

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA**  
**MECÂNICA**

**EBULIÇÃO CONVECTIVA DO R-134a EM MICROCANAIS**  
**PARALELOS E ANÁLISE DA DISTRIBUIÇÃO DO**  
**ESCOAMENTO BIFÁSICO AR-ÁGUA EM UM**  
**DISTRIBUIDOR ACOPLADO A MICROCANAIS**

TESE SUBMETIDA À

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

**EVANDRO RODRIGO DÁRIO**

**Florianópolis, julho de 2013**

**EVANDRO RODRIGO DÁRIO**

**Essa tese foi julgada e aprovada ser adequada para obtenção de título de**

**DOUTOR EM ENGENHARIA  
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Sendo aprovada em sua forma final pelo  
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica  
da Universidade Federal de Santa Catarina**

**Florianópolis SC, setembro de 2013**

---

**Prof. Júlio César Passos, Dr., Orientador**

---

**Prof. Lounès Tadrist, Dr., Co-Orientador**

---

**Prof., Armando Albertazzi Gonçalves Júnior – Coordenador do Programa**

**Banca Examinadora**

**Prof. Lounès Tadrist, Dr. (Presidente)**

**Prof. Alexandre Kupka da Silva, PhD**

**Prof. Amir de Oliveira Júnior, PhD**

**Profa. Irina Graur, Dra.**

**Profa. Jacqueline Copetti, Dra.**

**Prof. Jader Barbosa Junior, PhD**

**Prof. Jorge Luís Baliño, Dr. (Relator)**

---

*Não se mede o valor de um homem  
pelas suas roupas ou pelos bens que possui,  
o verdadeiro valor do homem é o seu caráter,  
suas ideias e a nobreza dos seus ideais.*

*(Charles Chaplin)*

*Dedico este trabalho  
Aos meus pais Didimo e Bernardete,  
A minha esposa Juliana,  
Ao meu irmão Diego,  
Aos meus colegas de curso,  
Aos meus parentes e amigos,  
E aos meus orientadores  
Por todo o apoio, compreensão e alegrias.*

## Agradecimentos

Venho, por meio deste espaço, expressar minha enorme gratidão a todos que, contribuindo direta ou indiretamente, tornaram possível a realização desse trabalho.

Agradeço aos meus orientadores, professores Júlio César Passos e Lounès Tadrist, por ter acreditado e confiado em meu trabalho.

Ao CNPq, a CAPES, à UFSC, ao POSMEC, LEPTEN/Boiling e ao IUSTI por terem proporcionado condições financeira e estrutural necessárias para que eu desenvolvesse esse trabalho de pesquisa. Especialmente ao CNPq por financiar a bolsa sanduiche que permitiu a permanência em Marselha – França durante o período de um ano, e também por financiar através do projeto Universal minha bolsa no Brasil e a construção da bancada experimental de ebulição em micro-canais.

A todos os colegas de trabalho do grupo Boiling, em especial ao André, Nazza (maridão), Daniel Becker e Thiago, que trabalharam diretamente com esse projeto e contribuíram muito para a montagem da bancada experimental e realização dos testes.

A todos os colegas de doutorado, principalmente aos amigos Rodrigo Pizarro e Dalton Bertoldi, pelas intermináveis noites de estudo e discussão que contribuíram não somente para a minha formação intelectual, mas também, pessoal.

A todos os amigos que sempre estiveram do meu lado em todos os momentos. Em especial ao Amaury, certamente um amigo para a vida toda.

A meu pai, Didimo Dário, por ter me dado toda a atenção que um filho necessita.

A minha mãe, Maria Bernardete, que foi, além de uma grande educadora, uma formadora de caráter.

Ao meu irmão Diego Dário, que sempre esteve ao meu lado nos momentos difíceis.

Aos meus familiares, por sempre me acolherem e incentivarem nesta etapa da minha vida.

A minha linda, carinhosa e compreensiva esposa Juliana dos Santos Petrati, que sempre confiou no meu potencial e esteve comigo quando eu mais precisei.

Agradeço também a todos que fizeram e fazem parte da minha vida.



## Sumário

Lista de Abreviaturas e Siglas .....	6
Lista de Símbolos .....	7
Resumo .....	11
Résumé .....	12
Abstract .....	14
Lista de Figuras .....	15
Lista de Tabelas .....	22
<b>Capítulo 1 – Introdução Geral .....</b>	<b>24</b>
<b><u>Parte A - Ebulição convectiva do R134a em microcanais paralelos .....</u></b>	<b><u>26</u></b>
<b>Capítulo 2 – Introdução – Ebulição convectiva em microcanais paralelos .....</b>	<b>27</b>
2.1. Introdução .....	27
<b>Capítulo 3 – Revisão Bibliográfica - Ebulição convectiva em microcanais paralelos .....</b>	<b>32</b>
3.1. Transição entre macro e microescala .....	32
3.2. Início da ebulição nucleada (ONB).....	37
3.2.1. ONB em mini e micro-canais .....	44
3.3. Fração de vazio .....	45
3.4. Padrões de escoamento .....	46
3.4.1. Padrões de escoamento encontrados em micro-canais .....	47
3.4.2. Mapas de Padrões de Escoamento.....	49
3.5. Queda de pressão .....	56
3.5.1. Escoamentos Monofásicos .....	57
3.5.2. Escoamentos Bifásicos .....	58
3.5.3. O Modelo Homogêneo .....	59
3.5.4. O Modelo de Fases separadas.....	60
3.5.5. Modelos homogêneo e de fases separadas aplicados a micro-canais .....	67
3.6. Transferência de calor com mudança de fase em Micro-canais.....	68
3.6.1. Estudos experimentais de ebulição convectiva em micro-canais .....	68
3.6.2. Mecanismos de transferência de calor em micro-canais .....	77
3.6.3. Métodos de cálculo para previsão do coeficiente de transferência de Calor.....	82
3.6.4. Métodos empíricos e semi-empíricos para a ebulição em micro-canais .....	84
3.6.5. Métodos fenomenológicos para previsão da ebulição em micro-canais .....	89
3.7. Resumo .....	94
<b>Capítulo 4 – Materiais - Ebulição convectiva em microcanais paralelos .....</b>	<b>95</b>
4.1. Introdução .....	95
4.2. Bancada experimental .....	95

4.2.	Seção de Teste .....	99
4.3.	Uniformidade do aquecimento a seção de teste.....	102
4.4.	Carregamento do Sistema e qualidade do refrigerante.....	103
4.5.	Fluido Refrigerante.....	104
4.6.	Plano de aquisição de dados e medição.....	105
<b>Capítulo 5 – Descrição dos procedimentos experimentais - Ebulição convectiva em microcanais paralelos .....</b>		<b>109</b>
5.1.	Procedimento de realização dos testes.....	109
5.2.	Avaliação da estabilidade durante os testes.....	110
5.3.	Avaliação da uniformidade da distribuição de calor entre os microcanais.....	112
5.4.	Repetitividade dos dados experimentais.....	113
5.5.	Tratamento dos dados experimentais .....	114
5.5.1.	Velocidade mássica média, $G$ .....	116
5.5.2.	Fluxo de calor médio, $q''$ .....	117
5.5.3.	Comprimento de escoamento sub-resfriado, $L_{sub}$ .....	117
5.5.4.	Pressão ao longo da região bifásica, $p_{sat,z}$ .....	118
5.5.5.	Temperatura do fluido ao longo da região bifásica, $T_{sat,z}$ .....	118
5.5.6.	Título de vapor, $x_{v,z}$ .....	119
5.5.7.	Coeficiente de Transferência de calor bifásico, $h_z$ .....	119
<b>Capítulo 6 – Resultados e discussões - Ebulição convectiva em microcanais paralelos .....</b>		<b>121</b>
6.1.	Caracterização das condições de teste .....	121
6.2.	Resultados de transferência de calor bifásica .....	123
6.2.1.	Curva de Ebulição.....	123
6.2.2.	Influência do regime de escoamento sobre a transferência de calor .....	124
6.2.3.	Influência do fluxo de calor sobre a transferência de calor .....	128
6.2.4.	Influência da velocidade mássica sobre a transferência de calor .....	129
6.2.5.	Influência do grau de sub-resfriamento sobre a transferência de calor.....	130
6.2.6.	Influência da temperatura de saturação sobre a transferência de calor .....	132
6.2.7.	Avaliação dos resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor com modelos e correlações.....	134
6.3.	Resultados de queda de pressão bifásica .....	139
6.3.1.	Análise de cada componente de queda de pressão.....	140
6.3.2.	Influência da velocidade mássica sobre a queda de pressão .....	143
6.3.3.	Influência da pressão de entrada sobre a queda de pressão .....	143
6.3.4.	Avaliação dos modelos de queda de pressão por atrito .....	145
6.4.	Resultados de ONB .....	148
6.4.1.	Efeito da pressão sobre o ONB .....	151



