massa específica do vapor. De acordo com este critério, os efeitos de confinamento são significativos para canais com diâmetro hidráulico tal que Co é maior que 0,5. Este critério parece ser razoável, já que o diâmetro de desprendimento da bolha torna-se maior que o diâmetro do canal, e o processo de crescimento da bolha fica limitado pelo canal.

Ribatski (2012) apresentou uma comparação entre diferentes critérios de transição, como apresentado na Fig. (2.2). Como padrão, as seguintes condições operacionais foram consideradas: os fluidos de trabalho utilizados foram CO_2 , água e R134a, as velocidades mássicas aplicadas foram de 50 a 1000 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, e pressões reduzidas de 0,001 a 0,8. Da comparação pode-se observar que para a maioria dos autores a transição ocorre para diâmetros de transição, D_{tr} , entre 0,1 a 10 mm. O autor também realizou vários questionamentos sobre a importância e a necessidade da identificação da transição entre os canais. O mesmo concluiu que os estudos sobre este tópico devem se concentrar principalmente na identificação das características do escoamento bifásico e no

comportamento da transferência de calor, da fração de vazio, da queda de pressão, pois é o que pode distinguir as condições de macro e microescala.

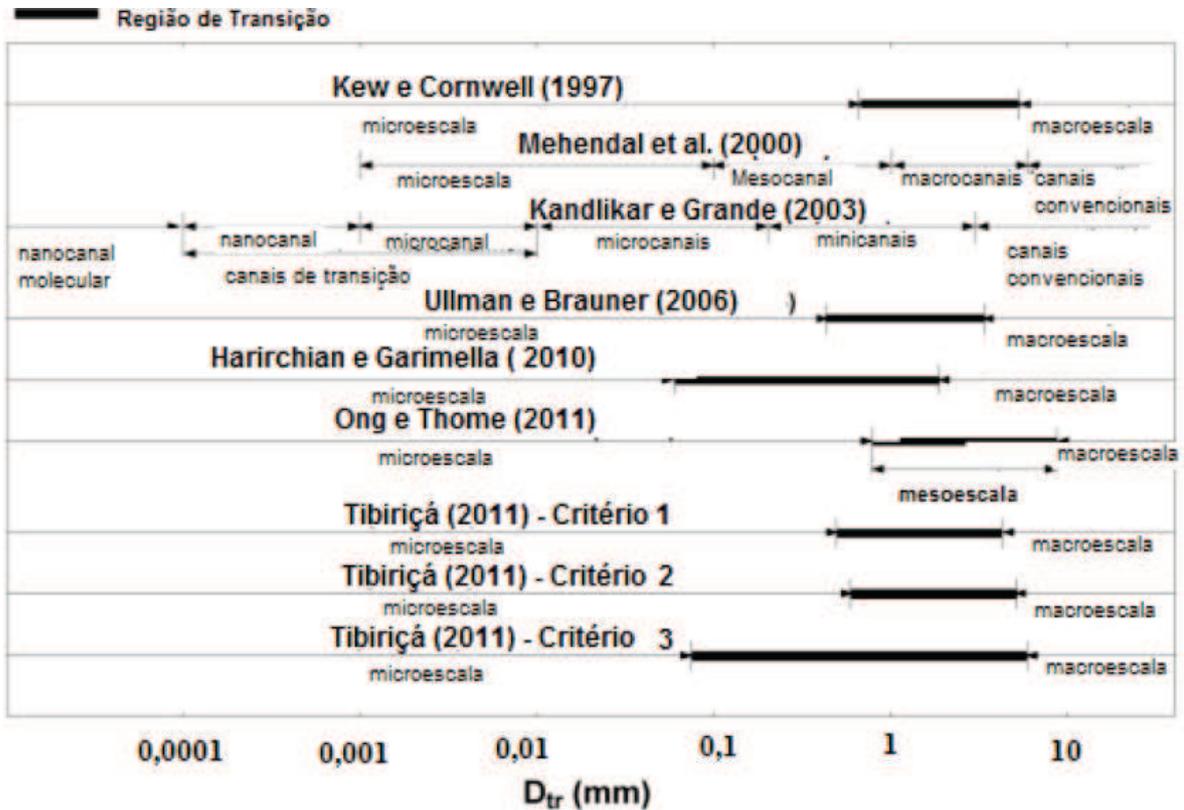


Figura 2.2 Comparação entre critérios de transição entre micro e macro escala.

Fonte: Adaptado de RIBATSKI (2012).

A diferença no escoamento do refrigerante em canais convencionais e micro canais, pode ser analisada através da formação das bolhas. Nos canais convencionais, a bolha formada possui um diâmetro menor que o diâmetro do canal, e devido a forças de inércia, ela se desprende da parede do mesmo. Nos micro canais, o crescimento e o desprendimento da bolha são limitados pela geometria do canal, fazendo com que a mesma fique confinada, obtendo um formato alongado durante sua formação (KANDLIKAR et al., 2006).

2.3 PADRÕES DE ESCOAMENTO

Durante a ebulição de um líquido no interior de um canal, ocorre a mudança de fase e, desta forma, a fase líquida e a fase de vapor escoam ao mesmo tempo, ocorrendo uma distribuição geométrica espacial das fases na mistura líquido-vapor, chamada de padrão de escoamento. Esta distribuição das fases depende das condições operacionais no escoamento

do fluido, como por exemplo, das velocidades de vapor e de líquido, das propriedades de cada fase e também das características geométricas do tubo (SHOHAM, 2006).

A análise de padrões de escoamento dos fluidos refrigerantes é um importante estudo que nos permite visualizar as transições entre regimes de escoamento, o comportamento do fluido refrigerante em certas condições operacionais, como, fluxo de calor e massa, título de vapor, temperatura, e também no auxílio da elaboração de modelos matemáticos para o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão em escoamentos bifásicos com mudança de fase.

2.3.1 Padrões de escoamento em único canal ou tubo horizontal

De acordo com Collier e Thome (1994), os regimes de escoamento em um tubo horizontal de tamanho convencional podem ser classificados em geral como disperso, separado e intermitente. Dentro de cada regime podem-se observar padrões de escoamento como bolhas, pistonado (*plug*), estratificado (liso e ondulado), pistonado/golfadas (*slug*) e anular, conforme Fig. (2.3):

Bolhas (Fig. 2.3a): Devido às forças gravitacionais e à ação do empuxo, ocorre a formação de bolhas dispersas em grande quantidade, que se localizam na parte superior do tubo. Este padrão geralmente é observado em escoamentos com alta velocidade mássica na fase líquida.

O regime de escoamento disperso ocorre quando o fluxo de líquido é turbulento e o vapor está em fluxo laminar ou turbulento. Quando o fluxo de vapor é laminar, bolhas pequenas são impulsionadas por forças de flutuação e escoam, principalmente, na metade superior do tubo. Esse padrão é conhecido como escoamento de bolha. Quando o número de Reynolds do vapor aumenta, mantendo outras variáveis constantes, o tamanho da bolha diminui e as bolhas começam a se dispersar através de toda a seção transversal do tubo. Este padrão é conhecido como bolha dispersa ou escoamento disperso, visível no início da ebulição. Na fase final, quando se tem praticamente vapor e pequenas gotículas de líquido, também se tem o escoamento disperso, mas neste caso, o padrão é conhecido por névoa.

Estratificado: Ocorre a separação do líquido/vapor através do efeito gravitacional, onde o líquido flui no fundo do tubo e o vapor ao longo da parte superior do tubo. O regime estratificado pode apresentar os padrões de estratificado liso ou ondulado (Fig. 2.3c e 2.3d). O padrão estratificado-ondulado ocorre quando a velocidade do vapor é mais elevada e observa-se a formação de ondas na interface líquido/vapor.

Intermitente: Escoamento em duas fases. Regime caracterizado por flutuações e descontinuidades no escoamento de líquido e vapor. Os padrões de bolhas observados são denominados *plug* e *slug*.

No padrão *plug*, ou pistonado (Fig. 2.3b), as bolhas possuem forma alongada, caracterizado por um fluxo contínuo de pistões de vapor que fluem no líquido e tem a tendência de se movimentarem em uma posição mais próxima do topo do tubo. Pequenos distúrbios podem existir antes e depois das bolhas, mas como um todo os pistões permanecem intactos e uniformes.

No padrão *slug* (Fig. 2.3e) as bolhas são alongadas e há a observação de golfadas. Conforme a velocidade mássica aumenta, os distúrbios amplificam até que a porção posterior do pistão se separe em bolhas.

Anular (Fig. 2.3f): Com o aumento da velocidade mássica, o líquido é empurrado para cima em torno da circunferência da parede do tubo e cai sob ação da gravidade na forma de ondas e assim tem-se um padrão anular ondulado. Quando o revestimento do líquido cobre completamente a parede do tubo (formando um anel da fase líquida e o vapor flui através do núcleo do tubo), o padrão é conhecido como escoamento anular. No escoamento anular também podem existir pequenas gotículas de líquido arrastadas no núcleo de vapor. Este escoamento é também conhecido como névoa anular.

Churn: Com o aumento da velocidade do escoamento, ocorrem instabilidades e o fluido escoar oscilando para cima e para baixo. A instabilidade é resultado das forças gravitacionais e de cisalhamento que agem em direções opostas sobre o filme fino das bolhas. Este padrão é mais observado no escoamento em tubos de menor diâmetro. Para tubos maiores, segundo Collier e Thome (1994), o padrão *Churn* não foi identificado.

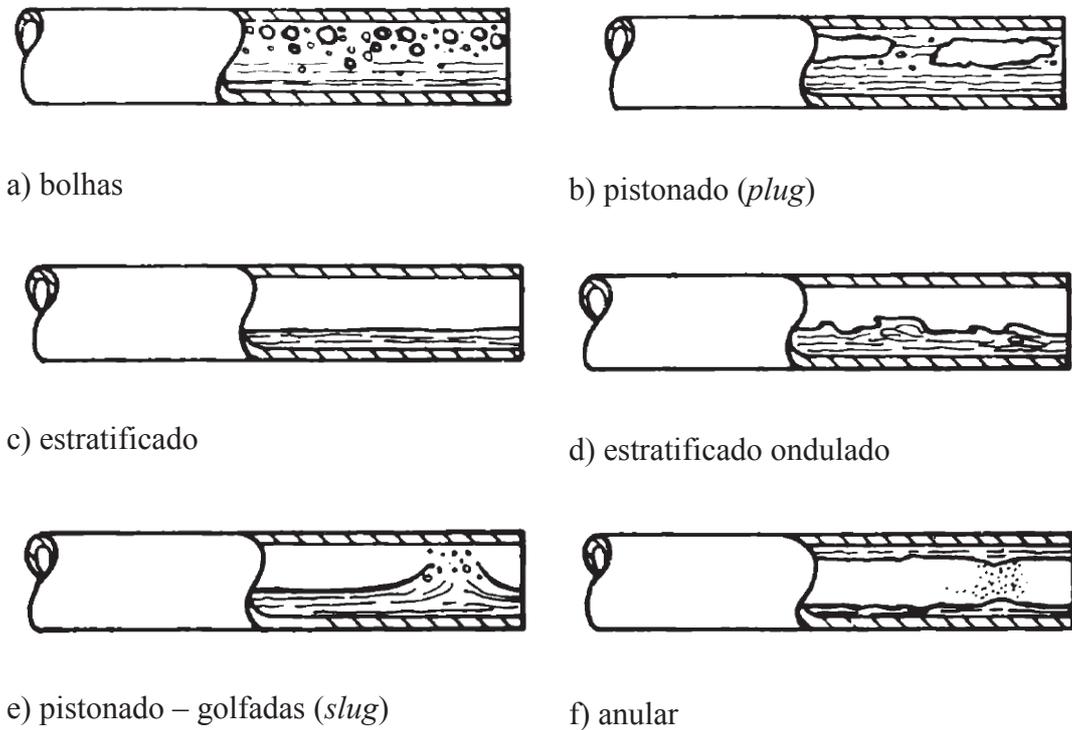


Figura 2.3 - Ilustração dos padrões de escoamento para tubos horizontais.

Fonte: Adaptado de COLLIER (1994).

2.3.2 Padrões de escoamento em canais com diâmetro reduzido

Diversos estudos experimentais têm mostrado que há diferenças entre os padrões de escoamento em macro escala e microescala. As forças que atuam no escoamento de um fluido em ebulição convectiva são as de inércia, de tensão superficial, de cisalhamento, de força gravitacional e a de força de evaporação, entre outras, as quais influenciam diretamente o comportamento do fluido em macro, mini ou micro canais (KANDLIKAR, 2010).

Revellin e Thome (2007), utilizando uma câmera de alta velocidade, observaram sete configurações bem distintas no escoamento em micro canais de 0,5 mm e 0,8 mm de diâmetro realizado com o R134a e o R245fa. Os autores classificaram três padrões principais: borbulhado, intermitente e anular, e quatro padrões de transição.

Escoamento de bolhas dispersas: Observa-se a predominância da fase líquida e discretas bolhas de diâmetro menor que o diâmetro do tubo. A principal diferença está no tamanho das bolhas. Inicialmente existem apenas bolhas pequenas e dispersas, e com a junção destas

pequenas bolhas surgem pequenos *plugs* ou pistões de vapor. Este regime é característico de alta velocidade mássica e baixo título de vapor.

Escoamento Intermitente: Este regime é caracterizado pela presença de bolhas alongadas, os pistões, com diâmetro semelhante ao do tubo. Observa-se que existe uma fina camada de líquido entre a bolha e a parede superior, e bolhas alongadas irregulares (*slug*) entre as bolhas subsequentes. Os autores denominaram as situações onde a bolha apresenta a face frontal arredondada de escoamento *slug* e denominaram de escoamento agitado, ou *churn*, as situações onde a bolha apresenta a face deformada, com mistura de pistões e bolhas dispersas.

Escoamento anular: neste escoamento ocorre a predominância da fase vapor, porém, existe a formação de uma fina camada de líquido na parede do tubo envolvendo a camada vapor localizada no interior do escoamento. No escoamento anular ondulado, ocorre a separação da camada de líquido entre a camada de vapor e a parede do tubo. Após a separação total, obtém-se o escoamento anular suave ou liso. É possível a existência de pequenas gotículas de líquido na fase anular lisa, neste caso, este escoamento passa a ser denominado de névoa. No escoamento semianular, a camada líquida começa a se estabilizar na parede do tubo, neste caso, à medida que o título de vapor aumenta com o aumento do fluxo de calor, as partes posteriores das bolhas acabam por se desfazer.

Vários métodos são utilizados para a determinação de padrões de escoamento em tubulações, como por exemplo, a visualização direta, a utilização de sensores ópticos, para a obtenção de sinais da passagem do escoamento, e também a utilização de raios-X.

Outros autores como Saisorn et al. (2010), Sempértegui-Tápia (2011), também apresentam extensas revisões sobre padrões de escoamento para canais de reduzido diâmetro.

Sempértegui-Tápia (2011) utilizou um método envolvendo o tratamento simultâneo de sinais provenientes de um par de sensores-laser, um transdutor de pressão piezo-elétrico, com o objetivo de caracterizar os padrões de escoamento através da variação local da pressão do escoamento e de um termopar em contato direto com o fluido refrigerante. Conforme o autor, os resultados obtidos através do método empregado foram semelhantes aos resultados obtidos através da visualização do escoamento realizado com uma câmera de alta velocidade. Através deste estudo, o autor propôs um mapa de padrões de escoamento.

2.3.3 Transição dos padrões de escoamento de macro escala para microescala

A transição dos padrões de escoamento da macro para microescala foi estudada por diversos autores, como Li e Wang (2003), Cheng e Wu (2006), Felcar et al. (2007), os quais levaram em consideração as forças de tensão superficial e as forças de inércia, entre outras.

Ong e Thome (2011) investigaram a transição de padrões de escoamento com dados experimentais obtidos para os fluidos R134a, R236fa e R245fa. Os testes foram realizados em canais horizontais com diâmetros de 1,03 mm, 2,20 mm e 3,04 mm. A partir dos resultados obtidos, os autores classificaram três padrões de escoamento diferentes: bolhas isoladas, bolhas coalescentes e anular. Com base nas visualizações, os autores reportaram que os efeitos gravitacionais são relevantes para o número de confinamento, Co , inferiores a 0,34 e são menos significativos para $Co > 1,0$. Assim, utilizaram o critério de transição entre macro e microescala, levando em consideração o número de confinamento, como já tinham feito anteriormente Kew e Cornwell (1997) e Triplett et al. (1999). O limite inferior de macro escala foi considerado para $Co < 0,3 - 0,4$ e o limite superior do escoamento de microescala para $Co > 1,0$.

2.3.4 Mapas de padrões

A análise dos padrões de escoamento nos permite identificar mecanismos físicos relacionados à transferência de calor, à queda de pressão e ao processo de formação de bolhas, para diferentes condições de operação.

Uma forma de prever os padrões de escoamento, em tubos onde seja impossível realizar a visualização do escoamento do fluido é dada por mapas de padrões. Estes mapas são diagramas que mostram as transições entre os padrões de escoamento, desenvolvidos de acordo com uma determinada situação, e podem ser plotados com diferentes parâmetros nos eixos, como por exemplo, a velocidade mássica, e o título de vapor, as velocidades superficiais das fases e a fração de vazão.

Os limites que determinam as transições entre os padrões podem ser estabelecidos a partir de modelos matemáticos e medições experimentais.

Ong e Thome (2011) elaboraram um mapa de padrões, conforme Fig. (2.4), onde são observadas as regiões de bolhas isoladas (BI), bolhas coalescentes e confinadas (BC) e anular (A), assim como as transições entre estes padrões, para diferentes condições de velocidade mássica, G , e título de vapor, x .

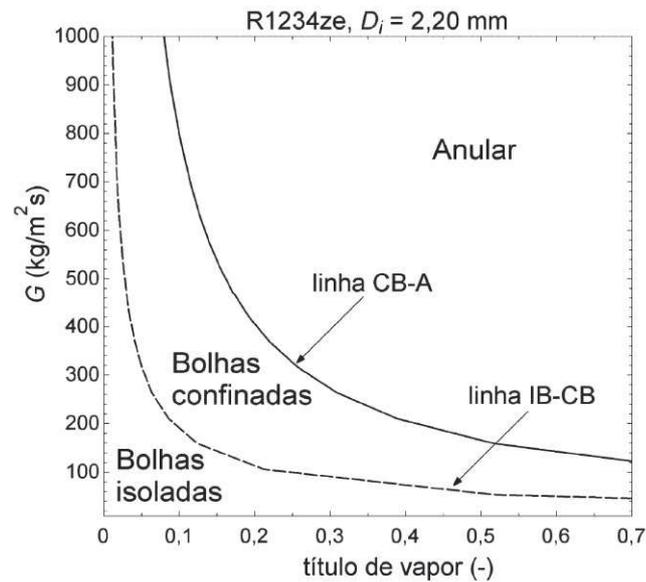


Figura 2.4 Mapa de padrões de escoamento e linhas de transição proposto por Ong e Thome para R1234ze e $D_i = 2,2$ mm.

Fonte: Adaptado de ONG e THOME (2011).

Canais com dimensões maiores, baixos valores de Co , apresentam forças de tensões superficiais menos dominantes e a presença de pequenas bolhas. Dessa forma, a baixa tensão superficial comparada com a força inercial, reduz a capacidade de manter o vapor dentro da bolha, e ocorre a transição mais cedo. Nessa transição, as forças de cisalhamento dominam, aumentando a velocidade mássica e o título de vapor, levando à extinção dos regimes de bolhas isoladas e coalescentes (BI/BC) e ocasionando o aparecimento do regime anular. A Fig. (2.5a) apresenta para a transição dos padrões de escoamento de diferentes fluidos em um tubo de 2,2 mm e a Fig. (2.5b) o efeito do diâmetro do canal e, portanto, do Co , para o refrigerante R134a.