6.4.2. Efeito da temperatura de entrada sobre o ONB .....	152
6.4.3. Efeito da velocidade mássica sobre ONB .....	153
6.4.4. Diferentes comportamentos encontrados .....	154
<b>Capítulo 7 – Conclusões sobre Ebulição convectiva em microcanais paralelos.....</b>	<b>157</b>
7.1. Conclusões .....	157
<b><u>Parte B - Análise da distribuição do escoamento bifásico ar-água em um distribuidor</u></b>	
<b><u>acoplado a microcanais</u> .....</b>	<b>159</b>
<b>Capítulo 8 – Introdução - Distribuição de escoamento bifásico .....</b>	<b>160</b>
8.1. Introdução .....	160
<b>Capítulo 9 – Revisão Bibliográfica - Distribuição de escoamento bifásico.....</b>	<b>163</b>
9.1. Visão geral do capítulo .....	163
9.2. Efeitos da distribuição não uniforme das fases em trocadores de calor .....	163
9.3. Distribuição de vazões de escoamentos bifásicos em distribuidores com canais paralelos – investigações experimentais .....	165
9.3.1. Trocadores de calor com canais circulares paralelos.....	165
9.3.2. Trocadores de calor com canais tipo placa.....	167
9.3.3. Distribuidores de trocadores de calor com multi microtubos .....	168
9.4. Modelos semi-empíricos para distribuição de escoamentos bifásicos .....	172
9.4.1. O modelo de Watanabe et al. (1995).....	172
9.4.2. O modelo de Tompkins et al. (2002b).....	173
9.5. Componentes e aplicações para melhorar a distribuição de escoamentos bifásicos .....	175
9.5.1. Modificações geométricas do distribuidor .....	175
9.5.2. Mistura das fases e distribuição controlada da mistura .....	175
9.5.3. Separação das fases e remistura dentro dos canais ramificados .....	176
9.5.4. Separação das fases e alimentação do evaporador com líquido .....	176
<b>Capítulo 10 – Materiais – Distribuição de escoamentos bifásicos .....</b>	<b>178</b>
10.1. Visão geral do capítulo .....	178
10.2. Descrição da bancada experimental .....	178
10.3. Seção de Teste.....	183
<b>Capítulo 11 – Procedimentos - Distribuição de escoamento bifásico.....</b>	<b>186</b>
11.1. Procedimentos experimentais .....	186
11.2. Matriz de testes .....	187
11.3. Tratamento dos dados Experimentais .....	188
11.3.1. Velocidade mássica, $G$ .....	188
11.3.2. Título de gás, $x_g$ .....	188
11.3.3. Determinação da vazão mássica de líquido em cada microcanal .....	188

13.3.4. Indicadores do nível de distribuição .....	190
13.3.5. Incertezas de Medição.....	191
<b>Capítulo 12 – Resultados e discussões - Distribuição de escoamento bifásico.....</b>	<b>192</b>
12.1. Caracterização da velocidade aparente das fases de líquido e gás no tubo de entrada.....	192
12.2. Padrão de escoamento no tubo alimentador .....	194
12.3. Distribuidor e canais na horizontal.....	195
12.3.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor .....	195
12.3.2. Efeito da posição e direção do tubo alimentador .....	197
12.4. Distribuidor na horizontal e canais na vertical com escoamento ascendente .....	200
12.4.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor .....	200
12.4.2. Efeito da posição e direção do tubo alimentador .....	202
12.5. Distribuidor na horizontal e canais na vertical com escoamento descendente .....	205
12.5.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor .....	205
12.5.2. Efeito da posição e direção do tubo alimentador .....	206
12.6. Distribuidor na vertical e canais na horizontal .....	209
12.6.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor .....	209
12.7. Comparação estatística entre as configurações testadas.....	211
<b>Capítulo 13 – Conclusões - Distribuição de escoamento bifásico .....</b>	<b>213</b>
13.1. Conclusões.....	213
<b>Capítulo 14– Conclusões gerais e recomendações de trabalhos futuros .....</b>	<b>215</b>
<b>Referências.....</b>	<b>218</b>
<b>Apêndice A – Calibração e determinação da Incerteza padrão dos termopares .....</b>	<b>233</b>
A1. Incerteza dos Termopares.....	234
<b>Apêndice B – Análise de Incertezas da ebulição em micro-canais .....</b>	<b>237</b>
B1. Incerteza da Temperatura do fluido na região bifásica.....	237
B2. Incerteza na temperatura da parede, $T_{w,i}$ .....	238
B3. Incerteza da Velocidade mássica (G) .....	239
B4. Incerteza no Fluxo de Calor.....	240
B5. Incerteza do coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) .....	241
<b>Apêndice C – Balanço de Energia .....</b>	<b>242</b>
<b>Apêndice D – Resultados experimentais monofásicos .....</b>	<b>244</b>
D1. Queda de Pressão.....	244
D2. Transferência de Calor .....	245
<b>Apêndice E – Determinação de parâmetros .....</b>	<b>248</b>
E.1. Determinação da capacidade máxima dos reservatórios individuais de medição .....	248
E.2. Comparação entre dados experimentais de vazão mássica total .....	249
<b>Apêndice F – Análise de incertezas na distribuição de escoamento bifásico .....</b>	<b>250</b>

F1.	Incerteza da Velocidade mássica total ( $G_t$ ).....	250
F2.	Incerteza do título de gás ( $x_g$ ).....	250
F3.	Incerteza da vazão mássica média nos micro-canais individuais ( $x_g$ ).....	250
F4.	Incerteza dos indicadores de distribuição .....	251
	<b>Apêndice G – Patentes de distribuidores bifásicos .....</b>	<b>252</b>
	<b>Apêndice H – Artigos submetidos, aceitos ou em processo de revisão .....</b>	<b>256</b>

## Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>A</i>	<i>Anular</i>
<i>SA</i>	<i>Semianular</i>
<i>BC</i>	<i>Bolha confinada</i>
<i>CHF</i>	<i>Fluxo crítico de calor</i>
<i>CTC</i>	<i>Coeficiente de Transferência de Calor</i>
<i>BI</i>	<i>Bolha isolada</i>
<i>S</i>	<i>Secagem</i>
<i>LEPTEN</i>	<i>Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia</i>
<i>ST</i>	<i>Seção de teste</i>
<i>TP</i>	<i>Termopar</i>
<i>DDP</i>	<i>Diferença de potencial</i>
<i>CTC</i>	<i>Coeficiente de transferência de calor</i>
<i>NB</i>	<i>Ebulição Nucleada</i>
<i>CB</i>	<i>Ebulição Convectiva</i>
<i>ONB</i>	<i>Início da Ebulição Nucleada</i>
<i>IAM</i>	<i>Incerteza Absoluta Média</i>