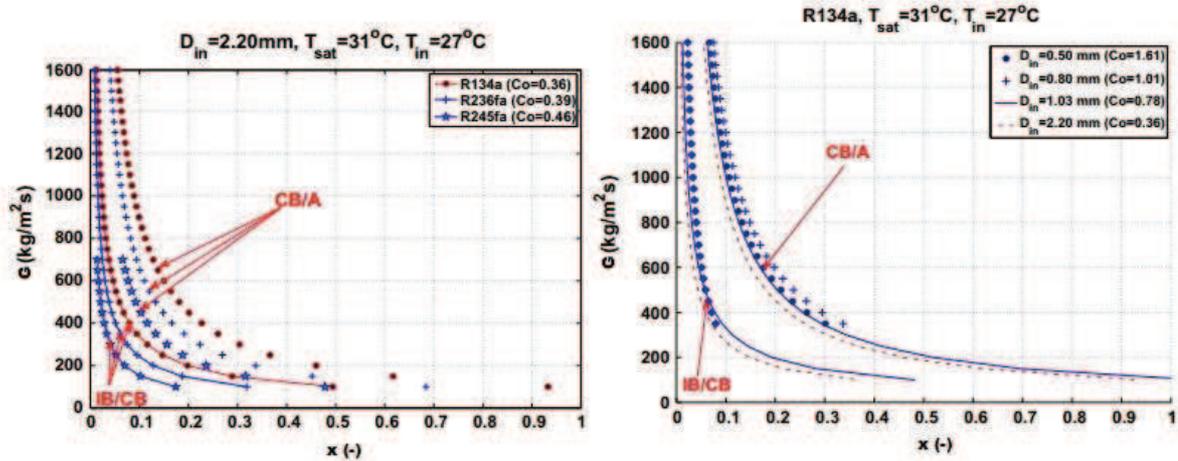


Figura 2.5 Mapas de padrões de escoamento e linhas de transição para a) diferentes fluidos e diâmetro do canal de 2,2 mm; e b) refrigerante R134a e diferentes diâmetros do canal.

Fonte: Adaptado de ONG E THOME (2011).

Como observado, quanto menor é o Co , a transição dos padrões de escoamento ocorre para títulos menores, tanto para diferentes refrigerantes, quanto para diferentes diâmetros. Assim, percebe-se que o número de confinamento é um indicador da transição dos padrões.

Charnay et al. (2015) conduziram uma investigação experimental para estudar as características de transferência de calor do refrigerante R245fa durante a ebulição em um tubo de diâmetro interno de 3 mm, a temperatura de saturação variando de 100 a 120 °C. Foi observado que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do título de vapor e/ou velocidade mássica. Os regimes de escoamento verificados foram basicamente o intermitente e anular, além das regiões de secagem e névoa. Segundo os autores, no escoamento anular, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do título de vapor e velocidade mássica.

Keepaiboon e Wongwise (2015) analisaram os padrões de escoamento e as características da transferência de calor do refrigerante R-134a durante a transferência de calor em um único micro canal retangular com 0,68 mm de diâmetro hidráulico. Foram obtidos coeficientes de transferência de calor na faixa de 7,63 - 49,46 kW/m², com velocidade mássica de 600 - 1.400 kg/(m²s), e temperatura de saturação de 23 - 31 °C. Foram observados durante a ebulição os padrões de bolhas, *slug*, *churn*, anular ondulado e anular. Foi verificado que o fluxo de calor, a velocidade mássica e a temperatura de saturação influem significativamente na transição entre os padrões de escoamento e sobre o aumento do coeficiente de transferência de calor. Este comportamento é apresentado na Fig. (2.6), onde percebemos que os padrões de escoamento evoluem com o aumento do h .

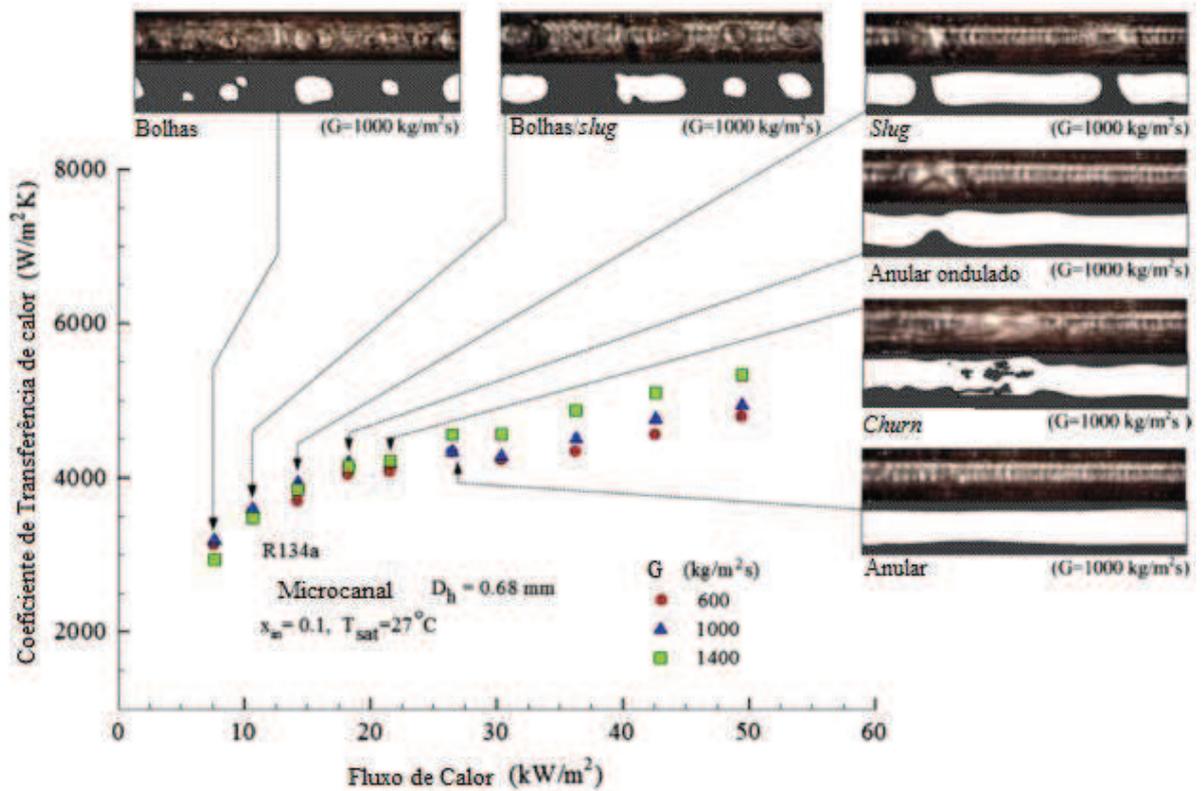


Figura 2.6 Comportamento do coeficiente de transferência de calor e padrões de escoamento para diferentes fluxos de calor e massa a $T_{sat} = 27^\circ \text{C}$.

Fonte: Adaptado de KEEPAIBOON *et al.* (2015).

Thiangtham *et al.* (2016) realizaram um estudo experimental dos padrões de escoamento e sobre as características de transferência de calor durante a ebulição do refrigerante R-134a num dissipador de calor de multicanais, com 27 canais retangulares paralelos. Foram aplicadas velocidades mássicas de 150, 400 e 600 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, fluxos de calor entre 3 a 127 kW/m^2 e títulos de vapor de 0,05 a 0,92. O coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do fluxo de calor, e os padrões de escoamento encontrados foram de bolhas isoladas e *slug*, para todas as velocidades mássicas, com fluxos de calor menores do que 20 kW/m^2 . Para as condições mais elevadas do fluxo de calor, o coeficiente de transferência de calor aumentou com o aumento da velocidade mássica, e os padrões identificados foram anular ondulado e anular. A baixos títulos de vapor, o coeficiente de transferência de calor aumenta ligeiramente quando o fluxo de calor aumenta, enquanto que o coeficiente aumenta de modo mais significativo com o aumento da velocidade mássica e do título de vapor.

Na Fig. (2.7) é apresentado o efeito da velocidade mássica, G , sobre o coeficiente médio de transferência de calor para diferentes fluxos de calor, identificando os padrões de

escoamento conforme o aumento do h e q'' . Como pode ser observado na figura, o padrão de bolhas é verificado somente para baixos fluxos de calor, enquanto que o padrão anular para maior fluxo de calor e maior coeficiente de transferência de calor. De forma geral, percebe-se que há uma evolução nos padrões de escoamento em função do fluxo de calor, conforme observado também por Keepaiboon et al. (2015), Charnay et al. (2015) e Ong e Thome (2011).

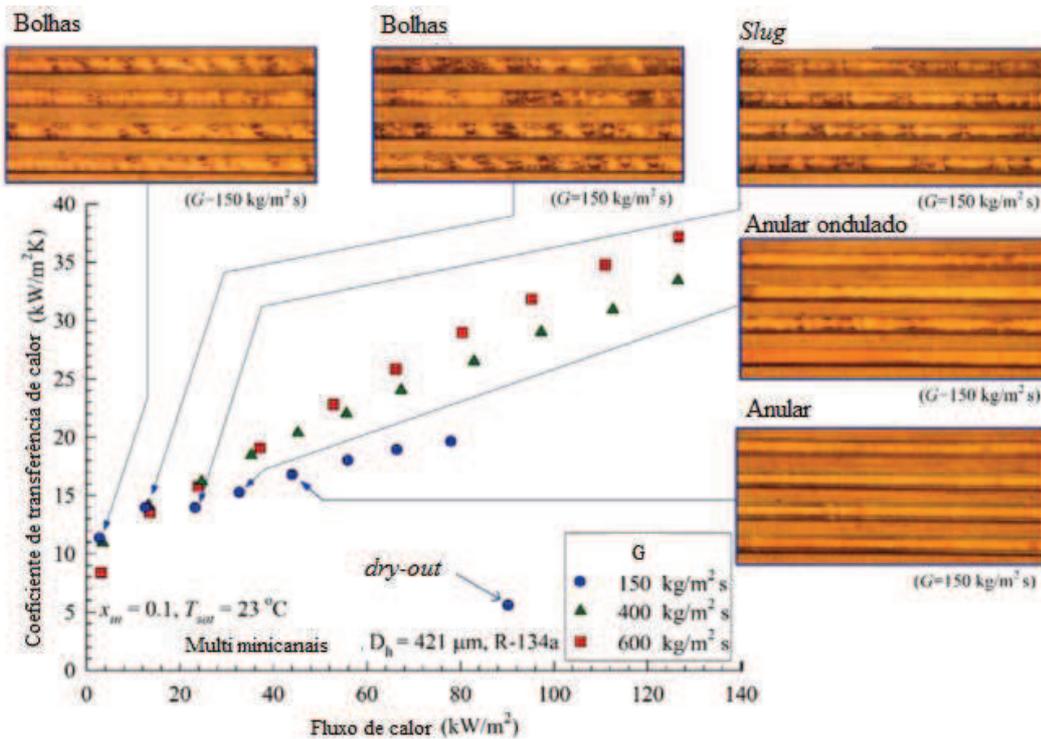


Figura 2.7 Efeito do fluxo de massa sobre o coeficiente médio de transferência de calor.

Fonte: Adaptado de THIANGTHAM et al. (2016).

Além dos parâmetros experimentais, outros fatores de grande importância, para a predição dos padrões de escoamento, são as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante.

2.4 FLUIDOS REFRIGERANTES

Um fluido refrigerante é aquele capaz de absorver calor de uma substância do ambiente a ser resfriado. Não existe um fluido que possa reunir todas as características desejáveis, de forma que, um refrigerante pode ser considerado adequado para uma aplicação e não para outra. O refrigerante adequado é aquele que apresenta melhores propriedades termodinâmicas, dependendo da sua aplicação.

Em relação ao impacto ambiental dos fluidos refrigerantes, vêm sendo apresentadas alternativas para substituir os fluidos refrigerantes à base de cloro, os CFC e HCFC, que apresentam elevado índice ODP, e logo também os fluidos HFC, cujo índice ODP é baixo, mas o GWP é elevado. O índice ODP significa *ozone depletion potential*, ou seja, potencial de destruição da camada de ozônio, e indica qual é o dano que a substância pode causar à camada de ozônio, tomando como referência o CFC-11, ou R11, pois possui o maior ODP. Esse valor varia de 0 a 1, então quanto mais próximo de zero, menor o impacto à camada de ozônio. Já o índice GWP corresponde a *global warming potential*, ou potencial de aquecimento global, e indica quanto uma certa massa de um fluido contribui para o aquecimento global, comparando a mesma massa de gás carbônico equivalente como referência, pois seu GWP possui valor padrão igual a 1. O cálculo sempre é realizado para um período de tempo, por exemplo, 20, 50 ou 100 anos. Quanto maior o GWP, maior o impacto sobre o aquecimento global (PIMENTA et al., 2006).

Além dos valores de ODP e GWP, para a classificação do impacto ambiental, também é levado em consideração o índice TEWI, *total equivalent warming impact*, ou total equivalente de impacto do aquecimento, que é medido pela massa do total equivalente de CO₂ resultante da soma do impacto direto gerado pelo escape de fluido refrigerante no sistema e também do impacto indireto gerado pelo CO₂ emitido na produção de energia elétrica necessária para alimentar os equipamentos. Esse índice considera o GWP dos refrigerantes utilizados, a carga de refrigerante, a quantidade de vazamentos, o consumo de energia, a fonte geradora de energia e o tempo de operação do sistema (CALM e DOMANSKI, 2004).

No contexto de discussões ambientais, é importante expressar as implicações de custos de uma determinada tecnologia em termos de quantidade de emissões de gases de efeito estufa que a tecnologia poderá diminuir.

A Tab. (2.3) fornece um resumo do cálculo para a relação custo-eficácia de redução de emissões para unidades de condicionadores de ar desenvolvidas para R410A e R290, em relação a R22, conforme Colbourne et al. (2011).

Segundo os autores, os valores contidos na Tab. 2.3 foram obtidos através de dados experimentais de vários projetos de implementação.

Os dados da Tab. (2.3) indicam que existe um benefício significativo com o uso do R290. Presume-se que o consumo de energia é idêntico para todas as tecnologias.

Tabela 2.3 - Cálculo da relação custo-eficácia da redução de emissões, em euros €*, para os fluidos refrigerantes R290, R22 e R410A.

Parâmetros	R22	R410A	R290
Taxa de vazamento	5%	5%	5%
Taxa de emissão de disposição	100%	100%	100%
Potencial de aquecimento global - GWP	1800	2100	3
Emissões ao longo da vida por unidade (tCO ₂ -eq)	3,6	3,5	0,001
Emissões ao longo da vida para produção (tCO ₂ -eq)	891000	882000	358
Redução das emissões ao longo da vida em relação ao R22 (tCO ₂ -eq)	0	9000	890,642
Custo adicional para a produção (€)	0	3,669,000	- 231,500
Coefficiente de redução da redução de emissões (€/tCO ₂ -eq)	-	408	- 0.3

Fonte: Adaptado de COLBOURNE *et al.* (2011).

*Cotação 26 de Outubro de 2017 - 1 € = 3,82 R\$.

Verifica-se que o uso de R290 não fornece nenhum custo adicional para produção e que possui um coeficiente de redução da redução de emissões praticamente nulo, em relação ao custo dos certificados atuais de redução de emissões que são em torne de 10 a 20 euros por tonelada de gás carbônico equivalente (tCO₂-eq).

2.4.1 Hidrocarbonetos

Todos os países, inclusive o Brasil, buscam por novos fluidos refrigerantes, com bom rendimento e que não agridam a camada de ozônio. O governo Brasileiro já eliminou 95% dos refrigerantes CFCs e HCFCs desde 1980, e está incentivando a utilização de fluidos naturais, que proporcionem baixo consumo de energia, que não interfiram na saúde, na segurança e que possam ter grande viabilidade econômica (BRASIL, 2011).

Neste contexto, se destacam os hidrocarbonetos, por serem considerados refrigerantes naturais, e que não afetam a camada de ozônio, pois possuem um ODP nulo, e um baixo índice GWP quando comparados com os refrigerantes sintéticos. Os refrigerantes naturais que estão sendo estudados são o Dióxido de Carbono, CO₂, comercialmente conhecido como R744, a amônia, NH₃, ou R717, e também os hidrocarbonetos isobutano, R600a, o propano, R290 e o propileno, R1270.

O propano e o isobutano são hidrocarbonetos da classe A3, ou seja, são refrigerantes não tóxicos, porém inflamáveis, com baixo GWP e ODP nulo, e apresentam diversas características como a alta solubilidade com lubrificantes convencionais e óleos éster.

Uma grande preocupação, sobre a substituição dos CFCs, HCFCs e HFCs pelos fluidos refrigerantes naturais, são os sistemas já existentes, pois a troca de um fluido para outro não é tão simples exigindo um redimensionamento para os equipamentos que compõem o sistema. Cada sistema opera sob condições específicas de temperatura e pressão, desta forma é necessário o estudo das propriedades dos fluidos refrigerantes, como condutividade térmica, viscosidade, massa específica, tensão superficial, entre outras, além da sua aplicação nos equipamentos já existentes, com a finalidade de encontrar algum que se assemelhe ao anterior, e que possa ser utilizado no mesmo ciclo, sem afetar a eficácia do mesmo.

Ambos os refrigerantes estão ganhando importância em pesquisas na área de transferência de calor. Diversos pesquisadores, como Del Col et al. (2014), Primal et al. (2008), Copetti et al. (2016), Yoon et al. (2012), entre outros, têm apresentado trabalhos teórico-experimentais sobre o comportamento térmico e hidráulico dos mesmos.

2.4.2 Isobutano – R600a

O isobutano é um hidrocarboneto constituído por 4 carbonos e por 10 hidrogênios, com fórmula molecular igual a C₄H₁₀. Atualmente este refrigerante vem ganhando mercado na área de refrigeração doméstica, como substituto do refrigerante R134a, um HFC, com o objetivo de melhorar a troca térmica, além de utilizar menos carga de refrigerante e se ter maior eficiência no sistema.

A Tab. (2.4) apresenta os principais parâmetros e propriedades do refrigerante R600a para temperatura de 20°C e comparação com o refrigerante R134a.

Tabela 2.4 - Características e propriedades do isobutano, R600a e comparação com o R134a para 20°C.

	R600a	R134a
GWP (100 anos)	3	1300
ODP	0	0
Peso Molecular (kg/mol)	58,12	102
Temperatura e pressão críticas (°C/MPa)	134,7/3,63	101/4,059
Pressão de saturação _{20 °C} (kPa)	302,2	571,7
Pressão reduzida	0,083	0,14
Massa específica do vapor/líquido (kg/m ³) e ρ_l/ρ_v	7,91/556,86 e 70,4	27,8/1225 e 40,5
Volume específico do vapor/líquido (m ³ /kg)	0,126/0,00179	0,03597/0,0008163
Condutividade térmica do líquido (W/mK)	0,0911	0,08562
Calor específico do líquido/vapor (kJ/kgK)	2,4/1,76	1,4/1,0
Viscosidade do líquido (μ Pa-s)	145,8	206,8
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	334,33	182,27
Tensão superficial (mN/m)	10,7	8,69

Das variáveis apresentadas na Tab. (2.4) algumas influem diretamente no comportamento e desempenho do ciclo de refrigeração e outras na transferência de calor e perda de pressão no evaporador, no processo de ebulição convectiva, e no condensador.

As que têm efeito no ciclo são o peso molecular, a temperatura crítica, volume específico, calor específico e também viscosidade. No caso do peso molecular, moléculas mais pesadas levam à perda de energia através das válvulas do compressor. Assim fluidos com menor peso molecular, como é o caso do R600a em comparação com o R134a, resultam em maior efetividade, além disso possui maior entalpia de vaporização.

A operação do refrigerante próxima ao ponto crítico afeta a relação entre o calor latente de vaporização e o calor específico do líquido, causando perdas na capacidade de refrigeração. O fluido com maior temperatura crítica trabalha com pressões mais baixas no evaporador e no condensador, resultando em um aumento do COP, mas diminuindo a capacidade de refrigeração volumétrica. Para a mesma capacidade requer um compressor maior.

Maior volume específico, ou menor massa específica do vapor, como é o caso do isobutano, aumenta a perda de pressão no evaporador e condensador e assim diminui a

capacidade volumétrica do compressor. Assim, da mesma forma, para alcançar a mesma capacidade exige o uso de compressores maiores.

Já a maior viscosidade do líquido aumenta a perda de pressão no evaporador e no condensador, diminuindo a pressão de sucção na entrada do compressor e aumentando a pressão de descarga, além de diminuir a taxa de fluxo de massa, resultando em uma redução da capacidade do sistema. Nesta comparação o R600a tem menor viscosidade em relação ao R134a, o que é positivo.

O calor específico influencia na inclinação das curvas de líquido saturado e vapor saturado, influenciando no grau de subresfriamento e de superaquecimento, respectivamente, além do comportamento do refrigerante na expansão. Quanto maior o $c_{p,vapor}$ se tenderá a ter uma compressão úmida e, portanto, tem que garantir o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, que é o caso do R600a.

Mais diretamente influem na transferência de calor e perda de pressão na ebulição a condutividade térmica, o volume específico ou massa específica, a viscosidade, o calor de vaporização e a tensão superficial.

Uma maior condutividade térmica do líquido aumenta o coeficiente de transferência de calor. O calor latente de vaporização do isobutano (R600a) é maior que do R134a, indicando que R600a apresenta um maior potencial de absorção de energia térmica durante a mudança de fase em diferentes temperaturas de saturação. Esta propriedade possibilita o uso de trocadores de calor mais compactos e junto ao maior volume específico do R600a resulta em uma redução da carga de refrigerante no sistema. Este fato é particularmente importante para os HC devido à sua alta inflamabilidade. Estudos mostram que a carga pode ser reduzida entre 1/3 a 1/2 em relação ao R134a.

Quanto à tensão superficial tem bastante importância na transição dos padrões de escoamento, principalmente em mini ou micro tubos e canais.

2.4.3 Propano – R290

O propano é um hidrocarboneto constituído por 3 carbonos e 8 hidrogênios, com fórmula molecular de C_3H_8 . Este fluido refrigerante não tem nenhum efeito no clima, embora seja considerado como composto orgânico volátil. É barato e disponível em abundância. O R290 é um composto de hidrocarboneto puro, é compatível com os materiais e lubrificantes utilizados nas indústrias de refrigeração e climatização. Devido à melhor miscibilidade com óleo, o retorno de óleo para o compressor não é um problema (DEVOTTA *et al.*, 2005).

A Tab. (2.5) apresenta algumas características do propano em comparação ao R22.

Tabela 2.5- Características e propriedades do propano, R290 e comparação com o R22 para 20 °C.

	R290	R22
GWP (100 anos)	3,3	1760
ODP	0	0,055
Peso Molecular (kg/mol)	44,1	86,47
Temperatura e pressão críticas (°C/MPa)	96,68/4,25	96,13/4,99
Pressão de saturação _{20°C} (kPa)	836,46	910,02
Pressão reduzida	0,197	0,182
Massa específica do vapor/líquido (kg/m ³) e ρ_l/ρ_v	18,1/500 e 27,6	38,48/1210 e 31,4
Volume específico do vapor/líquido (m ³ /kg)	0,05524/0,002	0,02598/0,0008262
Condutividade térmica do líquido (W/mK)	0,09606	0,08574
Calor específico do líquido/vapor (kJ/kgK)	2,7/1,95	1,2/0,84
Viscosidade do líquido (μ Pa-s)	102,3	173,7
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	344,31	187,6
Tensão superficial (mN/m)	7,63	8,83

Vários fluidos refrigerantes foram estudados para a substituição do R22 (Calm e Domanski, 2004), que tem uso permitido aos países em desenvolvimento até 2040 (Protocolo de Montreal, 1987). Da comparação dos dois refrigerantes da Tab. (2.5), percebe-se que o propano apresenta características termodinâmicas semelhantes às do R22, sendo possível utilizar o R290 em sistemas térmicos dimensionados para o R22, sem a necessidade de modificações significativas. A análise das propriedades segue a mesma tendência de resultados tanto para o ciclo, como para o comportamento térmico e hidráulico, como visto anteriormente para o isobutano, com vantagens principalmente em relação à transferência de calor. A temperatura crítica é menor e muito semelhante à do R22 e a tensão superficial é menor que a do R600a.

Segundo Calm e Domanski (2004), o uso do R290 no lugar do R22, em sistemas de condicionadores de ar de janela, ajuda a diminuir os gastos com energia elétrica pelo sistema da bomba de calor. Ainda, de acordo com Colbourne et al. (2011), mudar para o R290 indica um meio favorável para obter reduções de emissões com baixo custo.

2.5 ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR, QUEDA DE PRESSÃO E PADRÕES DE ESCOAMENTO EM UM TUBO MPE

As características da transferência de calor e da queda de pressão no escoamento bifásico em tubos de alumínio extrudado multicanais (MPE) vêm sendo estudadas com diferentes refrigerantes.

Niño et al. (2002) realizaram testes para verificar a queda de pressão e a fração de vazio em um tubo de multi mini canais extrudado de alumínio (MPE), contendo 6 mini canais, com diâmetro hidráulico de aproximadamente 1,54 mm, utilizando diferentes fluidos refrigerantes, R134a, R410A, R245fa, CO₂, amônia (NH₃) e mistura de água-ar. Foram aplicadas velocidades mássicas, G , de 50 kg/(m²s) a 350 kg/(m²s), pois são as comumente utilizadas em condicionadores de ar automotivos e títulos de vapor entre 0,1 a 0,9. Como resultado de visualização do escoamento, o autor verificou que vários regimes de escoamento podem existir em um tubo de MPE ao mesmo tempo, ou seja, é possível visualizar um padrão diferente do outro em cada canal que compõe o tubo, e que ocorreu a mudança do regime intermitente para o anular à medida que o G e o x aumentam. Para a mistura ar-água, os resultados mostram que o regime anular é o principal regime de escoamento para as condições estudadas. A fração de vazio e a queda de pressão, apresentaram uma dependência das propriedades dos fluidos, da velocidade mássica e do diâmetro hidráulico. Segundo o autor, erros na medida do diâmetro hidráulico causam grandes erros na predição do fator de fricção.

Huai et al. (2004) realizaram experimentos sobre queda de pressão e transferência de calor com o CO₂ em um tubo multi mini canais de alumínio extrudado com 10 canais circulares e diâmetro interno de 1,31 mm. As medições foram realizadas para as pressões de 4 a 5,38 MPa, para temperaturas de entrada de -3,08 °C a 16,96 °C, para fluxos de calor de 10,1 a 20,1 kW/m², para velocidades mássicas de 131,4 a 399,0 kg/(m²s), e com títulos de vapor de 0 a 1. Foram obtidos valores para o coeficiente de transferência de calor entre 2 a 14 kW/(m²K) e foi verificado o efeito significativo de G e q'' sobre as características de transferência de calor na ebulição nucleada. Os autores analisaram também o efeito de G e verificaram que em certas condições ocorre o aumento da temperatura de parede e a diminuição do coeficiente de transferência de calor, indicando o *dryout* nos canais, para altos títulos de vapor. Para a análise da pressão, os autores observaram que, ao longo do tubo, a redução foi pequena, conforme pode ser observado na Fig. (2.8).

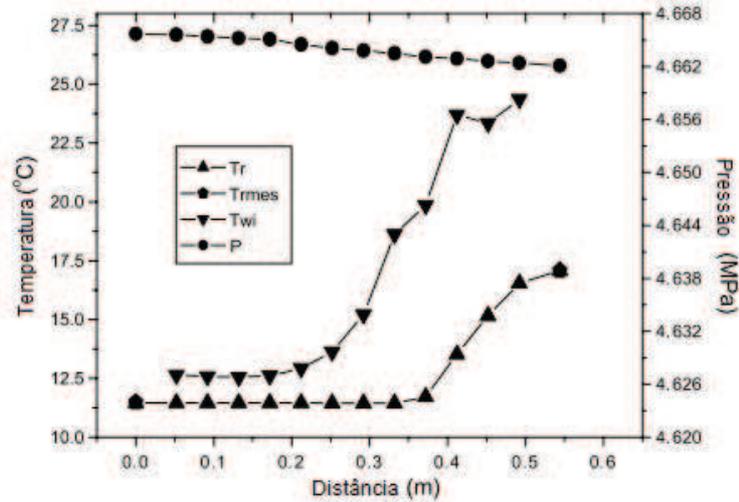


Figura 2.8 Variações da pressão e da temperatura ao longo da seção de teste para o CO₂, em um tubo de multi mini canais.

Fonte: Huai et al. (2004).

Na análise dos padrões de escoamento, os autores utilizaram um modelo modificado do mapa elaborado por Baker (1963), já que não foram registradas imagens do escoamento, e verificaram que o padrão predominante é o *slug*, e poucos dados se encontram na região de transição do *slug*-anular, anular-ondulado e ondulado, conforme Fig. (2.9).

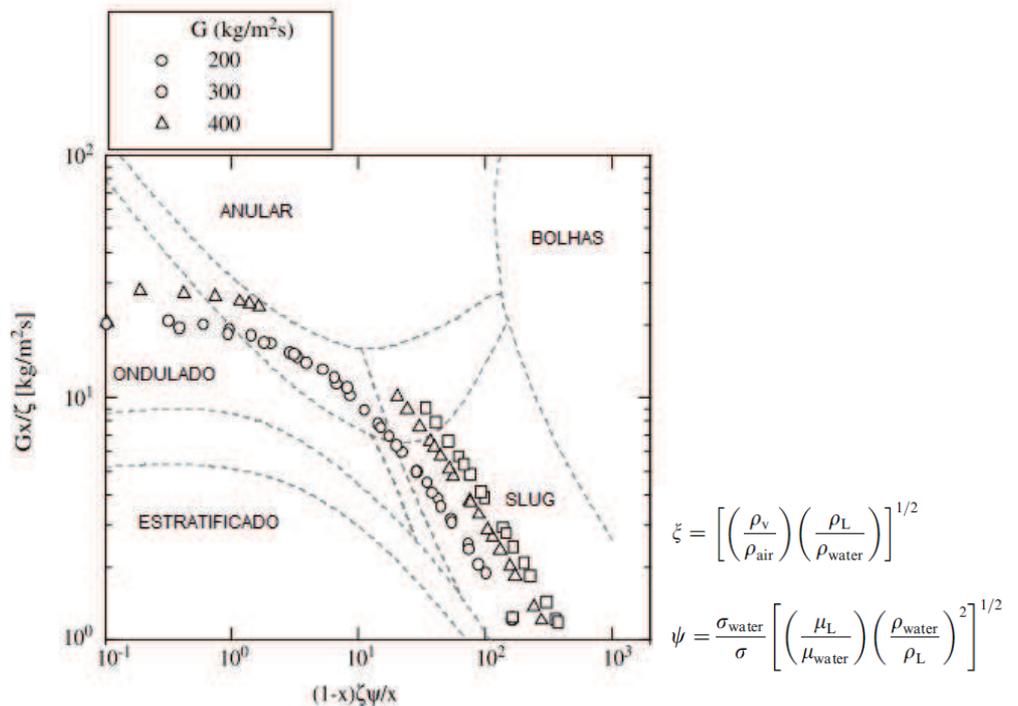


Figura 2.9 Mapa de padrões de escoamento para o CO₂ para diferentes velocidades mássicas.

Fonte: Huai et al. (2004).

Kaew-On et al. (2011) realizaram testes com o R134a para análise da transferência de calor e caracterização do coeficiente de transferência de calor, h , em um tubo MPE de alumínio com 8 mini canais paralelos, com um diâmetro hidráulico de 1,1 mm. Dos testes foram obtidos valores para o coeficiente de transferência de calor de aproximadamente 11 kW/(m²K) para fluxos de calor entre 34 a 36 kW/m² e 18 kW/(m²K) para fluxos de 63 a 65 kW/m². Em geral, os autores verificaram que o coeficiente de transferência de calor, h , aumentou com o acréscimo do fluxo de calor, q'' , para todas as condições testadas. Na análise realizada para verificar o efeito da velocidade mássica, G , os autores não observaram variação significativa do coeficiente de transferência de calor, com o incremento de G . No estudo de padrões de escoamento, foi verificada a predominância de três tipos diferentes: de bolhas isoladas, bolhas coalescentes e anular. Kaew-On et al. (2012) analisaram a queda de pressão no mesmo tubo e verificaram que a perda por atrito aumenta com a velocidade mássica de 20 a 100 kPa/m, para velocidades mássicas variando de 370 a 980 kg/(m²s). Os gradientes de perdas locais de pressão foram menores que 1 kPa/m em todos os testes realizados.

Vakili-Farahani et al. (2013) estudaram a transferência de calor dos refrigerantes R245fa e R1234ze, em um tubo multi mini canais extrudado (MPE), composto por sete canais retangulares paralelos (1,1 mm x 2,1 mm) com diâmetro hidráulico de 1,4 mm, aplicando fluxos de calor entre 3 e 107 kW/m² e velocidades mássicas variando de 50 a 400 kg/(m²s). Como resultado, o coeficiente de transferência de calor aumentou até títulos de vapor próximos de 0,8, chegando a valores em torno de 3.000 W/(m²K). Segundo os autores, o procedimento de aquecimento indireto não permitiu uma distribuição uniforme do fluxo de calor ao longo do comprimento do tubo, o que ocasionou algumas variações nas temperaturas de parede do tubo e do refrigerante na entrada e saída do tubo. Na análise do efeito da velocidade mássica, foi verificado que o h tende a aumentar com o aumento de G e isso indica que a ebulição convectiva é influente, além disso, para baixos títulos de vapor são observados regimes de bolhas isoladas, atribuída ao início da ebulição. O efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor do R1234ze pode ser verificado na Fig. (2.10a) para um $G = 200$ kg/(m²s) e $T_{sat} = 35$ °C, e é possível observar que o h fica em torno de 3.000 a 5.000 W/(m²K), e que conforme aumenta o fluxo de calor, o título de vapor aumenta. Na Fig. (2.10b) se percebe o mesmo comportamento, porém, foi utilizado o refrigerante R245fa, com um $G = 150$ kg/(m²s) e $T_{sat} = 45$ °C, empregando-se fluxos de calor menores que o anterior. Neste caso, se observa que o h fica em torno de 2.000 a 3.500 W/(m²K), apresentando um leve decaimento com o fluxo de calor de 34 kW/m². Os padrões de escoamento de bolhas

isoladas, bolhas alongadas e anular foram identificados através do modelo de Ong e Thome (2011).

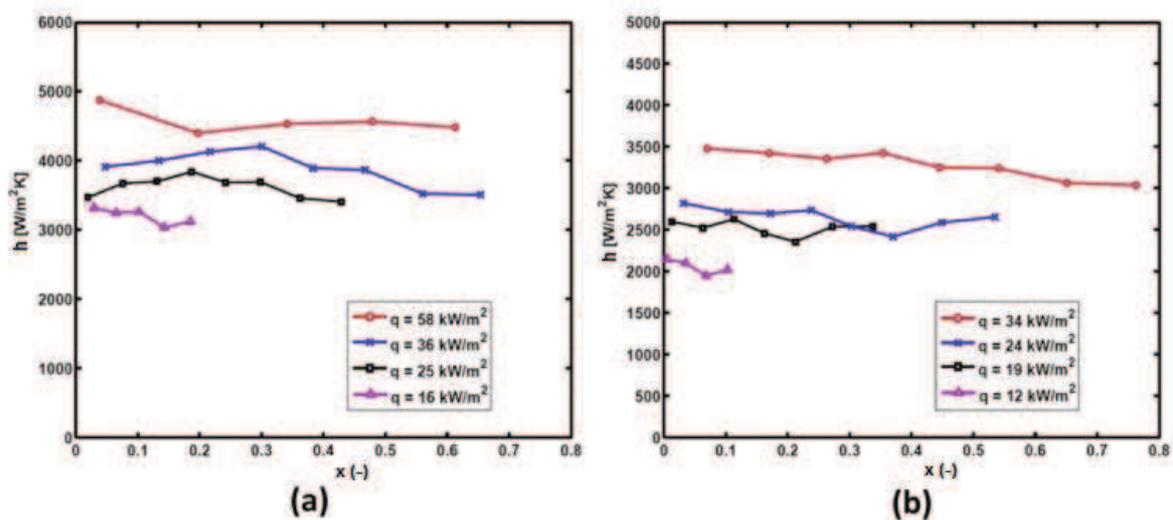


Figura 2.10 Efeito do fluxo de calor sobre o coeficiente de transferência de calor, para os fluidos refrigerantes (a) R1234ze e (b) R245fa.

Fonte: Adaptado de VAKILI-FARAHANI et al. (2013).

Copetti et al. (2016) analisaram a transferência de calor do R600a em um tubo de alumínio extrudado, composto por 7 mini canais paralelos, com diâmetro hidráulico de 1,47 mm. Os testes foram realizados para fluxos de calor variando entre 5 e 30 kW/m^2 , com velocidades mássicas de 50 a 200 $kg/(m^2s)$. Como resultado, o coeficiente de transferência de calor aumentou com o aumento da velocidade mássica e com o título de vapor, e esse efeito é mais evidente para altos fluxos de calor. Para regiões de baixos títulos de vapor, o efeito do G é praticamente inexistente, e para baixos valores de G , o coeficiente de transferência de calor é independente do título de vapor. Foi verificado o efeito do fluxo de calor, q'' , sobre o coeficiente de transferência de calor para G fixo e o h aumenta com o aumento do fluxo, mas este efeito é mais evidente para maiores G . Na análise de padrões de escoamento, foram identificados predominantemente os padrões, intermitente (*slug*) e anular. Os padrões bolhas isoladas e *plug*, foram observados somente para baixos fluxos de calor e títulos de vapor. Também foram observados diferentes padrões de escoamento nos diferentes canais, nas mesmas condições, indicando que existe uma má distribuição do fluido e calor nos canais paralelos.

A Tab. (2.6) apresenta os pontos mais relevantes de cada trabalho.

Tabela 2.6 - Análise da transferência de calor, queda de pressão e padrões de escoamento em um tubo MPE.

Autores	Fluido	q'' (kW/m ²)	G (kg/m ² s)	$N^{\circ}canais/Dh$ (mm)	Principais resultados
Niño (2002)	R134a, R410A, R245fa, CO ₂ , NH ₃ , água-ar	-	50-350	6c/1,54	Vários regimes de escoamento ao mesmo tempo em diferentes canais
Huai et al. (2004)	CO ₂	10 - 20	131- 399	10c/1,31	Aumento da temperatura parede, diminuição $h \rightarrow dryout$ para altos x
Kaew-On et al. (2012)	R-134a	34-65	350-980	14c/1,1 8c/ 1,2	Aumenta Δp com aumento de q'' e de G
Vakili-Farahani et al. (2013)	R245fa R1234ze	3-107	50-400	7c/1,4	$h=3000$ a 5000 W/m ² K
Copetti et al. (2016)	R600a	5-30	50-200	7c/1,47	Na análise de padrões de escoamento, foram identificados predominantemente os padrões, intermitente (<i>plug/slug</i>) e anular
Thiangtham et al. (2016)	R134a	3-127	150,400 e 600	27c/0,45	h aumenta com q''
Jige et al. (2016)	R134a, R32, R1234ze(E) e R410A	3-15	100-400	17c/0,85	Queda de pressão por atrito aumenta com a diminuição do diâmetro hidráulico do canal

Assim, é possível verificar, de uma forma geral, que o fluxo de calor, q'' , a velocidade mássica, G , o diâmetro do canal e o tipo de fluido refrigerante influenciam diretamente o h , a queda de pressão e os padrões de escoamento durante a ebulição em um tubo MPE.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, serão apresentados e descritos o estudo experimental e a metodologia empregada no presente trabalho, englobando o aparato experimental, o programa de testes e o tratamento dos dados.