## Lista de Símbolos

### Alfabeto Latino:

<i>Símbolo</i>	<i>Definição</i>	<i>Unidade</i>
<i>A</i>	<i>Área</i>	$[m^2]$
<i>B</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>B1</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>B2</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>B3</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>B4</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>Bo</i>	<i>Número adimensional de ebulição</i>	$[-]$
<i>c1</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>c2</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>c3</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>c4</i>	<i>Constante</i>	$[-]$
<i>C</i>	<i>Parâmetro de Crisholm</i>	$[-]$
<i>Co</i>	<i>Número de confinamento</i>	$[-]$
<i>c<sub>p</sub></i>	<i>Calor específico à pressão constante</i>	$[kJ/kg-K]$
<i>C<sub>δo</sub></i>	<i>Parâmetro experimental</i>	$[-]$
<i>d</i>	<i>Diâmetro</i>	$[m]$
<i>D</i>	<i>Diâmetro</i>	$[m]$
<i>E</i>	<i>Coefficiente intensificador da ebulição convectiva</i>	$[-]$
<i>Eö</i>	<i>Número adimensional de Eotvös</i>	$[-]$
<i>F</i>	<i>Fator de correção</i>	$[-]$
<i>Fr</i>	<i>Número adimensional de Froude</i>	$[-]$
<i>F'</i>	<i>Força por unidade de comprimento</i>	$[N/m]$
<i>F''</i>	<i>Força por unidade de área</i>	$[N/m^2]$
<i>f</i>	<i>Fator de atrito</i>	$[-]$
<i>g</i>	<i>Aceleração da gravidade;</i>	$[m/s^2]$
<i>G</i>	<i>Velocidade mássica</i>	$[kg/m^2s]$
<i>h</i>	<i>Coefficiente de transferência de calor</i>	$[W/m^2K]$

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>	<b>Unidade</b>
<i>H</i>	<i>Altura</i>	<i>[m]</i>
<i>i<sub>lv</sub></i>	<i>Entalpia de vaporização</i>	<i>[J/kg]</i>
<i>I</i>	<i>Entalpia específica</i>	<i>[J/kg]</i>
<i>I</i>	<i>Corrente elétrica</i>	<i>[A]</i>
<i>J</i>	<i>Velocidade superficial</i>	<i>[m/s]</i>
<i>K</i>	<i>Condutividade térmica</i>	<i>[W/m-K]</i>
<i>L</i>	<i>Comprimento</i>	<i>[m]</i>
<i>La</i>	<i>Constante de Laplace</i>	<i>[-]</i>
<i>Pr</i>	<i>Número adimensional de Prandt</i>	<i>[-]</i>
<i>ṁ</i>	<i>Vazão mássica</i>	<i>[kg/s]</i>
<i>M<sub>w</sub></i>	<i>Peso molecular;</i>	<i>[kg/kmol]</i>
<i>N</i>	<i>Expoente do modelo assintótico</i>	<i>[-]</i>
<i>Nu</i>	<i>Número de Nusselt</i>	<i>[-]</i>
<i>P</i>	<i>Pressão</i>	<i>[Pa]</i>
<i>P</i>	<i>Potência</i>	<i>[W]</i>
<i>Q</i>	<i>Calor</i>	<i>[J]</i>
<i>q''</i>	<i>Fluxo de calor</i>	<i>[W/m<sup>2</sup>]</i>
<i>R</i>	<i>Raio</i>	<i>[m]</i>
<i>R</i>	<i>Raio</i>	<i>[m]</i>
<i>R*</i>	<i>Raio</i>	<i>[m]</i>
<i>Re</i>	<i>Número de Reynolds</i>	<i>[-]</i>
<i>S</i>	<i>Coefficiente intensificador da ebulição nucleada</i>	<i>[-]</i>
<i>T</i>	<i>Tempo</i>	<i>[s]</i>
<i>T</i>	<i>Temperatura</i>	<i>[°C]</i>
<i>U</i>	<i>Velocidade</i>	<i>[m/s]</i>
<i>V</i>	<i>Tensão/Volume</i>	<i>[V]/[m<sup>3</sup>]</i>
<i>x<sub>v</sub></i>	<i>Título de vapor</i>	<i>[-]</i>
<i>X</i>	<i>Parâmetro de Martineli</i>	<i>[-]</i>
<i>Z</i>	<i>Posição</i>	<i>[m]</i>
<i>W</i>	<i>Largura</i>	<i>[m]</i>
<i>We</i>	<i>Número de Webber</i>	<i>[-]</i>

**Alfabeto Grego:**

<i>Símbolo</i>	<i>Definição</i>	<i>Unidade</i>
$\Phi$	<i>Multiplificador bifásico</i>	<i>[-]</i>
$\theta$	<i>Ângulo</i>	<i>[°]</i>
$\rho$	<i>Massa específica</i>	<i>[kg/m<sup>3</sup>]</i>
$\sigma$	<i>Tensão superficial</i>	<i>[N/m]</i>
$\beta$	<i>Fator de redução de pressão</i>	<i>[-]</i>
$\mu$	<i>Viscosidade</i>	<i>[kg/ms]</i>
$\alpha$	<i>Fração de vazio</i>	<i>[-]</i>
$\Delta T$	<i>Diferença de Temperatura</i>	<i>[°C]</i>
$\Delta p$	<i>Diferença de Pressão</i>	<i>[Pa]</i>
$\tau$	<i>Tempo de geração do par</i>	<i>[s]</i>
$\nu$	<i>Volume específico</i>	<i>[m<sup>3</sup>/kg]</i>
$\delta$	<i>Espessura de Película</i>	<i>[mm]</i>
$\varrho$	<i>Coeficiente de resistência</i>	<i>[-]</i>
$\epsilon$	<i>Rugosidade relativa do tubo</i>	<i>[-]</i>
$\Upsilon$	<i>Coeficiente</i>	<i>[-]</i>
$\xi$	<i>Coeficiente de arrasto</i>	<i>[-]</i>
$\S$	<i>Coeficiente</i>	<i>[-]</i>

## Índices

<i>Simbolo</i>	<i>Definição</i>	<i>Simbolo</i>	<i>Definição</i>
<i>A</i>	<i>Aceleração</i>	<i>ONB</i>	<i>Início da ebulição</i>
<i>Aq</i>	<i>Aquecido</i>	<i>pelic</i>	<i>Película</i>
<i>B</i>	<i>Bolha de vapor</i>	<i>saída</i>	<i>Saída</i>
<i>Bif</i>	<i>Bifásico</i>	<i>sat</i>	<i>Saturação</i>
<i>Calc</i>	<i>Calculado</i>	<i>seco</i>	<i>Seco</i>
<i>Ch</i>	<i>Canal</i>	<i>sec</i>	<i>Secagem</i>
<i>Conf</i>	<i>Confinamento</i>	<i>sp</i>	<i>Monofásico</i>
<i>Crit</i>	<i>Crítico</i>	<i>sub</i>	<i>Sub-resfriado</i>
<i>E</i>	<i>Equilíbrio</i>	<i>T</i>	<i>Térmico</i>
<i>Ent</i>	<i>Entrada</i>	<i>tl</i>	<i>Turbulento, laminar</i>
<i>Eq</i>	<i>Equivalente</i>	<i>tp</i>	<i>Bifásico</i>
<i>Exp</i>	<i>Experimental</i>	<i>tran</i>	<i>Transição</i>
<i>F</i>	<i>Fluido</i>	<i>turb</i>	<i>Turbulento</i>
<i>Fr</i>	<i>Friccional</i>	<i>tt</i>	<i>Turbulento, turbulento</i>
<i>L</i>	<i>Líquido</i>	<i>v</i>	<i>Vapor</i>
<i>G</i>	<i>Gravitacional</i>	<i>vo</i>	<i>Somente vapor</i>
<i>H</i>	<i>Hidráulico</i>	<i>z</i>	<i>Local no canal</i>
<i>Hom</i>	<i>Homogêneo</i>	<i>w</i>	<i>Parede</i>
<i>I</i>	<i>Interno</i>		
<i>Ll</i>	<i>Laminar, laminar</i>		
<i>Lam</i>	<i>Laminar</i>		
<i>Ló</i>	<i>Somente líquido</i>		
<i>Lt</i>	<i>Laminar, turbulento</i>		
<i>Lv</i>	<i>Latente de vaporização</i>		
<i>Max</i>	<i>Máximo</i>		
<i>Min</i>	<i>Mínimo</i>		
<i>Mono</i>	<i>Monofásico</i>		
<i>Nb</i>	<i>Ebulição Nucleada</i>		
<i>Nuc</i>	<i>Nucleação</i>		
<i>I</i>	<i>Interno</i>		



## Resumo

Trocadores de calor constituídos de micro-canais paralelos são considerados uma boa solução tecnológica em resposta à crescente demanda por sistemas compactos, que necessitam de alta dissipação de calor, garantindo ainda a redução de custos de materiais e o uso de menor quantidade de fluidos refrigerantes. O presente trabalho está subdividido em dois estudos experimentais, partes A e B, que se complementam e que têm como objetivo estudar o comportamento termo-hidráulico no interior desses componentes providos de microcanais. Na parte A, a ebulição convectiva do fluido refrigerante R134a é analisada no interior de nove microcanais paralelos, de seção transversal circular, posicionados na horizontal, com diâmetro interno e comprimento de 0,77mm e 150 mm, respectivamente. A caracterização do início da ebulição (*ONB*) e os comportamentos do coeficiente de transferência de calor por convecção e da queda de pressão por atrito, obtidos experimentalmente, são analisados em função de diferentes variáveis, como: padrão de escoamento bifásico, título de vapor,  $x_v$ , fluxo de calor,  $q''$ ; velocidade mássica,  $G$ , grau de sub-resfriamento,  $\Delta T_{sub}$ , e pressão no tubo distribuidor de entrada,  $p_{ent}$ . Os resultados experimentais obtidos são também parametricamente comparados com os métodos de previsão da literatura. As faixas das condições de teste são as seguintes:  $0 < x_v < 0,89$ ;  $600 < p_{ent} < 900$  kPa;  $1,0 < \Delta T_{sub} < 20,1$  K;  $5,0 < q'' < 220$  kW/m<sup>2</sup> e  $250 < G < 1001$  kg/m<sup>2</sup>s. Os resultados mostram que o padrão de escoamento exerce grande influência sobre o coeficiente de transferência de calor, e que diferentes mecanismos de transferência de calor estão presentes em cada um desses padrões de escoamento observados, enquanto que a queda de pressão por atrito é função direta da velocidade mássica, título de vapor e da pressão do sistema. Na parte B, a distribuição de escoamentos bifásicos, utilizando como fluidos de trabalho misturas de ar e água, é analisada no interior de um distribuidor ao qual estão acoplados nove micro-canais paralelos, de seção transversal circular, com diâmetro interno e comprimento de 0,8 mm e 150 mm, respectivamente. A distribuição de vazão da fase líquida foi verificada entre os nove canais acoplados ao distribuidor em função da posição do distribuidor, dos canais acoplados, do tubo alimentador, da velocidade mássica e do título de gás no tubo alimentador. Neste segundo estudo, foram verificadas quinze diferentes configurações do conjunto distribuidor, canais acoplados e tubo alimentador, para velocidades mássicas de 200, 400 e 600 kg/m<sup>2</sup>s, e para títulos de gás entre 0 e 0,75. Os resultados obtidos mostram que os efeitos do título de gás sobre a distribuição de vazões de líquido variam consideravelmente em função da posição do conjunto (tubo alimentador-distribuidor-canais), e que o perfil de distribuição da vazão de líquido entre os canais acoplados em cada configuração testada depende da ação conjunta da estrutura de distribuição das fases no interior do distribuidor e da estrutura do escoamento no tubo alimentador.

**Palavras-chave:** Ebulição convectiva; microcanais; transferência de calor; queda de pressão; *ONB*; distribuição de escoamento bifásico; padrão de escoamento.

## Résumé

Les échangeurs de chaleur constitués de micro-canaux parallèles sont considérés comme une bonne solution technologique pour dissiper de grands flux de chaleur dans les composants et les systèmes miniaturisés. D'une manière générale cette réduction de taille permet une diminution des coûts des matériaux et l'utilisation de plus faible quantité de fluides frigorigènes pour les systèmes de refroidissement. Cette étude est divisée en deux parties complémentaires A et B. Elles visent à étudier le comportement thermo-hydraulique dans les échangeurs de chaleur constitués de des micro-canaux pour une meilleure compréhension des transferts de chaleur et des écoulements diphasiques dans les évaporateurs miniaturisés. Dans la partie A, nous étudions l'ébullition convective du réfrigérant R134a dans un mini échangeur composé de neuf micro-canaux parallèles de section transversale circulaire, placés horizontalement, avec un diamètre interne de 0,77 mm et longueur et 150 mm. Les gammes des conditions d'essai sont les suivantes :  $0 < x_v < 0,89$  ;  $600 < p_{ent} < 900$  kPa ;  $1,0 < \Delta T_{sub} < 20,1$  K ;  $5,0 < q'' < 220$  kW/m<sup>2</sup> et  $250 < G < 1001$  kg/m<sup>2</sup>s. Le déclenchement de l'ébullition nucléée (ONB), le coefficient du transfert de chaleur et les pertes de pression, obtenus expérimentalement, sont analysés en fonctions de différentes variables : qualité de vapeur,  $x_v$  flux de chaleur,  $q''$ ; vitesse massique,  $G$ ; degré de sous-refroidissement,  $\Delta T_{sub}$ , et de la pression dans le collecteur d'admission,  $p_{ent}$ . Les résultats expérimentaux sont ensuite comparés avec les différentes méthodes de prédiction et corrélations proposées dans la littérature. Les résultats expérimentaux montrent que la configuration d'écoulement a une forte influence sur le coefficient du transfert de chaleur, et que différents mécanismes de transfert de chaleur ont lieu dans chacune de ces configurations d'écoulement. En revanche la perte de pression est une fonction directe de la vitesse massique, du titre de vapeur et de la pression du système. La partie B, porte sur l'analyse de la distribution de l'écoulement diphasique en l'absence de transferts de chaleur et de changement de phase liquide-vapeur. Le mélange air-eau a été choisi pour étudier la répartition des phases dans une configuration géométrique de mini échangeur analogue à celle étudiée dans la partie A. Il s'agit d'un système constitué d'un distributeur cylindrique connecté à neuf micro-canaux parallèles ramifiés, de section transversale circulaire, avec diamètre interne et longueur de 0,8 mm et 150 mm, respectivement. La répartition du débit de la phase liquide a été mesurée dans chacun des neuf canaux selon la position et l'orientation du distributeur, des canaux, du tube d'alimentation, et de la vitesse massique et du titre de gaz. Dans cette étude, nous avons étudié quinze configurations différentes de l'ensemble (distributeur, tube d'alimentation et canaux ramifiées) avec des vitesses massiques de 200, 400 et 600 kg/m<sup>2</sup>s, et titre de gaz de 0 à 0,75. A partir de ces résultats nous montrons que les effets du titre de gaz sur la répartition du liquide change considérablement selon la position de l'ensemble (tube d'alimentation, distributeur-canaux), et que le profil de distribution

du débit du liquide entre les canaux ramifiées, dans chaque configuration testée, dépend de l'action conjointe de la structure d'écoulement à l'intérieur du distributeur et dans le tube d'alimentation.

**Mots-clés** - ébullition convective; micro-canaux; transfert de chaleur; chute de pression; ONB; distribution de débit; structure d'écoulement diphasique.