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

O esquema do circuito da bancada experimental de ebulição em um tubo de multicanais, é representado na Fig. 3.1.

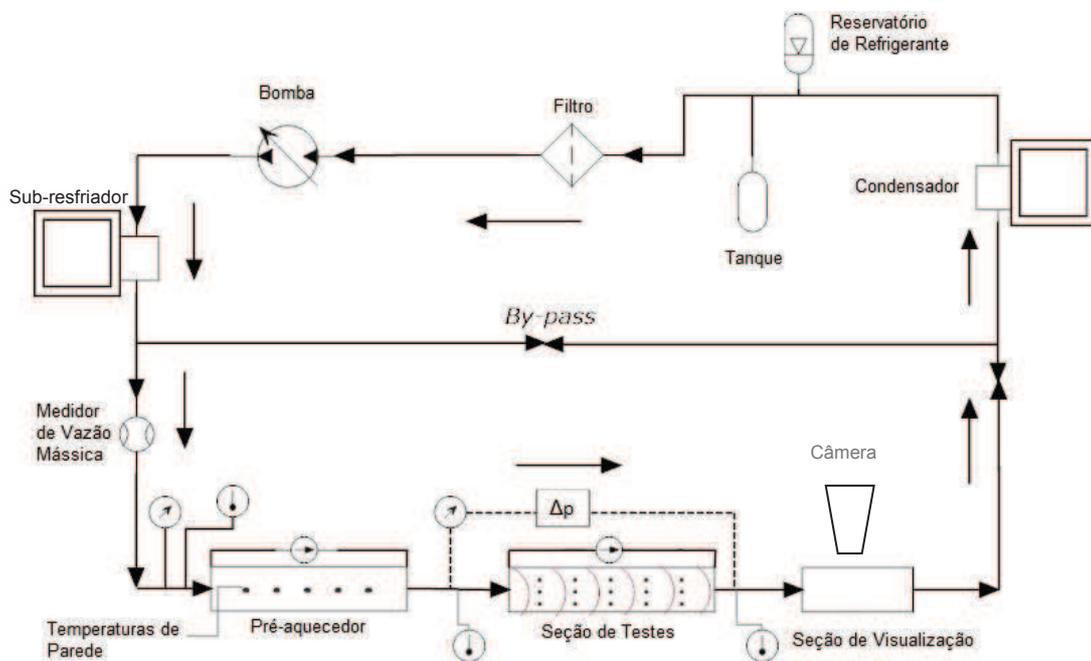


Figura 3.1 Esquema da Bancada Experimental.

A bancada consiste de um circuito fechado do refrigerante, onde o mesmo é aquecido no pré-aquecedor, PA, onde passa da condição de líquido comprimido à de líquido saturado, em seguida é vaporizado na seção de testes, ST, sob diferentes condições, e os diferentes padrões de escoamento são verificados e registrados na seção de visualização, SV. Após a visualização, o vapor é condensado, o refrigerante líquido é bombeado, a seguir subresfriado e retorna ao PA, fechando o ciclo.

3.1.1 Seção de teste

A seção de teste consiste de um tubo horizontal de alumínio extrudado com multicanais com comprimento de 300 mm. As dimensões externas do tubo são 1,97 mm de altura e 16,48 mm de largura. O tubo possui sete canais retangulares paralelos, conforme detalhes das Figs. (3.2a) e (3.2b). Destes, cinco canais retangulares medem 1,83 mm x 1,23 mm e 2 canais externos com geometria semi-circular com raio igual a 0,63 mm. O diâmetro hidráulico médio de cada canal é de 1,47 mm, dos canais centrais. A área de seção transversal dos canais é de 15,76 mm² e o perímetro interno é de 44,27 mm. A rugosidade interna absoluta média (Ra) dos canais é de 0,295 μ m.

O tubo é aquecido por uma resistência elétrica de fita (11,7 Ω /m) envolvida em torno da sua superfície, como mostra na Fig. (3.2a) para garantir um fluxo de calor uniforme para o refrigerante, cuja intensidade é controlada por um regulador de tensão (Variac). A fita de resistência é isolada eletricamente do tubo por uma fita *Kapton* de poliamida, termo condutora e resistente a altas temperaturas. Além disso, o bom contato térmico entre a fita e a superfície do tubo é garantido por placas de baquelite, que pressionam a seção de teste, situada entre as duas placas. O conjunto, seção de teste e placas de baquelite, é isolado termicamente, conforme a montagem da Fig. (3.2c). A Fig. (3.2a) apresenta a posição de termopares instalados na superfície externa do tubo em cinco posições ao longo do mesmo.

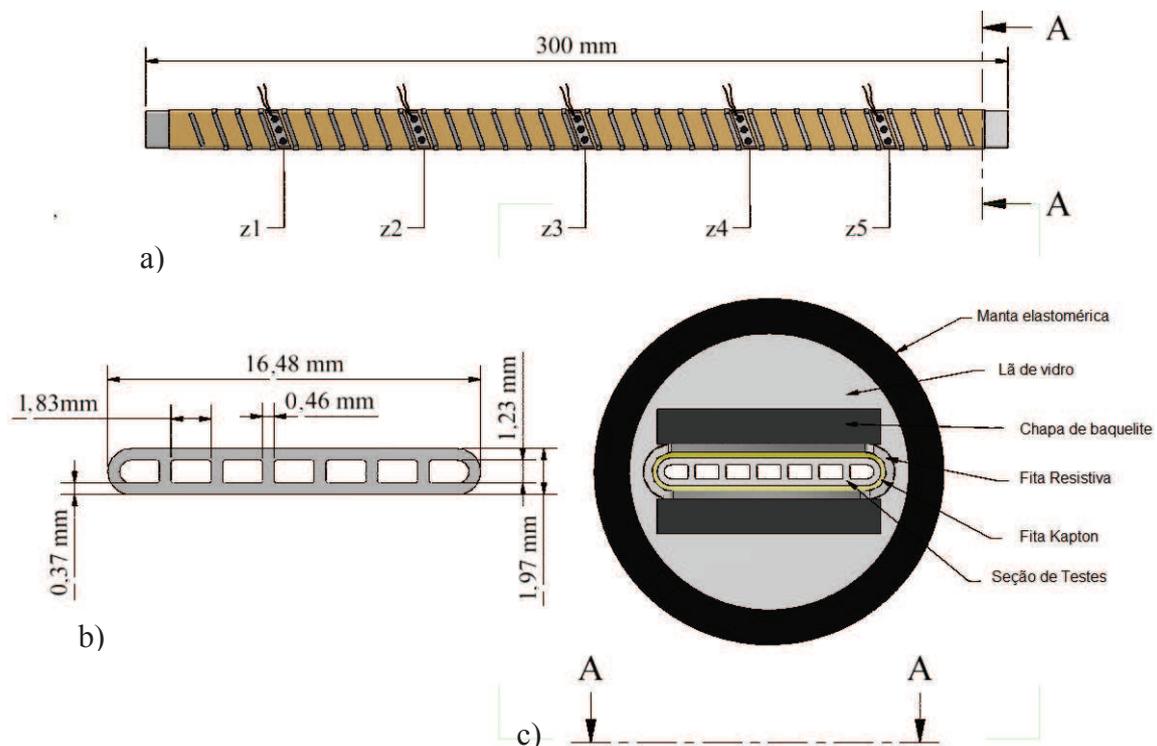


Figura 3.2 Seção de teste.

3.1.2 Pré-aquecedor

O pré-aquecedor, PA, estabelece as condições de entrada do fluido refrigerante na seção de teste. Ele é formado por um tubo de aço inoxidável com diâmetros externo e interno iguais a 6 mm e 4,4 mm, respectivamente. O pré-aquecedor, diferente da seção de teste, é aquecido por efeito Joule através de uma fonte de potência ajustável.

O refrigerante entra no pré-aquecedor como líquido subresfriado e alcança a condição de saturação até a saída. Esta condição define o título de vapor na entrada da seção de teste e varia conforme o fluxo de calor imposto no pré-aquecedor.

A transição entre o PA e a ST, do tubo circular para o tubo multicanais, foi feita por meio de um duto de seção transversal variável, em um bloco de policarbonato e é mostrada na Fig. (3.3). As áreas de escoamento do PA (tubo circular) e da ST (tubo de multicanais) são equivalentes e o formato foi desenvolvido para minimizar o problema de distribuição de fluxo na entrada da ST.

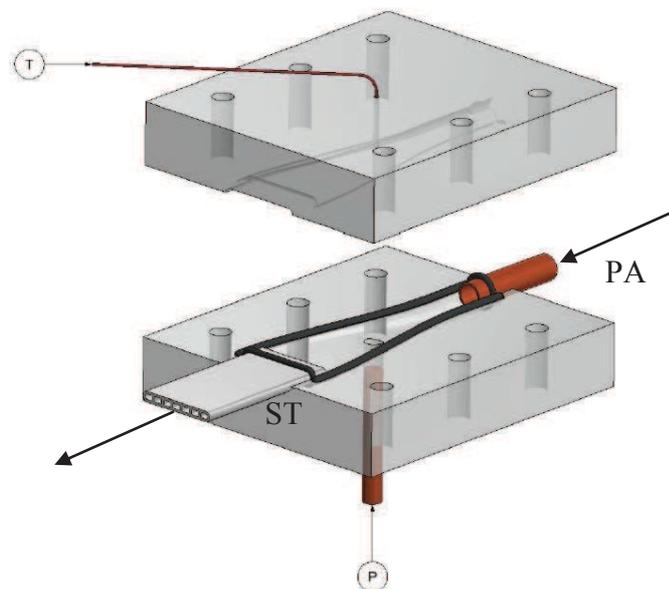


Figura 3.3 Transição entre o pré-aquecedor, PA e a seção de teste, ST

3.1.3 Seção de visualização

A seção de visualização, SV, mostrada na Fig. (3.4), é constituída por uma estrutura em policarbonato com os canais da seção de teste visíveis para a análise dos padrões de escoamento. O registro de imagens e vídeos dos padrões é feito com uma câmera digital de alta velocidade da marca MOTION PRO, modelo Y4-S1, capaz de capturar até 3.000 imagens

por segundo em resolução máxima. A região de visualização possui um comprimento de 32 mm e, após a passagem por esta seção, o fluido refrigerante escoava novamente através de um tubo circular de cobre.

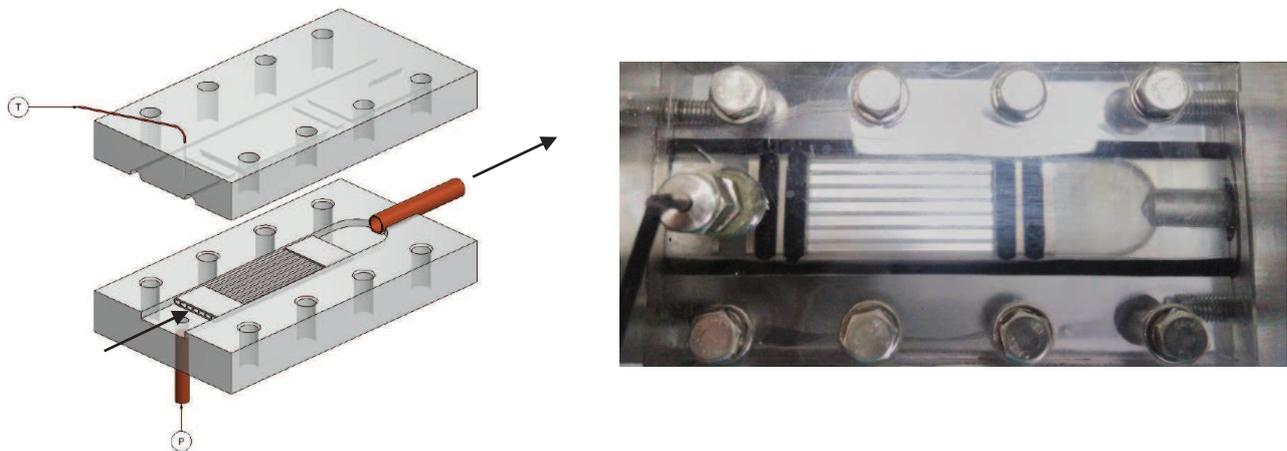


Figura 3.4 Seção de visualização.

3.1.4 Bomba

O fluido refrigerante é circulado pela bancada através de uma bomba de engrenagens com acoplamento magnético da marca TUTHILL, acoplada a um motor elétrico WEG e controlada através de um inversor de frequência da marca WEG, modelo CFW 500, cujo controle pode ser feito com precisão de décimos de frequência.

3.1.5 Condensador e sub-resfriador

O condensador é um trocador de calor do tipo duplo-tubo, onde o refrigerante é condensado através de uma solução de água e etileno glicol, cuja temperatura é controlada por banho térmico da QUIMIS, modelo Q214M2. O vapor sai da seção de visualização e vai diretamente para o condensador.

O sub-resfriador também é um trocador de calor do tipo duplo tubo, que é utilizado para diminuir a temperatura do líquido refrigerante, compensando o aumento de temperatura que usualmente ocorre quando o refrigerante passa pela bomba. Este também usa a solução água e etileno-glicol, cuja temperatura é controlada por um banho térmico da MICROQUÍMICA, modelo MQBMP-01.

3.1.6 Fonte de corrente contínua e Varivolt

Para o aquecimento do pré-aquecedor é utilizada uma fonte de corrente contínua da marca SORENSEN, modelo DCS 8-125E de 1 kW de potência. A fonte fornece tensão de até 8 V e corrente contínua de até 125 A. A incerteza apresentada pelo fornecedor do equipamento é de $\pm 0,1\% + 12 \text{ mA}$ para corrente elétrica e $\pm 0,1\% + 500 \text{ mV}$ para tensão.

Em função da baixa resistência elétrica do tubo de alumínio da seção de teste, o aquecimento é feito utilizando uma fita de resistência enrolada no tubo e um Varivolt de corrente alternada da marca STP, modelo VM 215. A fonte fornece tensão de até 240 V e corrente alternada de até 6,3 A. Por ser um equipamento sem visor digital, a leitura da potência fornecida é realizada através de um medidor da marca FLUKE, modelo 43B, cuja incerteza de leitura fornecida pelo fabricante é de $\pm 2\%$.

3.1.7 Outros acessórios

O reservatório de refrigerante, conectado ao circuito principal da bancada opera como um vaso de expansão, auxiliando a regulação da pressão no circuito, mantendo estáveis as condições durante o experimento. O circuito também dispõe de um vaso separador de líquido que mantém constante a pressão estática na sucção da bomba. Este procedimento assegura que a bomba trabalhe uniformemente e sob imersão, evitando a cavitação.

Um filtro de secagem da marca FRIGELAR, modelo 100 x 1/4"R com capacidade máxima de 3447 kPa é acoplado a um by-pass após a saída do vaso de líquido. O fluido circula pelo filtro durante alguns minutos, e após a filtragem, o by-pass é fechado e o fluido circula diretamente entre o vaso e a bomba.

3.1.8 Medidor de vazão mássica

A vazão mássica do sistema é medida por um medidor de vazão tipo Coriolis da marca Endress+Hauser, modelo Cubemass DCI, cuja faixa de medição vai até 30 g/s. O sinal de saída do medidor é na faixa de 4 a 20 mA, e a incerteza é de $\pm 0,005 \text{ g/s}$.

3.1.9 Termopares

Na bancada de teste estão instalados um total de 23 termopares do tipo T (Cobre-Constantã), com a função de medir temperaturas do refrigerante e da superfície externa dos tubos, PA e ST.

Três termopares foram encapsulados para medir a temperatura diretamente no fluido refrigerante, os quais estão localizados na entrada e na saída do pré-aquecedor e na saída da seção de teste (Fig. 3.1). Os demais termopares foram fixados na superfície externa do pré-aquecedor e da seção de teste para medir a temperatura da parede do tubo. Foram fixados cinco termopares no pré-aquecedor e quinze na seção de teste, três em cada uma das cinco posições ao longo do tubo (Fig. 3.2a). A fixação foi realizada com um adesivo termo condutor e isolante elétrico.

Todos os termopares foram calibrados utilizando como parâmetro um termômetro analógico de referência, calibrado com divisões de 0,1 °C. Com a metodologia de calibração, foram geradas curvas independentes para cada termopar conforme a Eq. (3.1).

$$T_{ref} = \psi T_{term} + \varphi \quad (3.1)$$

onde T_{ref} é a temperatura medida com o termômetro de referência, T_{term} é a temperatura medida pelo termopar e ψ e φ são os coeficientes de ajuste da curva.

As incertezas sobre as temperaturas de cada termopar são aproximadamente $\pm 0,3$ °C.

3.1.10 Transdutores de pressão

Estão instalados dois transdutores de pressão absoluta no pré-aquecedor, um na entrada e outro na saída (Fig. 3.1). Eles são da marca KELLER, modelo PAA33X, que emitem sinais de 0 a 10V, para uma faixa de operação de até 3000 kPa, possuindo uma incerteza de $\pm 0,1$ %. A medição da pressão de saída do pré-aquecedor é considerada a pressão de entrada na seção de teste.

Para a medição da queda de pressão do isobutano, na seção de teste, foi utilizado um transdutor de pressão diferencial (Fig. 3.1) da marca ROSEMOUNT, modelo 300S2, cuja faixa de operação é de até 10 kPa, emitindo um sinal de dados na faixa de 4 a 20 mA e incerteza de $\pm 0,1$ %. Para o propano, foi instalado um transdutor de pressão diferencial da

marca KELLER, modelo PD- 41X, cuja faixa de operação é de até 50 mbar, emitindo um sinal na faixa de 0 a 10 V e incerteza de 0,2% FS.

3.1.11 Sistema de aquisição de dados

Para a aquisição dos dados, foi utilizado um multímetro da marca Agilent, modelo 34970A, conectado a um desktop via porta RS232. O multímetro utiliza o software BenchLink Data Logger da Agilent. Este software é utilizado para a aquisição de dados de temperaturas, pressões e vazão mássica dos experimentos realizados.

3.2 TRATAMENTO DE DADOS

O fluxo de calor, q'' , é calculado considerando a potência fornecida, q , a área de superfície interna, A_{si} , e o número de canais, N , de acordo com a Eq. (3.2).

$$q'' = \frac{q}{NA_{si}} \quad (3.2)$$

A velocidade mássica, G , considera a vazão mássica medida, \dot{m} , e a área de escoamento do canal, A_c , dada por:

$$G = \frac{\dot{m}}{NA_c} \quad (3.3)$$

A temperatura da superfície interna, T_{si} , foi calculada assumindo somente a condução radial através da parede do tubo da ST, de acordo com:

$$T_{si} = T_{se} - \frac{qe}{kA_{se}} \quad (3.4)$$

onde T_{se} é a temperatura da superfície externa medida, e é a espessura da parede do canal, k é a condutividade térmica do alumínio e A_{se} representa a área de superfície externa.