## Abstract

Heat exchangers consisting of parallel micro-channels are considered a good technological solution in response to the increasing demand for compact systems which require high heat flux dissipation, ensuring a decrease in the material costs and the use of a lower quantity of refrigerants. The aim of this study was to investigate the thermo-hydraulic behavior inside these components provided by microchannels. This study is divided into two experimental studies (A and B) which are complementary. In part A, the convective boiling of the refrigerant R134a is analyzed within nine parallel microchannels of circular cross section, positioned horizontally, with internal diameter and length of 0.77 mm and 150 mm, respectively. The characterization of the onset of nucleate boiling (ONB), along with the behavior of the convective heat transfer coefficient and friction pressure drop, obtained experimentally, is carried out considering different variables: two-phase flow pattern; vapor quality,  $x_v$ ; heat flux,  $q''$ ; mass velocity,  $G$ ; subcooling degree,  $\Delta T_{sub}$ , and inlet manifold pressure,  $p_{ent}$ . The experimental results are also parametrically compared with prediction methods described in the literature. The ranges for the test conditions are as follows:  $0 < x_v < 0.89$ ,  $600 < p_{ent} < 900$  kPa,  $1.0 < \Delta T_{sub} < 20.1$  K,  $5.0 < q'' < 220$  kW/m<sup>2</sup> and  $250 < G < 1001$  kg/m<sup>2</sup>s. The experimental results show that the flow pattern has a strong influence on the heat transfer coefficient, and that different heat transfer mechanisms are associated with each of the flow patterns observed, whereas the frictional pressure drop is a direct function of the mass velocity, vapor quality and pressure of the system. In part B, the two-phase flow distribution, using as the working fluid a mixture of air and water, is analyzed inside a circular header coupled to nine branched parallel microchannels of circular cross-section with internal diameter and length of 0.8 mm and 150 mm, respectively. The flow distribution of the liquid phase among the nine branched channels was observed according to the position and orientation of the header, the branched channels and the feeder tube, as well as the mass velocity and gas quality. In this second study, fifteen different assembly configurations (header, feeder tube and branched channels) were investigated, for mass velocities of 200, 400 and 600 kg/m<sup>2</sup>s and gas quality values of 0 to 0.75. The results show that the effect of the gas quality on the liquid distribution changes considerably depending on the configuration (feeder tube-header-channels). The distribution profile of the liquid flow among the branched channels in each configuration tested is dependent on the joint action of the patterns of the phase distribution inside the header and the flow inside the feeder tube.

**Keywords:** Convective boiling; microchannels; heat transfer; pressure drop; ONB; two-phase flow distribution; two-phase flow pattern

## Lista de Figuras

Figura 2.1- Evolução do fluxo de calor dissipado em circuitos integrados ao longo dos anos, Mishra and Singh (2007) .....	28
Figura 2.2 - Comparação de um sistema de resfriamento com escoamento monofásico e bifásico (Fonte: Thome et al. (2010) ) .....	29
Figura 2.3.....	100
Figura 3.1 - Efeito do diâmetro da tubulação sobre as diferentes forças durante a ebulição para $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $q''=1 \text{ MW/m}^2$ , (Kandlikar (2010)). .....	34
Figura 3.2 - (a) Perfil de temperatura e (b) região ao redor de uma bolha durante o processo de nucleação em um escoamento. (Kandlikar et al. (1997)) .....	38
Figura 3.3 - Padrões de escoamentos bifásicos no interior de um canal convencional horizontal, Collier and Thome (1996). .....	46
Figura 3.4 –Padrões de escoamento e transições do escoamento bifásico do R245fa no interior de um tubo horizontal com $d=0,5 \text{ mm}$ , $L=70,70 \text{ mm}$ , $G=500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $T_{sat}=35 \text{ }^\circ\text{C}$ . (a) Escoamento borbulhado a $x_v=3.8\%$ (b) Transição escoamento borbulhado/slug a $x_v=4\%$ ; (c) Escoamento intermitente Slug a $x_v=4.3\%$ ; (d) Transição escoamento Slug/semi-anular a $x_v=7.6\%$ ; (e) Escoamento semi-anular a $x_v=15\%$ ; (f) Escoamento anular agitado a $x_v=23\%$ ; (g) Escoamento Anular Suave ou Liso a $x_v=23\%$ . (Revellin and Thome (2007b)). .....	48
Figura 3.5 - Regimes de escoamentos observados por Cornwell and Kew (1993) .....	48
Figura 3.6 - Mapa de escoamentos padrão de Felcar et al. (2007) desenvolvido para escoamentos adiabáticos em canais de pequeno diâmetro ( $1 < d_h < 5 \text{ mm}$ ).....	50
Figura 3.7 - Comparação entre as linhas de transição de Revellin et al. (2006) para $d = 0,5 \text{ mm}$ , $L=70,70 \text{ mm}$ , $T_{sat}=30^\circ\text{C}$ , $\Delta T_{sub}=3^\circ\text{C}$ com o mapa padrão de Triplett et al. (1999) disponível para o escoamento de ar e água em um tubo de $1,1 \text{ mm}$ de diâmetro. (B=borbulhante, B/S=borbulhante/slug, S/SA=slug/semi-anular, SA=semi-anular, A=anular).....	51
Figura 3.8 – Mapa de escoamentos padrão de Akbar et al. (2003) .....	53
Figura 3.9 - Mapa padrão de escoamento diabático de Revellin and Thome (2007a) simulado para o R134a, a $30^\circ\text{C}$ . para um canal horizontal uniformemente aquecido adotando-se três distintos diâmetros ( $q''=60 \text{ kW/m}^2$ , sem subresfriamento na entrada, para um comprimento de aquecimento de $20 \text{ mm}$ ) (BI: regime de bolha isolada; BC: regime bolha confinada, A: regime anular, S: regime de secagem). .....	54
Figura 3.10 - Dados experimentais de Lazarek and Black (1982), para a ebulição do R113 em um canal com $d_h=3,1 \text{ mm}$ .....	69
Figura 3.11 - Resultados experimentais de transferência de calor do R12 em um canal circular com diâmetro hidráulico de $2,46 \text{ mm}$ , Tran et al. (1996) .....	69

Figura 3.12 – Resultados experimentais do R123 no interior de um tubo de cobre com diâmetro de 1,95 mm, Bao et al. (2000).....	70
Figura 3.13 – Ebulição em convecção forçada em um tubo vertical, $d_h=1,1\text{ mm}$ , $G=500\text{ kg/m}^2\text{s}$ , Lin et al. (2001) .....	71
Figura 3.14 – Resultados experimentais do efeito de vários parâmetros sobre o coeficiente de transferência de calor: (a) título de vapor; (b) Fluxo de calor e velocidade mássica; (c) Pressão de saturação; (d) diâmetro hidráulico, Bertsch et al. (2009b).....	73
Figura 3.15 – Resultados experimentais de Agostini et al. (2008b) para o R236a em uma placa de silício com multi micro-canais, $p_{sat}=2,73\text{ bar}$ , $G=810\text{ kg/m}^2\text{s}$ , $T_{sat}=25\text{ }^\circ\text{C}$ .....	74
Figura 3.16 - Tendências da transferência de calor documentada por Agostini and Thome (2005), de 13 diferentes estudos sobre ebulição em micro-canais .....	75
Figura 3.17 - Resultados do coeficiente de transferência de calor do R245f para escoamentos estáveis e instáveis, Consolini (2008).....	88
Figura 3.18 – Diagrama ilustrativo da região de três zonas composta por um slug de líquido, uma bolha alongada e um slug de vapor, Thome et al. (2004) .....	90
Figura 4.1 - Diagrama esquemático da bancada experimental .....	96
Figura 4.2 – Diagrama pressão – entalpia da bancada experimental com o R134a.....	98
Figura 4.3 - Vista explodida da seção de teste: (1) micro-canais; (2) placas de cobre; (3) “skin heater”; (4) blocos de teflon; 5) Regiões de Plenum.....	100
Figura 4.4 – Esquema de fabricação e soldagem da seção de teste: (a) Seção montada e soldada; (b) Seção de teste com vista explodida.....	101
Figura 4.5 – Distribuição de temperatura na seção de teste: (a) Vista 3D; (b) Corte vertical transversal no meio da seção de teste.....	103
Figura 4.6 - Mapa completo de medição da bancada experimental.....	106
Figura 4.7 - Localização dos termopares na seção de teste de cobre, com dimensões em mm, lado esquerdo superior e lado direito inferior da placa de cobre com os microcanais.....	108
Figura 5.1 – Procedimento adotado nos testes .....	109
Figura 5.2 – Variação temporal dos parâmetros de entrada e da queda de pressão nos micro-canais, $G=1001\text{ kg/m}^2\text{-s}$ ; $p_{ent}=701\text{ kPa}$ ; $\Delta T_{sub}=1,2\text{ }^\circ\text{C}$ ; $\Delta p_{exp}=40,9\text{ kPa}$ ; $q''=170\text{ kW/m}^2$ .....	110
Figura 5.3 - Variação temporal dos parâmetros de entrada e da queda de pressão nos micro-canais, $G=250,1\text{ kg/m}^2\text{-s}$ ; $p_{ent}=701\text{ kPa}$ ; $\Delta T_{sub}=1,1\text{ }^\circ\text{C}$ ; $\Delta p_{exp}=4,79\text{ kPa}$ ; $q''=50\text{ kW/m}^2$ .....	111
Figura 5.4 - Interface do software LABVIEW .....	112
Figura 5.5 – Comparação entre as temperaturas de parede e coeficiente de transferência de calor dos termopares das seções 2, 4 e 6 da seção de teste .....	113
Figura 5.6 – Reprodutibilidade das medições do coeficiente de transferência de calor, $G=503\text{ kg/m}^2\text{-s}$ , $\Delta T_{sub}=1,1\text{ }^\circ\text{C}$ ; $p_{ent}=702\text{ kPa}$ .....	114
Figura 5.7 – Regiões dos micro-canais .....	115