Para cada localização axial, z , ao longo do tubo, a temperatura da superfície externa será assumida como a média de três temperaturas de parede medidas na parte superior do tubo (Fig. 3.2a), dada pela Eq. (3.5):

$$T_{se,z} = \frac{T_{se,1} + T_{se,2} + T_{se,3}}{3} \quad (3.5)$$

Por conseguinte, o coeficiente de transferência de calor local, h_z , é calculado a partir da Eq. (3.6).

$$h_z = \frac{q''}{(T_{si,z} - T_{sat,z})} \quad (3.6)$$

onde $T_{si,z}$ é a temperatura de superfície interna em cada ponto e $T_{sat,z}$ é a temperatura de saturação em cada ponto.

Neste caso, a temperatura de saturação local, $T_{sat,z}$, é obtida como uma função da pressão de saturação local, considerando a queda de pressão como sendo linear ao longo do tubo, como apresentado na Eq. (3.7).

$$p_z = p_e - \frac{\Delta p_{total}}{L} z \quad (3.7)$$

O título de vapor na entrada da seção de teste, depende da entalpia de saída do PA, que é calculada considerando um balanço de energia no pré-aquecedor, conforme as Eq.(3.8) e Eq.(3.9):

$$i_{e,ST} = i_{s,PA} = \frac{q_{PA}}{\dot{m}} + i_{e,PA} \quad (3.8)$$

$$x_{e,ST} = \frac{i_{e,ST} - i_l}{i_{lv}} \quad (3.9)$$

onde $i_{e,ST}$ é a entalpia de entrada na ST, $i_{s,PA}$ é a entalpia de saída do PA, q_{PA} é a taxa de calor no PA, \dot{m} é a taxa de massa de refrigerante e $i_{e,PA}$ a entalpia de entrada do PA, $x_{e,ST}$ é o título de vapor na entrada da seção de testes, i_l a entalpia do líquido saturado na condição de pressão e temperatura e i_{lv} a entalpia de vaporização à T_{sat} .

A entalpia e o título de vapor locais na ST, i_z e x_z , respectivamente, foram estimadas como na seção de pré-aquecimento usando as Eq. (3.10) e Eq. (3.11):

$$i_z = \frac{q_z}{\dot{m}} + i_{e,ST} \quad (3.10)$$

$$x_z = \frac{i_z - i_l}{i_{lv}} \quad (3.11)$$

onde q_z é a taxa de calor local na ST, \dot{m} é a vazão mássica medida, $i_{e,ST}$ é a entalpia de entrada na ST, i_z é a entalpia local na ST, i_l é a entalpia da fase líquida e i_{lv} corresponde a entalpia de vaporização.

A queda de pressão total foi medida na seção de teste para diferentes condições de velocidades mássicas, G , e fluxos de calor q'' . De acordo com a Eq. (2.2) se compõe da perda de pressão por atrito, Δp_f , a queda de pressão na entrada e saída, $\Delta p_{e,s}$, e a queda de pressão por aceleração, Δp_{ac} .

As perdas de pressão de entrada e saída da seção de teste foram consideradas desprezíveis, considerando os sistemas de conexão do PA e a ST e também da ST e a da SV (Figs. 3.3 e 3.4), que minimizaram estes efeitos. Já a queda de pressão por aceleração é calculada pelo modelo de fases separadas, ou:

$$\Delta p_{ac} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\alpha\rho_v} \right]_s - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\alpha\rho_v} \right]_e \right\} \quad (3.12)$$

onde ρ_l e ρ_v representam as massas específicas do líquido e do vapor, respectivamente, e α é a fração de vazio, calculada através do modelo homogêneo, pois este considera a relação entre massa específica e título de vapor. Assim, a perda de pressão por atrito é calculada pela diferença entre a queda de pressão total medida e a perda por aceleração calculada.

As equações para a validação da bancada e para o modelo monofásico podem ser verificadas de acordo com Bekerle (2015).

3.3 TESTES DE EBULIÇÃO

Os testes de ebulição têm como objetivo avaliar a transferência de calor e a queda de pressão no tubo de multicanais, para verificar os efeitos do fluxo de calor, da velocidade mássica e do título de vapor para uma condição de saturação fixa (temperatura e pressão).

Imagens e vídeos foram capturados em todos os testes, para análise dos padrões de escoamento. Desta forma, é possível relacionar o coeficiente de transferência de calor e a

queda de pressão com os padrões, construir mapas de padrões, além de realizar uma comparação entre os dados experimentais obtidos.

A Tab. (3.1) apresenta as condições de operação que foram consideradas para cada refrigerante, para critérios de comparação.

Tabela 3.1– Condições de operação nos testes de ebulição

Fluxo de Calor na ST, q'' (kW/m ²)	5, 10, 16, 20
Velocidade Mássica, G (kg/(m ² s))	35, 55, 70, 100, 170
Pressão de Saturação, p (kPa)	300 (R600a), 840 (R290)
Temperatura de Saturação média, T_{sat} (°C)	20
Taxa de Calor no PA, q (W)	40, 80, 120, 160, 200, 240, 295

Para cada fluido refrigerante e em cada condição de velocidade mássica foram realizados quatro testes com fluxos de calor na ST diferentes e para cada fluxo ainda foram consideradas sete níveis de potência no PA, que permitiram variar a condição do título de vapor. Desta forma, totalizados, no mínimo, 140 testes para cada fluido. É importante salientar que foram realizados mais testes, pois existem certas dificuldades para a estabilização da bancada, além da realização de testes complementares para a obtenção de resultados que abrangessem toda a faixa de título de vapor.

Os valores pré-determinados para o fluxo de calor e para a velocidade mássica foram escolhidos de acordo com os valores mais comumente utilizados em condicionamento de ar automotivo e doméstico, onde é aplicado esse tipo de tubo, com a finalidade de verificar e caracterizar os efeitos do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão sobre esses fatores.

Todos os dados foram tratados com o auxílio do software EES, pois além de realizar o equacionamento, o software proporciona a obtenção das propriedades necessárias de cada refrigerante.

As propriedades utilizadas através do software EES, se encontram na Tab. (3.2).

Tabela 3.2 – Propriedades dos fluidos refrigerantes a 20°C.

	M	T_c	i_{lv}	ρ_l	ρ_v	ρ_l/ρ_v	v_v	μ_l	k_l	cp_v	σ
	kJ/kmol	°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	-	m ³ /kg	μPa.s	W/(mK)	kJ/(kgK)	(mN)/m
R600a	58,1	134,7	334,3	557	7,9	70,4	0,126	145,8	0,091	1,76	10,7
R290	44,1	96,68	344,3	500	18,1	27,6	0,05524	103,9	0,096	1,95	7,63

3.3.1 Análise de Incertezas

Os termopares, utilizados na bancada de teste, foram calibrados de acordo com o método descrito no APÊNDICE A. Com isso, foi determinada a incerteza sobre o coeficiente de transferência de calor e sobre o título de vapor, de acordo com o método das incertezas propagadas (Moffat, 1988).

A descrição do procedimento realizado para a coleta de dados está descrito no APÊNDICE B.

4 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados os resultados dos testes realizados com o R600a e o R290 e a análise do comportamento térmico e hidráulico na ebulição convectiva através do tubo de multi mini canais paralelos.

4.1 INCERTEZAS PROPAGADAS

As incertezas da instrumentação e das fontes de potência referente à bancada de testes são apresentadas na Tab. (4.1) com base nas indicações dos fabricantes. As incertezas propagadas foram calculadas sobre o coeficiente de transferência de calor, h_z , e o título de vapor, x , e na tabela são apresentados os valores máximos encontrados para todo o conjunto de dados experimentais.

Tabela 4.1 - Máxima incerteza dos principais parâmetros da análise.

Temperatura, T	$\pm 0,3$ °C
Fluxo de Calor, q''	$\pm 2\%$
Coeficiente de Transferência de Calor, h	$\pm 9,1\%$
Título de Vapor, x	$\pm 5,1\%$
Variação na pressão, Δp	$\pm 2,5\%$

A incerteza dos termopares foi reduzida de $\pm 0,5$ °C, dado do fabricante, para $\pm 0,3$ °C através da calibração com um termômetro de referência, levando-se em consideração a incerteza do termômetro de referência utilizado na calibração dos termopares.

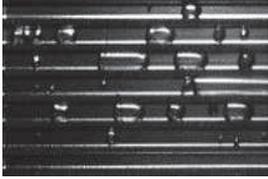
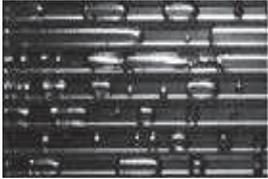
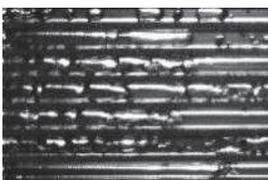
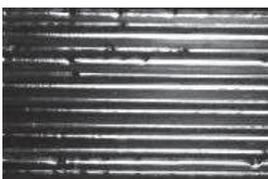
4.2 PADRÕES DE ESCOAMENTO

Para a análise de padrões de escoamento, imagens e vídeos foram capturados durante os testes pela parte superior da SV. Os padrões de escoamento observados neste estudo, para o R290 são mostrados na Tab. (4.2), para diferentes condições.

Cinco tipos diferentes de padrões de escoamento foram identificados: bolhas dispersas, *plug/slug* (pistonado/pistonado agitado), *churn* (agitado), anular ondulado e anular (liso). Os resultados encontrados mostraram que o padrão de escoamento varia, com o aumento do fluxo de calor, velocidade mássica e título de vapor.

Os escoamentos pistonado (*plug*) e pistonado agitado (*slug*) exibem flutuações e uma camada de líquido estratificada no fundo. Aumentando o título do vapor o escoamento se torna mais caótico e submetido à coalescência. As bolhas de vapor são arrastadas na película de líquido que circunda a parede do canal. As bolhas de vapor grandes e pequenas se fundem violentamente e não é possível ver uma interface clara entre o líquido e o vapor (*churn*). Com a coalescência total das bolhas de vapor, tem-se os escoamentos anular ondulado e anular liso.

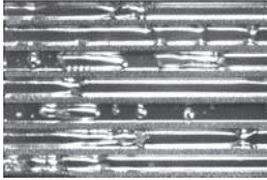
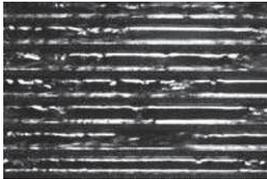
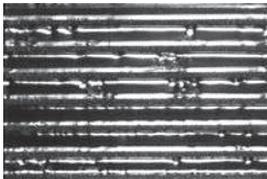
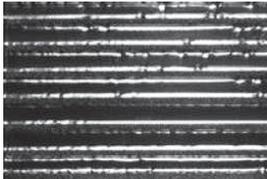
Tabela 4.2 - Padrões de escoamento para o propano - R290 na ebulição em multicanais a diferentes condições operacionais e temperatura de 20 °C ($p=836$ kPa).

Imagem	q'' (kW/m ²)	$x_{o,TS}$ (-)	G (kg/m ² s)	Padrão de escoamento
	5,3	0,09	170	Bolhas dispersas
	10	0,43	70	<i>Plug e Slug</i>
	5,3	0,41	100	<i>Churn</i>
	20	0,98	70	Anular ondulado
	16	0,98	55	Anular

Para a identificação do padrão de escoamento para uma certa condição, foi considerado o padrão predominante entre todos os canais paralelos, pois numa mesma condição pode-se observar padrões diferentes nos canais.

Para o R600a também foram observados os padrões de escoamento *plug* e *slug*, *churn*, anular ondulado e anular, conforme mostrado na Tab. (4.3). Diferente do propano, nos testes com o isobutano não foi observado o padrão de bolhas dispersas.

Tabela 4.3 - Padrões de escoamento para o isobutano, R600a, na ebulição em multicanais a diferentes condições operacionais e temperatura de 20 °C ($p=302$ kPa).

Imagem	q'' (kW/m ²)	$x_{o,TS}$ (-)	G (kg/(m ² s))	Padrão de escoamento
	5,3	0,29	35	<i>Plug e Slug</i>
	16	0,30	100	<i>Churn</i>
	16	0,56	70	Anular ondulado
	10	0,81	55	Anular

É possível verificar que em ambos casos, para o R290 e R600a, o regime anular e anular ondulado é obtido quando se tem maiores títulos de vapor, relacionado a um maior fluxo de calor aplicado na ST. Os regimes de bolhas dispersas, *plug* e *slug*, são observados quando se tem menores títulos de vapor, devido a menores condições de aquecimento. O regime *churn* apresenta-se em títulos de vapor intermediários.

Além dos efeitos do x e q'' sobre os padrões de escoamento, observa-se também grande influência do G . Para baixas velocidades mássicas, se observa o regime de bolhas dispersas, no caso do R290, em títulos de vapor em torno de 0,4, porém, quando o G aumenta, o regime de bolhas dispersas é observado para títulos menores. O mesmo ocorre para todos os outros

padrões de escoamento. Esse efeito pode ser observado, para o R290, de acordo com a Fig. (4.1) e para o R600a, com a Fig. (4.2).

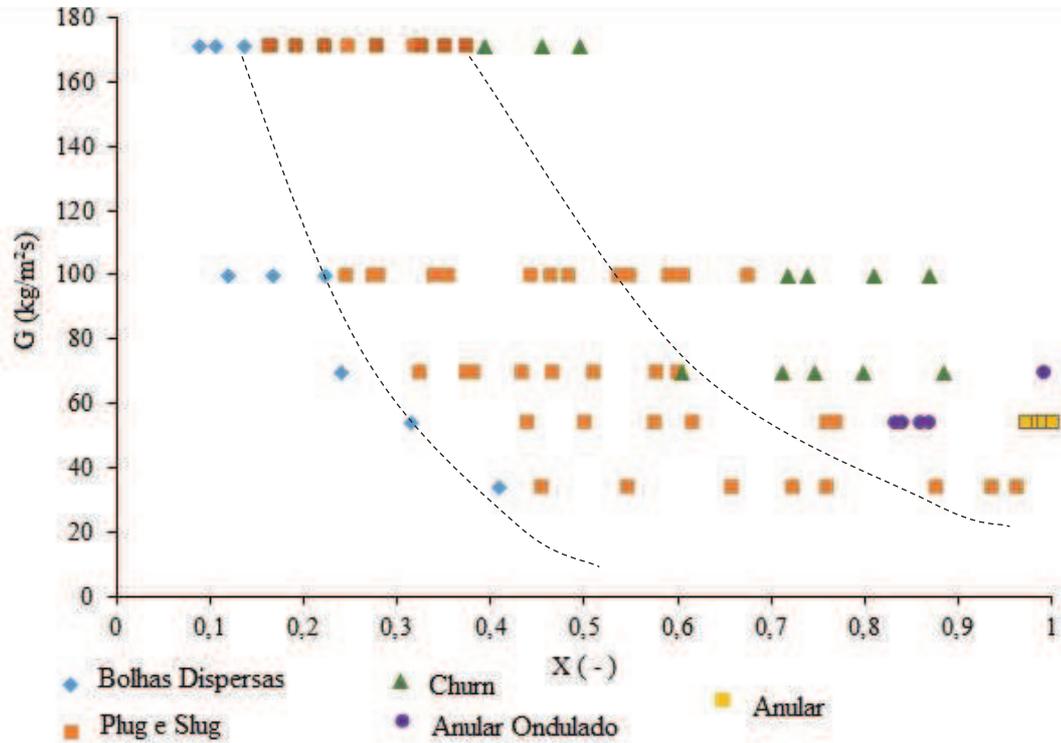


Figura 4.1 – Padrões de escoamento para o propano.

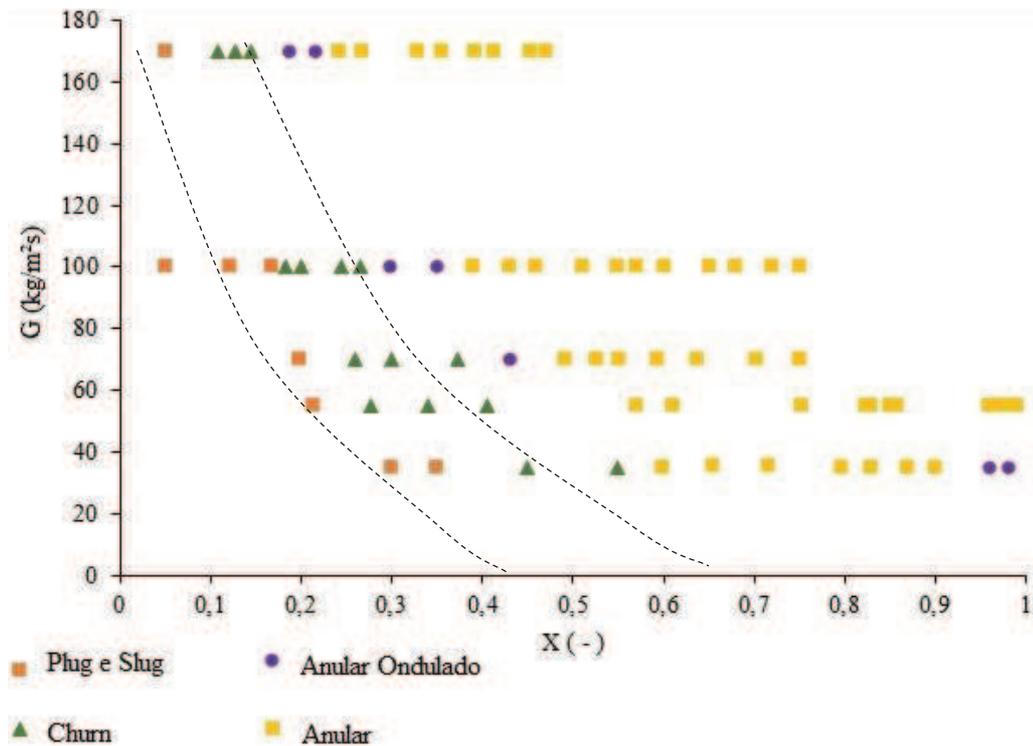


Figura 4.2 – Padrões de escoamento para o isobutano.

Certos padrões somente aparecem em condições bem específicas, e quando ocorre o aumento do G , fica mais difícil para classificar o limite de transição de *churn*, anular ondulado e anular, conforme observado nas figuras. O que se observa nos dois casos é que conforme o G aumenta, a transição para o regime anular ocorre a títulos de vapor, x , mais baixos.

Durante o escoamento sob regime *plug*, os efeitos da tensão superficial predominam sobre os gravitacionais, e os efeitos inerciais e de molhabilidade são mais relevantes na transição para o regime anular em micro canais.

A má distribuição do fluxo nos canais foi observada em diferentes condições de teste. Assim, os padrões de escoamento possuem uma característica heterogênea, quando comparados os padrões dos canais centrais com os externos. As diferenças entre os padrões de escoamento nos canais são, provavelmente, devido à má distribuição de fluido refrigerante nos canais na entrada da ST, mesmo com o desenho específico de conexão (Fig. 3.3), e principalmente à distribuição não uniforme do fluxo de calor na ST, em função da fita de resistência enrolada no tubo (Fig.3.2a).

A Fig. (4.3) apresenta o mapa comparando os padrões de escoamento do R290 e R600a para as velocidades mássicas de 35, 55, 70, 100, 170 kg/(m²s).

De acordo com a Fig. (4.3) é possível verificar que os padrões de escoamento do R600a evoluem mais rapidamente para o padrão anular, em comparação ao R290. Isso se deve aos efeitos de tensão superficial que são mais dominantes para R600a (10,7 (mN)/m em relação a 7,63 (mN)/m do R290) e, portanto, representam o maior confinamento entre os dois fluidos ($COR_{R600a} = 0,96$ e $COR_{R290} = 0,86$) e leva a um menor título de vapor de transição da bolha alongada para o escoamento anular.

Também se pode observar na Fig. (4.3), que as transições do escoamento de bolhas isoladas, coalescentes ao anular ocorrem em títulos de vapor menores para maiores G , sugerindo o domínio da ebulição convectiva a partir de títulos de vapor mais baixos.