Figura 5.8 – Sub-rotina do programa desenvolvido no software MATLAB para tratamento dos dados experimentais .....	116
Figura 6.1 – Pontos experimentais plotados no mapa de padrões proposto Revellin and Thome (2007a) .....	122
Figura 6.2 – Curvas de ebulição para distintas velocidades mássicas .....	123
Figura 6.3 – Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin and Thome (2007a), $G=252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$	124
Figura 6.4 - Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin and Thome (2007a), $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$	126
Figura 6.5 - Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin and Thome (2007a), $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$ .....	127
Figura 6.6 - Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin and Thome (2007a), $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$ .....	128
Figura 6.7 – Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência da velocidade mássica, $q''=60 \text{ kW/m}^2$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$ .....	129
Figura 6.8 – Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência da velocidade mássica, $q''=120 \text{ kW/m}^2$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$ .....	130
Figura 6.9 - Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência do grau de sub-resfriamento na entrada, $G=252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=40 \text{ e } 70 \text{ kW/m}^2$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$ .....	131
Figura 6.10 - Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência do grau de sub-resfriamento na entrada, $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=80 \text{ e } 120 \text{ kW/m}^2$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$ .....	132
Figura 6.11 - Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência da temperatura de saturação, $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=160 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ e $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=80 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ .....	133
Figura 6.12 – Verificação da variação do efeito de pressão de entrada e temperatura de saturação em função fluxo de calor avaliados em $T_4$ , $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ .....	134

Figura 6.13 - Comparação dos resultados experimentais para a transferência de calor com modelos da literatura. ....	137
Figura 6.14 – Resultados experimentais e das correlações testadas em função do título de vapor, $G=252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ; $\Delta T_{sub}=1,05 \text{ }^\circ\text{C}$ e $q''=60 \text{ kW/m}^2$ .....	138
Figura 6.15 - Resultados experimentais e das correlações testadas em função do título de vapor, $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ; $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ e $q''=120 \text{ kW/m}^2$ .....	138
Figura 6.16 - Resultados experimentais e das correlações testadas em função do título de vapor, $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ; $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ e $q''=180 \text{ kW/m}^2$ .....	139
Figura 6.17 – Comparação dos dados experimentais avaliados através do transdutor diferencial $p03$ e através da pressão absoluta de entrada, $p01$ , e pressão de saturação na saída. ....	140
Figura 6.18 – Contribuições de queda de pressão, $\Delta p_{at}$ , $\Delta p_{ac}$ , e $\Delta p_{tot}$ , em função do comprimento do canal. (a) $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=120 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , $\Delta_{exp}=29,46 \text{ kPa}$ ; (b) $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=60 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , $\Delta_{exp}=5,59 \text{ kPa}$ ; (c) $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=210 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ , $\Delta_{exp}=32,88 \text{ kPa}$ ; (d) $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=120 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ , $\Delta_{exp}=10,17 \text{ kPa}$ .....	141
Figura 6.19 – Contribuições de queda de pressão experimental, $\Delta p_{at}$ , $\Delta p_{ac}$ , e $\Delta p_{tot}$ , em função do comprimento fluxo de calor. (a) $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $p_{ent}=903 \text{ kPa}$ ; $q''=5-70 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ; (b) $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $p_{ent}=605 \text{ kPa}$ ; $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	142
Figura 6.20 – Avaliação da queda de pressão experimental em função do título de vapor na saída para várias velocidades mássicas, $G$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ; $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	143
Figura 6.21 – Influência da pressão de entrada sobre a queda de pressão total, (a) $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ; (b) $G=501 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=5-120 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ; .....	144
Figura 6.22 – Avaliação das tendências das correlações de queda de pressão por atrito em comparação com os dados experimentais, (a) $G=250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=5-70 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , $p_{ent}=700 \text{ kPa}$ ; (b) $G=750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=10-175 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , $p_{ent}=700 \text{ kPa}$ .....	145
Figura 6.23 - Comparação dos resultados experimentais para a queda de pressão por atrito com modelos da literatura.....	147
Figura 6.24 – Variação dos parâmetro de ONB: (a) fluxo de calor; (b) pressão de entrada; (c) velocidade mássica; (d) queda de pressão; e (e) temperatura da parede.....	149
Figura 6.25 – Curvas de ebulição com determinação do ponto de ONB e efeitos de histerese: (a) $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=10,0 \text{ }^\circ\text{C}$ , $p_{ent}=903 \text{ kPa}$ ; (b) $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$ , $\Delta T_{sub}=10,0 \text{ }^\circ\text{C}$ , $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ;.....	150
Figura 6.26 – Verificação do efeito da pressão sobre a determinação de ONB: (a) Dados experimentais de ONB em função da pressão de entrada; (b) determinação do raio da cavidade ativa em função do grau de superaquecimento da parede.....	152



Figura 6.27 – Verificação do efeito do grau de sub-resfriamento sobre o ponto de ocorrência de ONB .....	153
Figura 6.28 – Verificação do efeito da velocidade mássica sobre ONB .....	154
Figura 6.29 – Evolução dos tipos de ebulição em função do fluxo de calor aplicado.....	155
Figura 9.1 – Aparato experimental e microtubos MPE utilizados em Yoo et al. (2002) .....	169
Figura 9.2 – Coletor de saída de um evaporador com 42 tubos MPE, instrumentado com 23 termopares do tipo T, para avaliar a perda de capacidade térmica devido a distribuição irregular do escoamento bifásico, Stott et al. (1999).....	170
Figura 9.3 - Configuração de entrada em linha e em paralelo de um distribuidor posicionado na vertical.....	171
Figura 9.4 – Efeito da intrusão sobre a distribuição de líquido entre os tubos MPE ramificados, (a) e (b) $G=54 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $x=0,5$ , Lee and Lee (2004).....	172
Figura 9.5 - Discretização dos volumes de controle usados no modelo TP-a de Tompkins et al. (2002b). .....	173
Figura 9.6 - Distribuidor de escoamento bifásico baseado na separação total das fases e uniforme distribuição de cada uma delas. (Hrnjak, 2003). .....	177
Figura 10.1 – Esquema de montagem e equipamentos da bancada experimental de distribuição de escoamentos bifásicos (ar-água).....	179
Figura 10.2 – Imagem da montagem da seção de teste com o separador de fases .....	181
Figura 10.3 – Imagem do reservatório medidor de líquido em acrílico .....	182
Figura 10.4 – Imagem do misturador de fases, ar-água.....	183
Figura 10.4 – Esquema da seção de teste de distribuição de escoamento bifásico.....	183
Figura 10.5 – Configurações geométricas da seção de teste verificadas .....	185
Figura 11.1 – Diagrama do procedimento experimental padrão de realização dos testes de distribuição de vazão das fases líquida e gasosa .....	186
Figura 11.2 - Exemplo da técnica de medição utilizada para avaliação da distribuição dos escoamentos bifásicos .....	189
Figura 12.1 - (a) Velocidade aparente das fases de líquido e gás no tubo de entrada; (b) Razão entre a velocidade aparente das fases no tubo de entrada.....	193
Figura 12.2 - Resultados experimentais de distribuição com distribuidor e canais na horizontal com tubo de alimentação no centro do distribuidor e paralelo aos micro-canais acoplados: (a) $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (b) $G=400\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (c) $G=600\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (d) Desvio padrão em relação a uma distribuição uniforme .....	196
Figura 12.3 – Avaliação do efeito da direção do tubo alimentador no distribuidor sobre a distribuição de líquido para $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ : (a) Perpendicular aos canais acoplados e descendente; (b) Perpendicular aos canais acoplados e ascendente. ....	198

- Figura 12.4 – Resultados de distribuição para canais acoplados e distribuidor posicionados na horizontal com o tubo alimentador posicionado na lateral do distribuidor e paralelo aos canais ramificados: (a)  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=400 \text{ kg/m}^2$ ..... 198
- Figura 12.5 – Análise estatística comparativa do nível de distribuição de líquido: (a) Direção do tubo alimentador,  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (b) Posição do tubo alimentador..... 199
- Figura 12.6 - Resultados experimentais de distribuição com distribuidor e canais na horizontal com tubo de alimentação no centro do distribuidor e paralelo aos micro-canais acoplados: (a)  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=400\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (c)  $G=600\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (d) Desvio padrão em relação à média ..... 201
- Figura 12.7 – Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento ascendente, com o tubo alimentador posicionado no centro do distribuidor e perpendicular aos canais ramificados: (a)  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=600 \text{ kg/m}^2$ , (c) Análise estatística .... 203
- Figura 12.8 – Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento ascendente, com o tubo alimentador posicionado na lateral do distribuidor e  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  (a) Paralelo aos canais ramificados; (b) Perpendicular aos canais ramificados; (c) Avaliação de distribuição para tubo paralelo; (c) Avaliação de distribuição para tubo perpendicular; ..... 204
- Figura 12.9 - Resultados experimentais de distribuição de líquido com distribuidor e canais ramificados posicionados respectivamente na horizontal e vertical, e escoamento descendente nos canais: (a)  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=400\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (c)  $G=600\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (d) Desvio padrão em relação à média ..... 206
- Figura 12.10 - Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento descendente, com o tubo alimentador posicionado no centro do distribuidor e perpendicular aos canais ramificados: (a)  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=600 \text{ kg/m}^2$ , (c) Análise estatística para  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (d) Análise estatística para  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ..... 207
- Figura 12.11 – Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento descendente, com o tubo alimentador posicionado na lateral do distribuidor e  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  (a) Paralelo aos canais ramificados; (b) Perpendicular aos canais ramificados; (c) Avaliação de distribuição para tubo paralelo; (c) Avaliação de distribuição para tubo perpendicular; ..... 208
- Figura 12.12 - Resultados experimentais de distribuição de líquido com distribuidor e canais ramificados posicionados respectivamente na vertical e horizontal, e escoamento

descendente nos canais: (a) $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (b) $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (c) $G=600\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (d) Desvio de distribuição .....	210
Figura 12.13 – Avaliação do desempenho de distribuição de líquido entre os canais acoplados com $G=400\text{ kg/m}^2\text{s}$ : (a) Tubo alimentador paralelo aos canais acoplados; (b) Tubo alimentador perpendicular aos canais acoplados.....	211
Figura C.1 - Balanço de energia para a seção de teste em escoamentos monofásicos .....	243
Figura D.1 – Comparação dos resultados de queda de pressão monofásicos com as correlações de Blasius (1913) e Phillips (1987).....	245
Figura D.2 – Medições do coeficiente de transferência de calor para R134a comparada as correlações de Dittus and Boelter (1985) e Gnielinsky (1976) .....	246
Figura E.1 – Confrontação da vazão mássica de líquido determinada experimentalmente .....	249
Figura G.1 - Evaporador do tipo placa com distribuidor produzido a partir de um corpo poroso(38), patente EUA 5.806.586 (Osthues, Petz e Zeitvogel, 1998).....	252
Figura G.2 - Combinado venturi cone distribuidor e arranjo dos canais distribuidores a partir da patente dos EUA 4.513.587 deHumpolik e Staffa (1985).....	252
Figura G.3 – Distribuidor com diminuição da seção transversal, patente da DE 4.319.192, de Burk, Salzer and Wolf, 1994.....	253
Figura G.4 – Evaporador com distribuidor com dupla entrada, da patente dos EUA 5.157.944, de Hughes, Struss and Boero, 1992.....	253
Figura G.5 – Distribuidor helicoidal inserido no interior do coletor de entrada, Hummel et al. (1985), patente dos EUA 5.524.823 1992 .....	254
Figura G.6 – Distribuidor do tipo redemoinho centrífugo dos EUA 5.059.226 de Shneider e ...	254
Figura G.7 – Distribuição de escoamento bifásico controlada, da patente dos EUA 5.832.744, de Dorste, Ens e Heffner (1998).....	255
Figura G.8 – Elementos misturadores de fase com defletores estacionarios direcionadores de escoamento .....	255

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Classificação quanto ao diâmetro hidráulico, segundo Kandlikar (2001) .....	32
Tabela 3.2 - Propriedades dos fluidos e diâmetros hidráulicos correspondentes à transição de um escoamento macro a micro escala para diferentes fluidos refrigerantes baseado na equação (3.6).....	35
Tabela 3.3 - Propriedades dos Fluidos e diâmetros hidráulicos correspondente a transição de escoamentos de macro para micro escala 1 bar para água e 7 bar para R134a baseado nas equações (3.11) e (3.12).....	36
Tabela 3.4 - Correlações da literatura para ONB para escoamentos sub-resfriados .....	40
Tabela 3.5 - Exemplos de trabalhos de ONB em mini e micro canais disponíveis na literatura, Okawa (2012) .....	42
Tabela 3.6 - Coeficientes para a correlação de Butterworth (1975), (Collier and Thome (1996))	45
Tabela 3.7 - Modelos para a determinação do fator de atrito de escoamentos homogêneos, Collier and Thome (1996).....	60
Tabela 3.8 – Correlações proposta para estimar a viscosidade bifásica homogênea .....	60
Tabela 3.9 - Valores da Constante C propostos por Lockhart and Martinelli (1949) em função do regime de escoamento.....	62
Tabela 3.10 - Correlações para a queda de pressão para canais convencionais baseado no modelo de fases separadas .....	64
Tabela 3.11 - Correlações para o gradiente de pressão por atrito para micro-canais baseado no modelo de fases separadas .....	66
Tabela 3.12 - Resumo de alguns dos mais relevantes estudos em mini e micro-canais (Ribatski et al. (2006)).....	79
Tabela 4.1 - Lista dos componentes da bancada experimental .....	97
Tabela 4.2 - Rugosidade dos tubos capilares, medidas de outros autores.....	100
Tabela 4.3 - Detalhes dimensionais da seção de testes .....	102
Tabela 4.4 - Propriedades termo físicas dos R134a à pressão de 7 bar ( $p=700$ kPa).....	105
Tabela 4.5 – Lista de sensores, fontes de alimentação e resistência elétrica .....	106
Tabela 4.6 – Incertezas experimentais relativas.....	107
Tabela 6.1 – Parâmetros de teste analisados .....	121
Tabela 6.2 - Resultados estatísticos da comparação dos resultados experimentais do CTC do presente estudo com os fornecidos pelos modelos e correlações testadas .....	135
Tabela 6.3 – Variação das propriedades do R134a em função da pressão.....	144
Tabela 6.4 –Resumo dos resultados estatísticos das comparações dos modelos de queda de pressão por atrito.....	147

Tabela 10.1 - Lista dos equipamentos da bancada experimental de distribuição de escoamento bifásico .....	180
Tabela 10.2 – Possíveis configurações das posições dos canais e distribuidor .....	184
Tabela 11.1 – Incertezas experimentais relativas .....	191
Tabela 12.1 – Velocidades mássicas e vazões mássica média nos micro-canais ramificados e suas correspondentes no tubo alimentador .....	193
Tabela 12.2 – Padrões de escoamento para o tubo alimentador posicionado na horizontal .....	194
Tabela 12.3 – Padrões de escoamento para o tubo alimentador posicionado na vertical .....	195
Tabela E.1 – Capacidade máxima de massa dos reservatórios individuais .....	248

# Capítulo 1 – Introdução Geral

---

Conversão e utilização de energia são processos que estão continuamente presentes na sociedade moderna influenciando as grandes questões relacionadas à sustentabilidade e ao desenvolvimento econômico. Preocupações ambientais, como a poluição do ar e o aquecimento global, passaram a ditar as práticas de conservação e recuperação de energia, bem como o desenvolvimento e a implementação de tecnologias de conversão que utilizam as fontes de energia renováveis. Trocadores de calor são equipamentos que estão presentes em diferentes aplicações industriais.