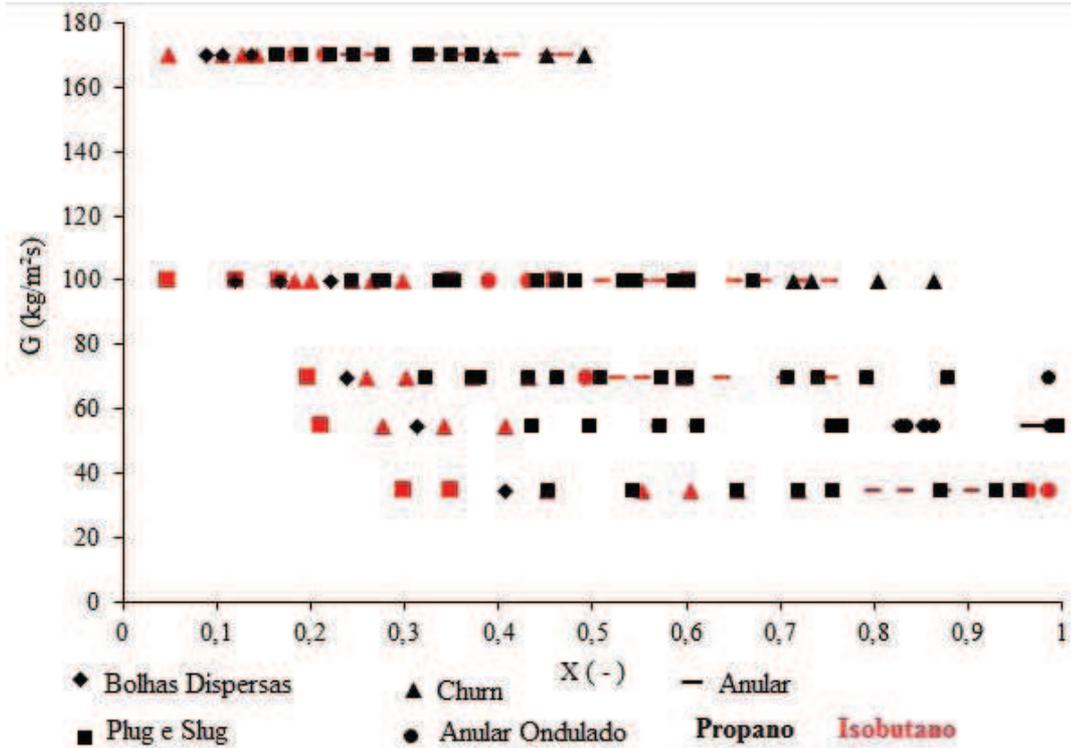


Figura 4.3 - Padrões de escoamento para o isobutano e propano.

4.3 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os coeficientes de transferência de calor para o propano (R290) e isobutano (R600a), foram obtidos em função do fluxo de calor aplicado na seção de testes e da velocidade mássica do fluido, de acordo com valores já estabelecidos.

Em todos os casos observados, verifica-se que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do fluxo de calor e do título do vapor. Este aumento do h com o aumento do q'' está relacionado com a condutividade térmica do fluido, com a massa específica e com as entalpias de vaporização. Resultados semelhantes para diferentes fluidos refrigerantes foram observados por Kaew-On et al. (2011), Vakili-Farahani et al. (2013), Thiangtham et al. (2016), Charnay et al. (2015), Szczukiewicz et al. (2013) e Costa-Patry et al. (2011).

Nos testes realizados, foram obtidos valores de h variando de 1 a 18 kW/(m²K) e títulos de vapor, x , de 0,07 a 0,98, para o R290 e de h de 1 a 9 kW/(m²K), e x de 0,02 a 0,97, para o R600a.

4.3.1 Efeito da velocidade mássica

A Fig. (4.4) apresenta uma análise do efeito da velocidade mássica, G , sobre o coeficiente de transferência de calor local, h_z , para o R290, para fluxos de calor de $q'' = 5,3 \text{ kW/m}^2$ (Fig. 4.4a) e $q'' = 16 \text{ kW/m}^2$ (Fig. 4.4b).

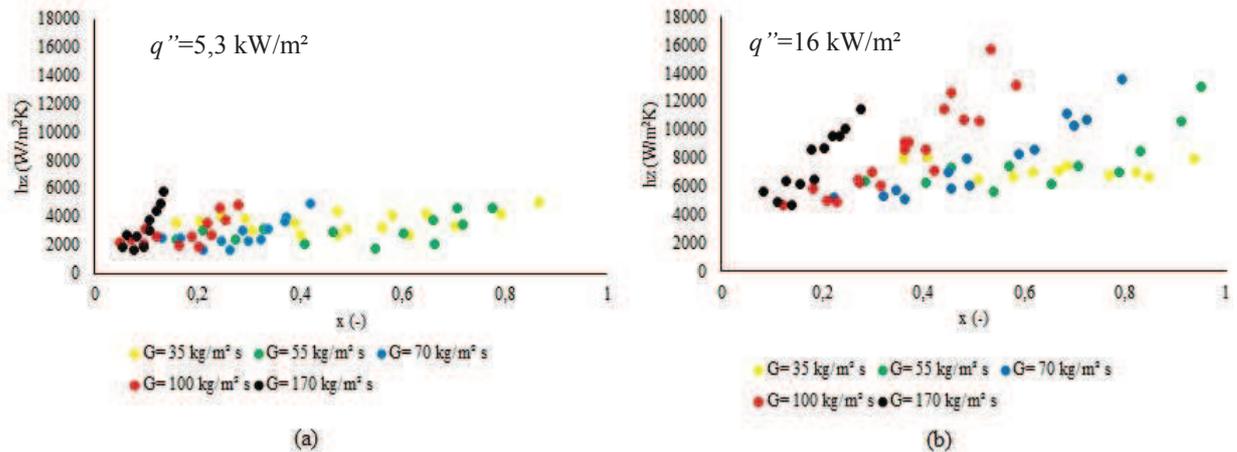


Figura 4.4 - Efeito da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor local, h_z , para o R290, para (a) $q'' = 5,3 \text{ kW/m}^2$ e (b) $q'' = 16 \text{ kW/m}^2$.

Primeiramente, o coeficiente de transferência de calor local aumenta com G , mas esse efeito é mais evidente à medida que aumenta o título de vapor e para um maior fluxo de calor. Para maiores valores de G se alcançam coeficientes mais elevados a títulos menores.

Em segundo lugar, o efeito do G é mínimo nos baixos títulos, onde o regime de bolhas dispersas é identificado e os valores de h representam o início da ebulição nucleada.

Para o R600a, de acordo com a Fig. (4.5), verifica-se que os valores alcançados do coeficiente são inferiores ao R290 e apresenta um comportamento com o título diferente. Com exceção do menor valor de G , em que o coeficiente é praticamente constante para toda a faixa de títulos, conforme aumenta o G , o h aumenta com o x até um certo valor de x , onde tende a diminuir. Esse efeito deve estar relacionado à variação no padrão de escoamento, onde ocorre a transição do *churn* para o anular ondulado, e o mesmo ocorre em função do aumento da contribuição da ebulição convectiva, antes de ocorrer a secagem, onde se observa uma queda no valor do h , devido ao aumento do aquecimento da parede, em função da diminuição do filme líquido que diminui a resistência térmica.

No entanto, quanto maior for o valor de G , o valor do título de vapor em que ocorre a redução do h é menor.

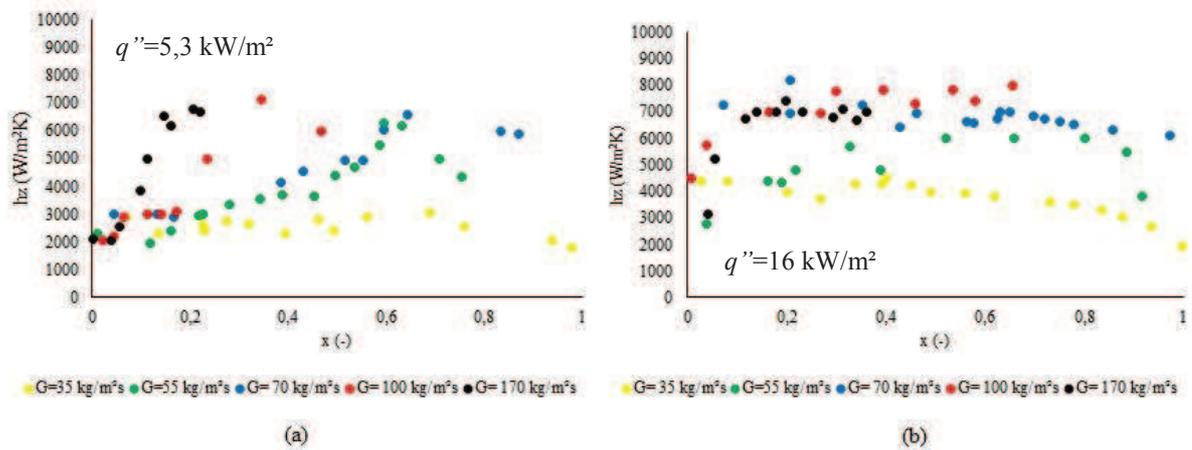


Figura 4.5 - Efeito da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor local, h_z , para o R600a, para (a) $q'' = 5,3 \text{ kW/m}^2$ e (b) $q'' = 16 \text{ kW/m}^2$.

Para o maior fluxo de calor, Fig. (4.5b), para maiores valores de G , seu efeito sobre o h diminui. O h é praticamente independente do x , e somente em valores mais elevados se observa a tendência a diminuição do h .

Segundo Parmitran et al. (2011), uma alta velocidade mássica resulta em um maior coeficiente de transferência de calor, devido ao aumento da contribuição de transferência de calor por ebulição convectiva e também porque o regime de padrão anular torna-se dominante com o aumento do título. O término da ebulição nucleada, neste caso, aparece mais cedo, pois há a predominância da ebulição convectiva. Os coeficientes de transferência de calor tendem a aumentar repentinamente na região de fluxo anular, antes do *dryout*, pois à medida que o título aumenta, o superaquecimento da parede diminui, devido à diminuição da espessura da película líquida que diminui a resistência térmica.

4.3.2 Efeito do fluxo de calor

A Fig. (4.6) apresenta o efeito do fluxo de calor sobre o coeficiente de transferência de calor local para o R290 e duas diferentes velocidades mássicas de $G = 55 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ (Fig. 4.6a) e $G = 100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ (Fig. 4.6b).

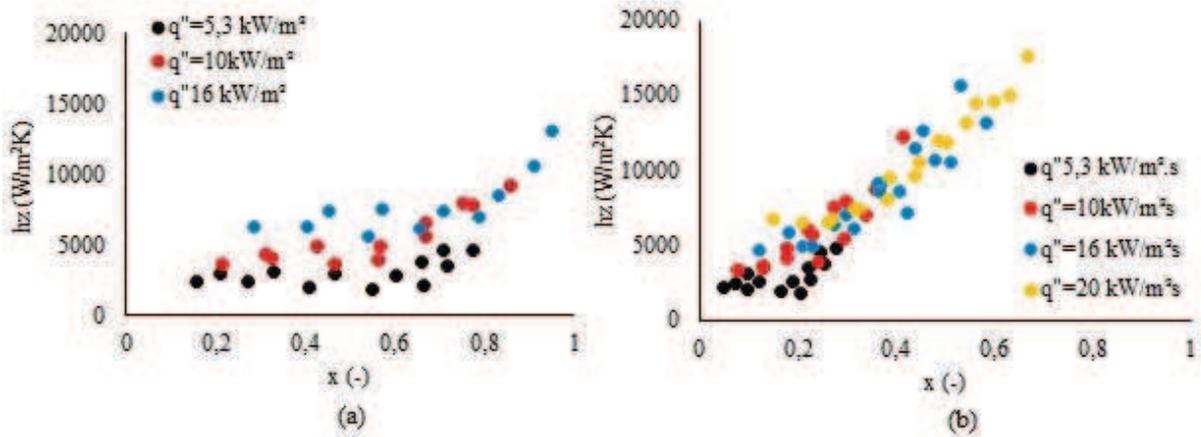


Figura 4.6 - Efeito do fluxo de calor para o R290 e (a) $G = 55 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Para a menor velocidade mássica, conforme se verifica na Fig. (4.6a), o coeficiente de transferência de calor varia de 1 a 13 $\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$ e o título de 0,14 a 0,98. Neste caso, se percebe a influência do fluxo de calor até o título de 0,8, aproximadamente, onde conforme o q'' aumenta o h aumenta. Para títulos maiores o coeficiente continua apresentando uma tendência de aumento, mas independe do q'' .

A Fig. (4.6b) mostra que para maiores velocidades mássicas, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, o coeficiente h_z , aumenta independentemente do fluxo de calor aplicado, alcançando o valor de 17,6 $\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$ para um título variando de 0,05 a 0,67.

Para o refrigerante R600a, a Fig. (4.7a) apresenta o comportamento do coeficiente para a velocidade mássica $G = 55 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$. A variação do coeficiente de transferência de calor foi de 1,9 a 8,6 $\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$ e o título de 0,01 a 0,97. Neste caso, percebe-se que ocorre um aumento do coeficiente de transferência de calor até um título de 0,6, e após ocorre um decréscimo, para os diferentes fluxos de calor. Para o maior fluxo de calor, o efeito no coeficiente é maior.

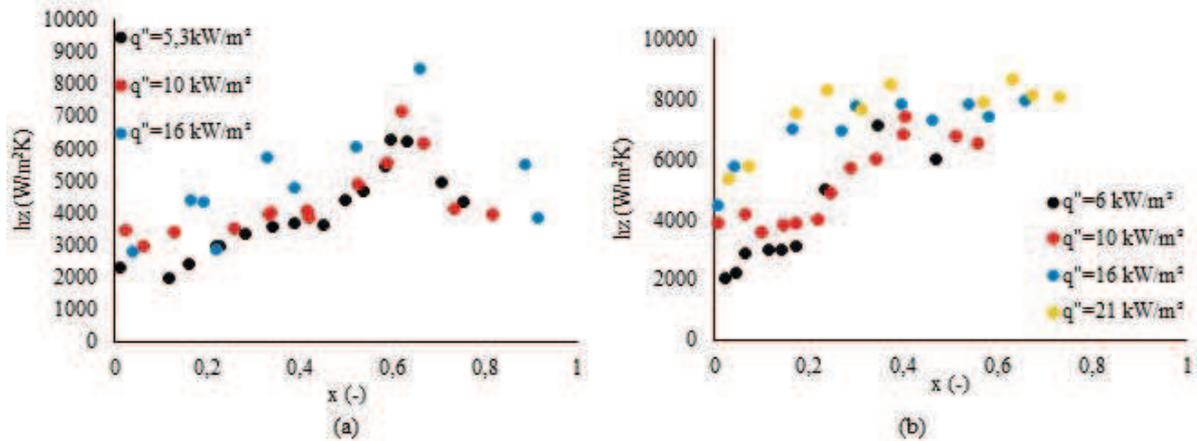


Figura 4.7 - Efeito do fluxo de calor, para o R600a, para (a) $G = 55 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

A Fig. (4.7b), apresenta o efeito do fluxo de calor sobre o coeficiente para $G = 100 \text{ kg}/\text{m}^2$. Os resultados mostram que a influência do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor ocorre para menores títulos. Para títulos maiores, não se observa o efeito significativo do fluxo de calor. Com o aumento da velocidade mássica observa-se que o h atinge seu valor para x menores. Como a condutividade térmica da fase líquida é superior à da fase vapor e associada à baixa viscosidade, tem-se como resultado um incremento no valor do h . A alta entalpia de vaporização também influencia no h , com o maior q'' ocorre maior vaporização do fluido, propiciando o aumento do h .

De uma forma geral, se observa que o coeficiente de transferência de calor para o propano não apresenta um decréscimo como com o isobutano que claramente atinge a condição de secagem da parede, ou *dryout*, e diminui.

4.3.3 Coeficiente de transferência de calor do propano e isobutano

A Fig. (4.8) apresenta uma comparação do coeficiente de transferência de calor entre o isobutano e o propano, para $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $q'' = 16 \text{ kW}/\text{m}^2$.

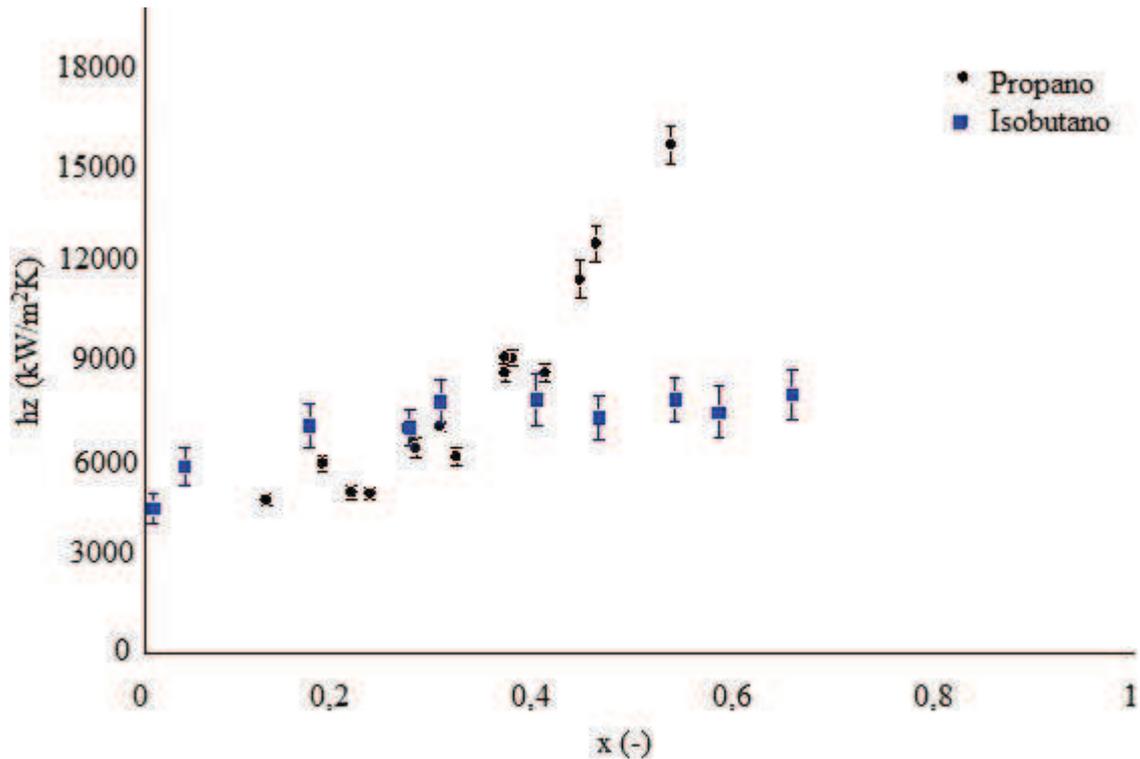


Figura 4.8 - Comparação do h_z entre o isobutano e propano para um $q'' = 16 \text{ kW/m}^2$ e $G = 100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$.

Em geral, se observa que para títulos mais baixos o comportamento entre os fluidos é similar. Com o aumento do título, o propano apresenta maior coeficiente de transferência de calor e continua aumentando com o x . Já o coeficiente para o isobutano, na Fig. (4.8), estabiliza e posteriormente tende a diminuir. A diferença no comportamento dos fluidos ocorre para x em torno de 0,4, para estas condições. Quanto aos padrões esta condição para o propano são padrões *plug* e *slug*, e para o isobutano já é o anular.

Um fator importante que pode causar essa diferença entre os valores dos coeficientes de transferência de calor entre o propano e o isobutano é o fato de que para a mesma temperatura de saturação, 20°C, estes fluidos possuem diferentes pressões de saturação, onde a pressão do propano é maior que o dobro da pressão de saturação do isobutano (840 kPa – R290 e 300 kPa – R600a), devido a esta diferença, se tem um efeito de compressão, o que ocasiona um aumento do h .

Uma das propriedades que também pode influenciar o valor do h é a condutividade térmica do líquido, para o propano ela apresenta um valor levemente mais alto em relação ao isobutano, sendo de 0,09747 W/mK para o R290, enquanto que o R600a apresenta um valor de 0,09078 W/mK, para a condição de saturação de 20 °C.

Outra propriedade que influi no h é a entalpia de vaporização, pois com o maior q'' ocorre maior vaporização do fluido, propiciando o aumento do h , o propano apresenta $i_{LV} = 595,85$ kJ/kg, enquanto que o isobutano $i_{LV} = 469,79$ kJ/kg, para a condição de saturação.

De acordo com estudos realizados por Qiu et al. (2015) e Copetti et al. (2013), fazendo a comparação entre os refrigerantes R134a e R600a, foi verificado que o último possui melhor efetividade e maior coeficiente de transferência de calor durante a ebulição em escoamento em mini canais, pois as propriedades que estão relacionadas ao h , como por exemplo, a condutividade térmica, as entalpias de vaporização, o calor específico apresentam maiores valores para o R600a em relação ao R134a.

4.4 QUEDA DE PRESSÃO

A perda de pressão por atrito foi calculada pela diferença entre a queda de pressão total medida nos diferentes experimentos e a componente da aceleração, que foi calculada segundo a Eq. (3.12), usando o modelo de fases separadas, porém com a fração de vazio calculada pelo modelo homogêneo (sem escorregamento das fases). Foram avaliados os efeitos da velocidade mássica e também do fluxo de calor sobre a perda de pressão.

A Fig. (4.9) apresenta os gradientes da queda de pressão total, atrito e aceleração para o R290 e velocidades mássicas de 35 e 100 kg/(m²s).

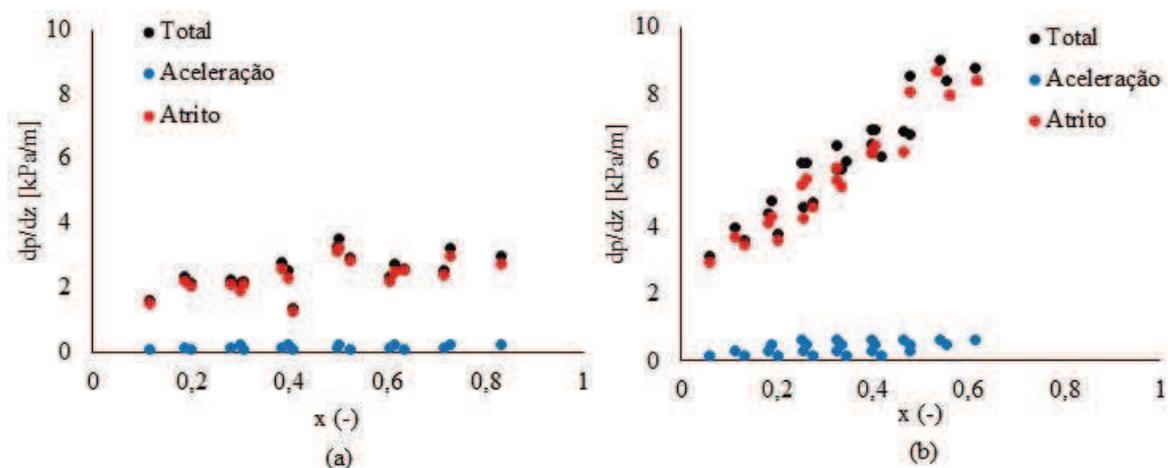


Figura 4.9 - Queda de pressão total, por aceleração e a perda de pressão por atrito para o R290 e (a) $G = 35$ kg/(m²s) e (b) $G = 100$ kg/(m²s).

É possível verificar que a queda de pressão por aceleração apresenta uma parcela muito pequena em relação à queda de pressão por atrito. Mas é evidente que, quanto maior é a velocidade mássica, maiores são as quedas de pressão, tanto por aceleração, quanto por atrito.

A Fig. (4.10) apresenta os gradientes das quedas de pressão total e suas componentes para a velocidade mássica de 35 e 100 kg/(m²s), para o R600a.

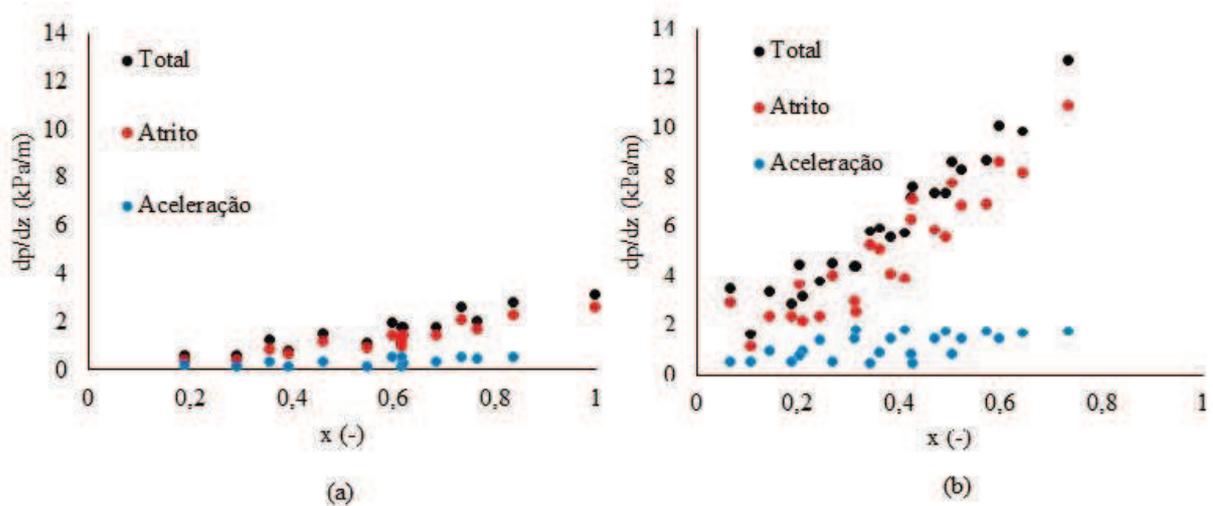


Figura 4.10 - Queda de pressão total, por aceleração e a perda de pressão por atrito para o R600a e (a) $G = 35 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Para o R290, e considerando as velocidades mássicas de 35 e 100 kg/(m²s) os percentuais da perda de pressão por atrito e aceleração são, em média, respectivamente de 97,5% e 2,5% e 93,5% e 6,5%. Para o R600a, e considerando as mesmas velocidades mássicas, os percentuais da perda de pressão por atrito e aceleração são, em média, respectivamente de 93,7% e 6,3% e 90,6% e 9,4%.

4.4.1 Efeito da velocidade mássica

A Fig. (4.11) apresenta a influência de G sobre a queda de pressão por atrito para os fluxos de calor de 10 e 16 kW/m².

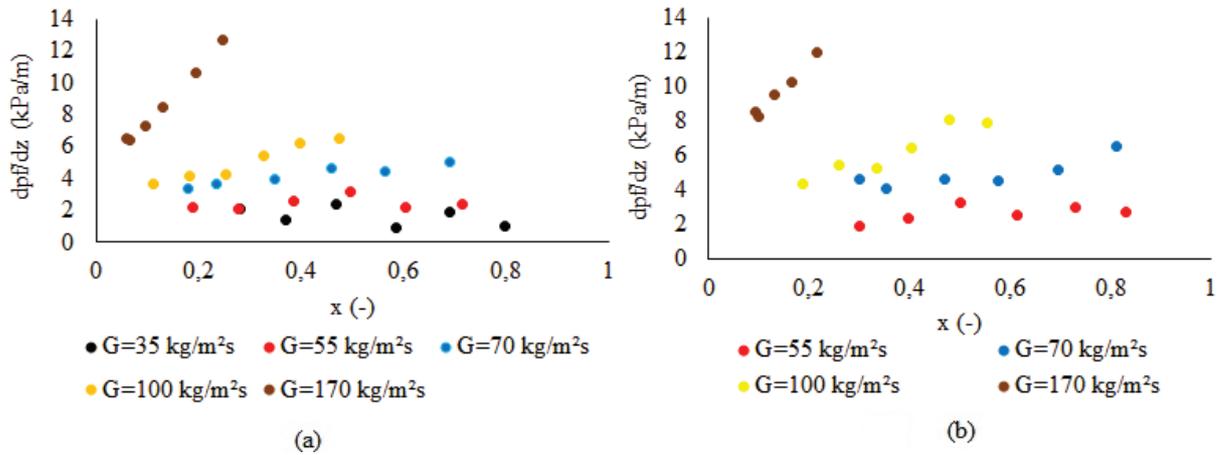


Figura 4.11 - Influência da velocidade mássica sobre a perda de pressão por atrito para o R290, para (a) $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$ e (b) $q'' = 16 \text{ kW/m}^2$.

Observa-se um incremento no gradiente de pressão com o título, à medida que aumenta a velocidade mássica, e para baixos títulos de vapor e menor fluxo de calor este efeito é mais evidente. Para menores velocidades mássicas $G=35$ e $55 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ o gradiente praticamente não varia com o título de vapor.

Para o isobutano o efeito do G sobre o h é mais visível, principalmente para maiores velocidades mássicas, como apresentado na Fig. (4.12).

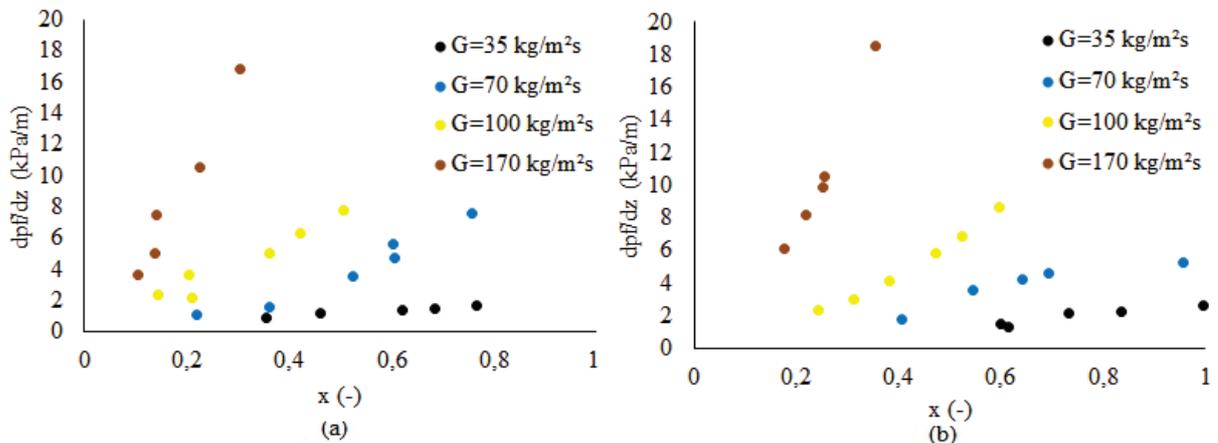


Figura 4.12 - Influência da velocidade mássica sobre a perda de pressão por atrito para o R600a, para (a) $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$ e (b) $q'' = 16 \text{ kW/m}^2$.

O aumento da queda de pressão com o G está relacionado à diferença de velocidade entre as fases líquida e vapor e ao regime de escoamento, pois quanto maior o G , maior é a variação da velocidade de escorregamento entre as fases e consequentemente, maior será a queda de pressão, e nesse caso, é observado o padrão anular. Isto ocorre pois para altas

velocidades mássicas, maior é o desprendimento de gotículas do filme líquido junto à parede, isso faz com que a transição do regime anular ondulado para o anular liso ocorra para baixos títulos.

4.4.2 Efeito do fluxo de calor

A Fig. (4.13) apresenta o valor médio do gradiente de pressão total para diferentes velocidades mássicas, G , e fluxos de calor, q'' , para o R290. O gráfico mostra que o gradiente de queda de pressão cresce com G . Para a menor velocidade mássica a influência do fluxo de calor sobre o gradiente é praticamente desprezível, no entanto conforme o G aumenta também aumenta influência do fluxo de calor. Essas variações estão ligadas às propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, principalmente à massa específica da fase de vapor e à tensão superficial e também à fração de vazio.

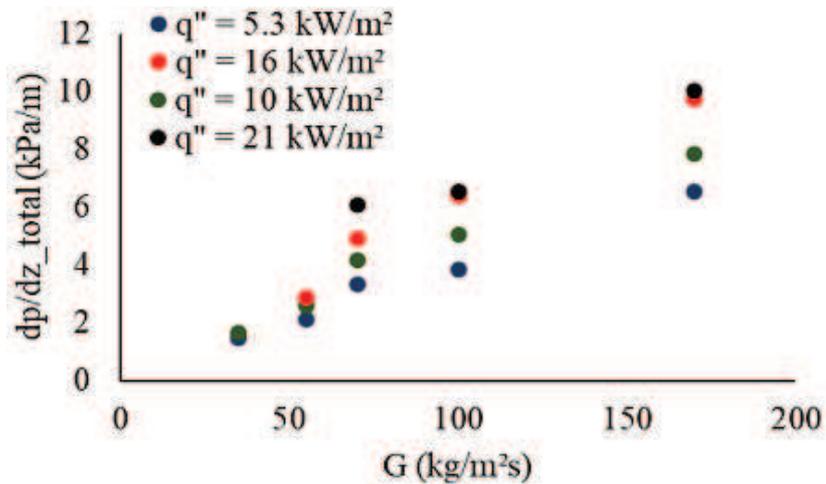


Figura 4.13 - Efeito do fluxo de calor sobre a perda de pressão por atrito para diferentes velocidades mássicas, para o R290.

O mesmo comportamento é observado para o R600a, de acordo com a Fig. (4.14).

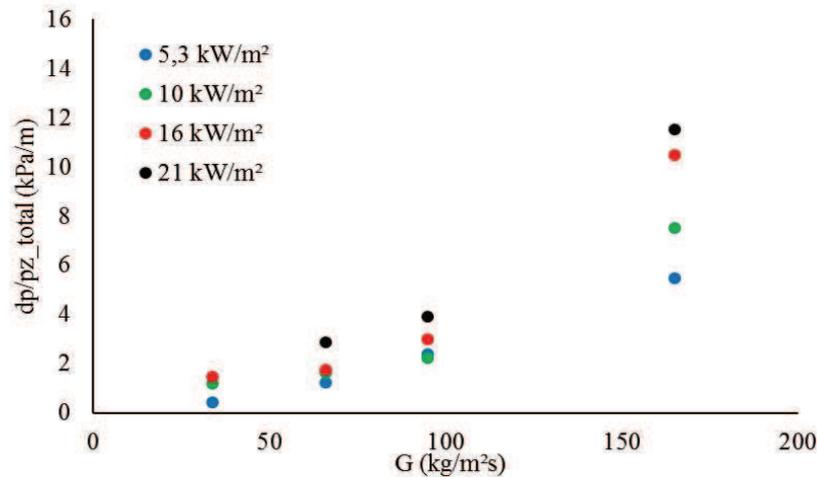


Figura 4.14 - Efeito do fluxo de calor sobre a perda de pressão por atrito para diferentes velocidades mássicas, para o R600a.

Como indicam os resultados das Figs. (4.13) e (4.14) a queda de pressão tende a aumentar com o fluxo de calor, para velocidades mássicas maiores, para ambos os fluidos refrigerante.

4.4.3 Comparação da queda de pressão para o propano e isobutano

A Fig. (4.15) apresenta a comparação do gradiente de queda de pressão por atrito, para velocidades mássicas de 70 e 100 kg/(m²s), para o propano e o isobutano.

Observa-se que para os menores títulos de vapor a queda de pressão é semelhante, mas conforme o título aumenta o propano apresenta menor queda de pressão em relação ao isobutano.

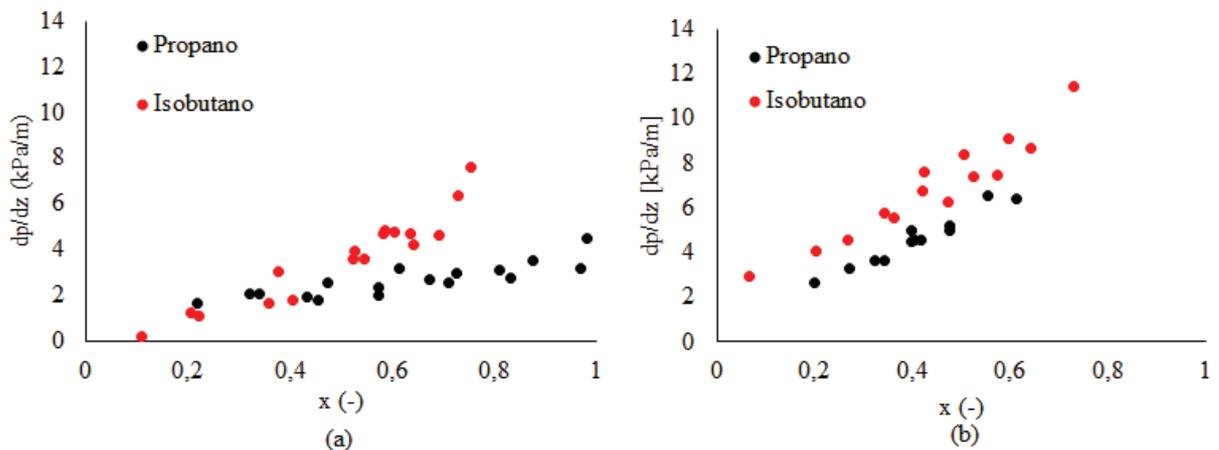


Figura 4.15 - Gradiente de queda de pressão por atrito para (a) $G = 70 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e (b) $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, para o isobutano e propano, para $q'' = 10 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Em relação à velocidade mássica, verifica-se que, conforme o G aumenta, a queda de pressão também aumenta, para ambos os fluidos.

Quanto aos padrões de escoamento para esta condição, o propano apresenta os regimes *plug* e *slug*, enquanto que para o isobutano, já é o anular.

Este comportamento se justifica em função de que o propano possui menor volume específico de vapor (ou maior massa específica) e também menor viscosidade do líquido, conforme propriedades apresentadas na Tab. (3.2). Além disso, a pressão do propano é de 840 kPa, enquanto do isobutano 303 kPa, e a relação entre as massas específicas do líquido e do vapor, ρ_l/ρ_v , são 70,4 e 27,6, respectivamente para o R290 e o R600a.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foram apresentados resultados experimentais durante a ebulição em escoamento dos refrigerantes propano, R290, e isobutano, R600a, em um tubo de multi mini canais horizontal, sob variações na velocidade mássica, fluxo de calor e título de vapor. O comportamento do coeficiente de transferência de calor e do gradiente de queda de pressão foram investigados para diferentes condições, e os padrões de escoamento foram identificados.

Em relação ao coeficiente de transferência de calor, observou-se:

- O coeficiente local de transferência de calor, h_x , aumenta com o fluxo de calor, q'' , para ambos os fluidos, principalmente para baixos títulos de vapor, comportamento que pode estar associado ao início da ebulição, apresentando padrões de bolhas dispersas. Para o R290 e maiores x , o coeficiente aumenta, mas o efeito do q'' diminui. Para o R600a a partir de um certo x , o h diminui, coincidindo com o padrão anular e maiores temperaturas na parede, indicando a possível secagem;

- O efeito do aumento da velocidade mássica, G , sobre o coeficiente h é maior para maiores x e é quase desprezível para menores x . Neste caso este comportamento estaria associado à ebulição convectiva. Para o R600a para menores valores de G o coeficiente independe do x e diferente do R290 para maiores G ocorre uma diminuição do h a partir de um certo x , cujo valor é menor quanto maior G ;

- Na comparação entre os fluidos refrigerantes R290 e R600a, observou-se maiores valores para o propano, associado à maior condutividade térmica do líquido e maior entalpia de vaporização.

Para o gradiente de perda de pressão por atrito, conclui-se que:

- O parâmetro de maior efeito sobre a queda de pressão é a velocidade mássica. Com o aumento de G e do título de vapor a queda de pressão por atrito também aumenta, e com isso, se observa a evolução dos padrões de escoamento.

- O efeito do fluxo de calor é menor e se observa, principalmente, para as maiores velocidades mássicas.

- O R600a apresenta maior queda de pressão do que o R290 e esse efeito é mais evidente para maiores velocidades mássicas. Este resultado está relacionado a seu maior volume específico de vapor e viscosidade do líquido.

Em relação aos padrões de escoamento, verificou-se:

- Em geral, cinco padrões de escoamento foram mais frequentes: bolhas dispersas, *plug e slug*, *churn*, ondulado anular e anular, para ambos os fluidos refrigerantes;
- O fluxo de calor tem efeito significativo na variação dos padrões de escoamento;
- Diferentes padrões de escoamento em canais paralelos foram observados, nas mesmas condições, provavelmente associados à má distribuição do escoamento e do fluxo de calor nos canais;
- Verificou-se também que os padrões de escoamento para o R600a evoluem mais rapidamente para o padrão anular, em relação ao R290, em função dos efeitos da tensão superficial serem maiores para o R600a.

Como proposta de continuidade deste trabalho, sugere-se:

- Estudar o efeito da temperatura de saturação no processo;
- Comparar os dados obtidos com correlações propostas e propor uma correlação para esse tipo de tubo, fluido e condições de testes;
- Fazer um estudo dos grupos adimensionais para justificar resultados encontrados;
- Estudar a má distribuição do escoamento nos canais e propor desenhos de distribuidor;
- Estudar a ebulição no tubo multicanais para o escoamento vertical, com a finalidade de verificar o efeito gravitacional sobre o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão;
- Utilizar outros fluidos refrigerantes alternativos para comparar os dados experimentais.
- Utilizar um método estatístico para avaliar a significância e quantificar os efeitos dos parâmetros G , q'' , x e o tipo de fluido refrigerante.

REFERÊNCIAS

- BAKER, D.S.S. **Properties of co-current gas–liquid flow**. Advances in Chemical Engineering, Vol. 4, pp. 200, 1963.
- BELCHÍ, A.L., GÓMEZ, F.I., JASCALES, R.G., GARCÍA, F.V. **Condensing two-phase pressure drop and heat transfer coefficient of propane in a horizontal multiport mini-channel tube: Experimental measurements**. International Journal of Refrigeration, Vol. 68, p.59-75, 2016.
- BERTSCH, S.S.; GROLL, E.; GARIMELLA, S.V. **A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels**. International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 52, p. 2110– 2118, 2009.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado**. Brasília, 2011. Disponível em:<<http://protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/549.pdf>>. Acesso em: Fev. 2016.
- CABRAL, F.P.; RIBATSKI, G. **Theoretical modelling heat transfer coefficient of nanofluids flow boiling inside a horizontal channel**. In: 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - Encit, Uberlândia, Brasil, 2010.
- CALM, M., DOMANSKI, P.A. **R-22 Replacement Status**. ASHRAE Journal, Vol. 46(8). p. 29-39, Agosto 2004.
- CAVALLINI, A., DEL COL, D., ROSSETTO, L. **Heat transfer and pressure drop of natural refrigerants in minichannels (low charge equipment)**. International Journal of Refrigeration, Vol. 36(2), p. 287–300, 2013.
- CHARNAY, R.; REVELLIN, R.; BONJOUR, J. **Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures: Part I - Experimental investigation and analysis of the heat transfer mechanisms**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 87, p. 636–652, 2015.
- CHENG, P.; WU, H. **Mesoscale and microscale phase-change heat transfer**. Advances in Heat Transfer. Vol. 39, p. 469-573, 2006.
- CHOI, K., OH, J., SAITO, K., & JEONG, J. S. **Frictional pressure drop and void fraction during evaporation of C₃H₈, NH₃ and CO₂ in single circular small tube**. The 23rd IIR International Congress of Refrigeration, ID 456, 2011.
- COLBOURNE, D.; CROISSET, I. C.; EDERBERG, L.; USINGER, J. **Cost analysis of producing split-type air conditioners using HC-290**. 23rd International Congress of Refrigeration, ICR Id 625. 2011.
- 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, Vol. 42, p. 2869–2881, 1999.

COLLIER, J.G.; THOME, J.R. **Convective Boiling and Condensation**. Clarendon Press, Oxford, 3^a Ed., 1994.

COPETTI, J.; BEKERLE, B.; MACAGNAN, M.; PASSOS, J.C.; OLIVEIRA, J. **Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R600a in Multiport Minichannel**. Heat Transfer Engineering, Vol. 0, p. 1-9, 2016.

COPETTI, J.B.; MACAGNAN, M.H.; ZINANI, F. **Experimental study on R-600a boiling in 2.6 mm tube**. International Journal of Refrigeration, Vol. 36, p. 325 – 334, 2013.

COSTA-PATRY, E.; OLIVIER, J.; MICHEL, B.; THOME, J. **Two-phase flow of refrigerants in 85 µm-wide multi-microchannels: Part II - Heat transfer with 35 local heaters**. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 32(2), p.464–476, 2011.

DEL COL, D.; BORTOLATO, M.; BORTOLIN, S. **Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannel**. International Journal of Refrigeration. Vol. 47, p.66 – 84, 2014.

DEVOTTA, S., PADALKAR, A. S., SANE, N. K. **Performance assessment of HC-290 as a drop-in substitute to HCFC-22 in a window air conditioner**. International Journal of Refrigeration, Vol. 28(4), p. 594–604, 2005.

FELCAR, H. O. M.; RIBATSKI, G. JABARDO, J. M. S. **A gas-liquid flow pattern predictive method for macro and mini-scale round channels**. In: 10th UK Nacional Heat Transfer Conference. Edinburgh, UK, 2007.

FERRAZ, F.; GOMES, M. **O histórico da refrigeração fluidos refrigerantes ozônio/processo de formação/destruição sistemas de refrigeração componentes de um sistema de refrigeração**. Bahia, 2008. Disponível em: <<https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/ref1.pdf>>. Acesso em: Ago, 2016.

HUAI, X.; KOYAMA, S.; ZHAO, T. S.; SHINMURA, E.; HIDEHIKO, K.; MASAKI, M. **An experimental study of flow boiling characteristics of carbon dioxide in multiport mini channels**. Applied Thermal Engineering, Vol. 24(10), p.1443–1463, 2004.

JIGE, D., INOUE, N., KOYAMA, S. **Condensation of refrigerants in a multiport tube with rectangular minichannels**. International Journal of Refrigeration, Vol. 67, p. 202–213, 2016.

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

KAEW-ON, J.; SAKAMATAPAN, K.; WONGWISES, S. **Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchanger**. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, p. 264 – 374, 2011.

KAEW-ON, J., SAKAMATAPAN, K., WONGWISES, S. **Flow boiling pressure drop of R134a in the counter flow multiport minichannel heat exchanger**. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 36, p. 107 – 117, 2012.

KANDLIKAR, S. G., SHOJI, M.; DHIR, V.K. **Handbook of phase change: boiling and condensation**. Ed. Taylor & Francis. EUA.1999.

KANDLIKAR, S. G. ; GRANDE,W. J. **Evolution of microchannel flow passages – thermos hydraulic performance and fabrication technology**, Heat Transfer Engineering, Vol. 24, p. 3–17, 2003.

KANDLIKAR, S. **Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective**. International Journal of Thermal Sciences Vol. 49, p.1073-1085, 2010.

KANDLIKAR, S.; GARIMELLA, S.; LI, D.; COLIN, S.; KING, M. R. **Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels**. Ed. Elsevier. EUA. 2006.

KANIZAWA, F.T. **Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas**. Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

KEEPAIBOON, C.; WONGWISES, S. **Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel**. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 66, p. 36–45, 2015.

KEN, P. A.; CORNWELL, K. **Boiling in small parallel channels**. London: Elsevier, 1993.

KEW, P.; CORNWELL, K. **Correlations for prediction of boiling heat transfer in small diameter channels**. Applied Thermal Engineering. Vol. 17, p. 705 – 715, 1997.

LI, J.; WANG, G. **Size effect on two-phase flow regime for condensation in micro/mini tubes**. Heat Transfer – Asian Research. Vol. 32, p. 65-71, 2003.

MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R. K. **Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with applications to heat exchanger design**. Applied Mechanics Reviews, Vol. 53, p. 175–193. 2000.

NIÑO V. G.; HRNJAK, P. S.; NEWELL, T. A. **Characterization of two-phase flow in microchannels**. Air Conditioning and Refrigeration Center. Urbana. 2002.

NOLAN, E.; RIOUX, R.; JIANG, P.; PETERSON, G. P.; LI, C. H. **Experimental study of contact angle and active nucleation site distribution on nanostructure modified copper surface in pool boiling heat transfer enhancement**. Heat Transfer Research, Vol. 44, p. 115–131, 2013.

ONG, C. L.; THOME, J. R. **Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements**. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, p. 37 – 47, 2011.

PAMITRAN, A. S. **Heat transfer coefficient during evaporation of C₃H₈, NH₃ and CO₂ in single circular small tubes**. The 23rd IIR International Congress of Refrigeration, ICR, ID 457, 2011.

PIMENTA, W. J.; PIMENTA, J.M. D.; FINOTTI, M. V. L.; HAUPT, K. I. **Avaliação da degradação do desempenho de um compressor operando com hidrocarbonetos**, 16° POSMEC. FEMEC/UFU, Uberlândia-MG, 2006. Disponível em: <<http://www.posgrad.mecanica.ufu.br/posmec/16/PDF/PM16-0124.pdf>>. Acesso em: Fev.2016.

PRIMAL, F.; PALM, B., AMEEL; T.; LUNDQVIST, P.; GRANRYD, E. **A minichannel aluminum tube heat exchanger - Part III: Condenser performance with propane**. International Journal of Refrigeration, Vol. 31(4), p. 696–708, 2008.

QIU, J.; ZHANG, H.; YU, X.; QI, Y.; LOU, J.; WANG, X. **Experimental investigation of flow boiling heat transfer and pressure drops characteristic of R1234ze(E), R600a, and a mixture of R1234ze(E)/ R32 in a horizontal smooth tube**. Advances in Mechanical Engineering, Vol. 7(9) 1–12, 2015.

R290. **Acute exposure guideline levels for selected airborne chemicals**. National Academies Press. pp. 288-316, 2012.

REVELLIN, R.; THOME, J. R. **Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions**. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 28, p. 63–71, 2007.

RIBATSKI, G. **A critical overview on the recent literature concerning flow boiling and two-phase flows inside microscale channels**. In: ECI 8th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Switzerland, 2012.

RIBATSKI, G. **Estudo da ebulição convectiva no interior de canais de dimensões reduzidas**. Tese de Livre Docência. São Carlos, 2014.

SAISORN, S.; KAEW-ON, J.; 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, Vol. 53, p.4023–4038, 2010.

SEMPÉRTEGUI-TÁPIA, D.F. **Estudo teórico-experimental dos padrões de escoamento durante a evaporação convectiva no interior de canais com diâmetro reduzido**. Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

SHOHAM, O. **Mechanistic modeling of gas-liquid two-phase flow in pipes**. Society of Petroleum Engineers - SPE, 2006.

SOUZA, R.R. **Análise da transferência de calor durante a ebulição nucleada confinada do HFE7100 utilizando superfícies nanoestruturadas**. Tese de Doutorado. Florianópolis, 2014.

SZCZUKIEWICZ, S.; BORHANI, N.; THOME, J. R. **Two-phase flow operational maps for multi-microchannel evaporators**. International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol 42, 176–189, 2013.

THIANGTHAM, P.; KEEPAIBOON, C.; KIATPACHAI, P.; ASIRVATHAM, L.; MAHIAN, O.; DALKILIC, A.; WONGWISES, S. **An experimental study on two-phase**

flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multi-microchannel heat sink. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 98, p. 390–400, 2016.

THOME, J.R.; DUPONT, V.; JACOBI, A.M. **Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model.** International Journal Heat Mass Transfer Vol.47, 3387–3401, 2004.

TIBIRIÇÁ, C.B. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais.** Tese de Doutorado. São Carlos, 2011.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. **Flow boiling in micro-scale channels e synthesized literature.** International Journal of Refrigeration, Vol. 36, p. 301-324, 2013.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. **Flow patterns and bubble departure fundamental characteristics during flow boiling in microscale channels.** Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 59, p. 152-165, 2014.

TRIPLETT, K.A.; GHIAASIAAN, S.M.; ABDEL-KHALIK; S.I., SADOWSKI, D.L. **Gas liquid two-phase flow in microchannels part I: two-phase flow patterns.** International Journal of Multiphase Flow. Vol. 25, p. 377 - 394, 1999.

VAKILI-FARAHANI, F.; AGOSTINI, B; THOME, J. R. **Experimental study on flow boiling heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E).** International Journal of Refrigeration, Vol. 36, p. 335 – 352, 2013.

VAN DE BOR, D.M., N.; FERREIRA, C.A.I. **Laminar single phase flow distribution in a multi-tube mini-channel heat exchanger using fractal distribution** Chemical Engineering and Processing, Vol. 80, 29–37, 2014.

YOON, W. J.; SEO, K.; CHUNG, H. J.; KIM, Y. **Performance optimization of dual-loop cycles using R-600a and hydrocarbon mixtures designed for a domestic refrigerator-freezer.** International Journal of Refrigeration, Vol. 35, p. 1657 – 1667, 2012.

APÊNDICE A – 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_{ref} , 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_{ref} , dado pela Eq. (A.1).

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

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).

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

e a incerteza média obtida com os termopares é de $0,3^{\circ}\text{C}$.

Para a obtenção da incerteza do coeficiente de transferência de calor, h , primeiramente é necessário determinar a incerteza de T_{pi} , dada pela Eq. (A.3).

$$dT_{p,i} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial T_{p,e}} dT_{p,e}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial q} dq\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial e} de\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial k} dk\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial A_{sup,i}} dA_{sup,i}\right)^2} \quad (\text{A.3})$$

A incerteza propagada do q'' é determinada pela Eq. (A.4).

$$dq'' = \sqrt{\left(\frac{\partial q''}{\partial q} dq\right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial A_{sup,e}} dA_{sup,e}\right)^2} \quad (\text{A.4})$$

Para determinar a incerteza do coeficiente de transferência de calor médio local, realizam-se as derivadas parciais em relação à q'' , $T_{p,i}$ e T_{sat} , dadas pelas Eqs. (A.5), (A.6) e (A.7), respectivamente.

$$\frac{\partial h}{\partial q''} = \frac{1}{(T_{p,i} - T_{sat})} \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{\partial h}{\partial T_{p,i}} = \frac{-q''}{(T_{p,i} - T_{sat})^2} \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{\partial h}{\partial T_{sat}} = \frac{-q''}{(T_{p,i} - T_{sat})^2} \quad (\text{A.7})$$

A incerteza propagada do coeficiente h é, então, determinada pela incerteza combinada descrita pela Eq. (A.8).

$$dh = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q''} dq''\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{p,i}} dT_{p,i}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{sat}} dT_{sat}\right)^2} \quad (\text{A.8})$$

Em relação ao título de vapor calculado na entrada da seção de teste, determinam-se as derivadas parciais em função das variáveis $i_{e,ST}$, i_l e i_{lv} , dadas respectivamente pelas Eqs. (A.9), (A.10) e (A.11).

$$\frac{\partial X}{\partial i_{e,ST}} = \frac{1}{i_{lv}} \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{\partial X}{\partial i_l} = \frac{-1}{i_{lv}} \quad (\text{A.10})$$

$$\frac{\partial X}{\partial i_{lv}} = \frac{(i_{e,ST} - i_l)}{i_{lv}^2} \quad (\text{A.11})$$

Então, a incerteza propagada do título de vapor na entrada da seção de teste é dada pela Eq. (A.12).

$$dX = \sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial i_{e,ST}} di_{e,ST}\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial i_l} di_l\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial i_{iv}} di_{iv}\right)^2} \quad (\text{A.12})$$

APÊNDICE B – DESCRIÇÃO DO PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

ROTEIRO BANCADA MULTI CANAIS

- 1. Carregamento da bancada:**
 - 1.1 Fazer vácuo na bancada, com os banhos desligados.
 - 1.2 Ajustar banho Quimis -15°C ou $\pm 3^{\circ}\text{C}$.
 - 1.3 Ligar fluke \rightarrow Menu \rightarrow Enter \rightarrow Power \rightarrow Corrente 40A.
 - 1.4 Verificar ponteiras do pré-aquecedor (quando não for utilizar, deixar isoladas).
 - 1.5 Ligar ponteira Coriolis (Agilent).
 - 1.6 Carregar bancada com gás. Colocando de 2 a 3 cilindros de gás.
 - 1.6.1 Sempre fechar a válvula azul antes de desligar o vácuo e medidor de vácuo.
 - 1.6.2 Quando for carregar, abrir um pouco a ponteira da mangueira amarela, até sair um pouco de gás, fechar, então abrir a válvula azul devagar para carregar a bancada.
 - 1.7 Quando mais testes serão feitos nos dias seguintes, deixar carregada a bancada, com exceção da Seção de Testes (ST), (fechar válvula direção). No seguinte, fazer vácuo e carregar ST.
 - 1.8 Quando terminar os testes, esvaziar a bancada.
- 2. Instalação da câmera:**
 - 2.1 Chegar tripé.
 - 2.2 Tirar tampa da câmera e guardar.
 - 2.3 Encaixar a câmera no tripé (verificar se está bem preso).
 - 2.4 Ajustar a luz.
 - 2.4.1 Fontes \rightarrow LED 3 pinos \rightarrow Câmera Motion Pró 2 pinos.
 - 2.5 Conectar pontos vermelhos.
 - 2.6 Conectar cabo da câmera na entrada 12V.
 - 2.7 Conectar cabo do LED na entrada 36V.
 - 2.8 Conectar cabo USB da câmera no computador.
 - 2.9 Terminados os testes guardar câmera no seu lugar (não deixar no tripé).
- 3. Outros equipamentos:**
 - 3.1 Todos os equipamentos da bancada que forem ligados devem ser desligados ao final dos testes.

- 3.2 Verificar fontes → Devem estar no zero.
- 3.3 Ligar bomba e mudar para sentido anti-horário.
- 3.4 Acionar no botão verde e ajustar frequência nas setas.
- 3.5 Iniciar aquecimento.
- 3.6 Ao final dos testes, desligar: fonte, bomba, sensores, câmera, Agilent e coriolis.

4. Condição padrão de teste:

- 4.1 Verificar temperatura dos banhos.
- 4.2 Ajustar o aquecimento no pré-aquecedor, aguardar estabilização.
- 4.3 Ajustar o aquecimento na seção de testes.
- 4.4 Verificar a temperatura de entrada no PA e pressão na ST, se muito alto, ajustar banhos.
- 4.5 Aguardar estabilização.
- 4.6 Realizar a coleta de dados através do BenchLink (30 coletas/s).
- 4.7 Após a coleta, desligar o aquecimento e aguardar até baixar a pressão e a temperatura para a realização de outra coleta.