Intensas pesquisas, nas últimas quatro décadas, têm sido realizadas na área de engenharia e ciências térmicas com o objectivo de aumentar o coeficiente global de transferência de calor e a minimização da queda de pressão conjuntamente à miniaturização desses evaporadores, de interesse de várias aplicações industriais, tais como refrigeração comercial, condicionamento de ar automotivo, resfriamento de microprocessadores eletrônicos, dentre outras. Questões como a crescente demanda de energia, a necessidade do aumento da eficiência energética e economia de materiais, limitações de espaço para a disposição do dispositivo e aumento da funcionalidade e facilidade de manejo da unidade criaram desafios ao desenvolvimento de alta performance, para a próxima geração de trocadores de calor e massa.

Entre as várias técnicas disponíveis, os trocadores de calor e de massa com microcanais representam um caminho promissor e inovador para enfrentar os desafios de gerenciamento térmico. Eles representam o próximo passo no desenvolvimento de trocadores de calor. Quando adequadamente projetados e utilizados, os evaporadores com microcanais devem garantir uma distribuição de vazão uniforme entre os canais, reduzir o comprimento do escoamento, a fim de permitir a obtenção de coeficientes globais de transferência de calor bastante elevados.

Atualmente, os microcanais são o alvo especial de investigações devido à sua maior transferência de calor, peso reduzido, bem como o seu pequeno espaço ocupado, economia de energia e de materiais potenciais sobre com relação aos trocadores de calor com tubos de tamanhos convencionais.

Outro fator importante para o aumento crescente da sua aplicação na indústria são os rápidos avanços em micro-usinagem e técnicas de micro-deformação que estão reduzindo consideravelmente o custo de fabricação e melhorando a confiabilidade dos sistemas com microcanais.

Diferentemente do caso da ebulição no interior de canais, com tamanhos e formas convencionais, a transferência de calor e as correlações para a ebulição em escoamento de fluido no interior de micro-canais, é que os procedimentos sistemáticos de projeto ainda não estão bem estabelecido para microcanais.

Entretanto, com o aumento do número de canais paralelos, um outro problema surge, a distribuição de fluido entre os canais paralelos. Assunto que também tem recebido crescente atenção, pois uma distribuição irregular pode diminuir sensivelmente a eficiência do dispositivo.

Neste trabalho de tese a atenção está voltada ao processo de vaporização que ocorre no interior de microcanais paralelos bem como ao processo de distribuição de vazão bifásica que depende de diferentes variáveis nos tubos distribuidores ou “manifolds” desses microcanais, principalmente no distribuidor localizado na entrada.

O presente texto está estruturado e dividido em duas partes: na parte A são apresentados os resultados da pesquisa sobre o processo de ebulição convectiva e a queda de pressão bifásica em microcanais; na parte B, é tratado o problema de distribuição de vazões de escoamentos bifásicos entre canais paralelos acoplados a um distribuidor comum a eles.

# *Parte A*

---

*Ebulição convectiva do  
R134a em microcanais  
paralelos*



## Capítulo 2 – Introdução – Ebulição convectiva em microcanais paralelos

---

### 2.1. Introdução

Os fenômenos que envolvem ebulição, de um modo geral, têm sido investigados por décadas por muitos pesquisadores, pois ebulição é um dos mais eficientes modos de transferência de calor em escoamentos no interior de canais e também em piscina. Entretanto, este mecanismo de transferência de calor não tem sido completamente compreendido e modelos continuam a ser desenvolvidos por vários pesquisadores em todo o mundo. O assunto é de grande relevância e ainda deve ser estudado, pois tecnologias relacionadas com energia são muitas vezes limitadas no que se refere ao transporte de energia térmica.

Escoamentos com mudança de fase são geralmente de interesse em aplicações que necessitam de elevados níveis de transferência de calor. Escoamentos monofásicos utilizam somente transferência de calor convectiva, enquanto que escoamentos bifásicos podem aumentar a taxa de transferência de calor devido à mudança de fase (evaporação) e à configuração da interface líquido-vapor dela decorrente. Logo, escoamentos bifásicos com mudança de fase podem ser desejáveis em um certo número de aplicações.

O processo de ebulição convectiva em micro-canais e a transferência de calor a ele associada têm sido intensamente investigadas na última década. O rápido desenvolvimento de dispositivos em micro escala tem exigido um melhor entendimento de complexos mecanismos de transferência de calor em escoamentos bifásicos através de micro geometrias. A sua importância é reiterada pelo significativo número de aplicações em que o processo de mudança de fase líquido-vapor é empregado como o principal mecanismo para conduzir ou remover calor. Estes campos incluem circuitos de refrigeração eletrônica, mini trocadores de calor, bioengenharia, aeroespacial, etc. Outras áreas de pesquisa incluem resfriamento de matrizes de diodo a laser, micro dispositivos de refrigeração Joule Thompson, e seções de evaporadores e condensadores de ciclos por compressão de vapor.

O aumento da capacidade de processamento dos microcomputadores provocou um crescimento exponencial de três ordens de grandeza, nos últimos quarenta anos, do fluxo de calor dissipado por esses microprocessadores, conforme se pode observar na Figura 2.1. Em decorrência deste aumento, houve a necessidade de se encontrar sistemas de resfriamento mais eficientes e compactos do que aqueles convencionalmente empregados. Uma dessas soluções, bastante difundida nas indústrias de refrigeração comercial e de sistemas de condicionamento de ar automotivo são os dispositivos que utilizam microcanais à base do processo de transferência de calor por ebulição.

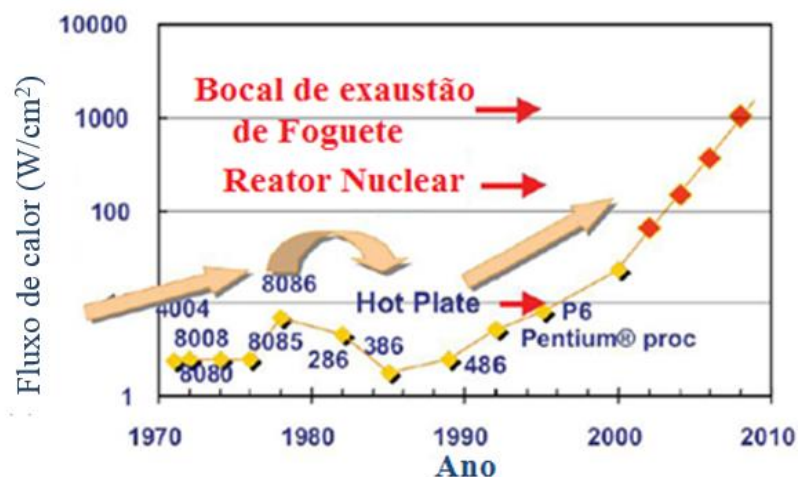


Figura 2.1- Evolução do fluxo de calor dissipado em circuitos integrados ao longo dos anos, Mishra e Singh (2007)

Uma das principais aplicações industriais do processo de ebulição em microcanais é na área de refrigeração de circuitos eletrônicos. A maior vantagem da presença de escoamentos bifásicos é que o gradiente de temperatura ao longo do comprimento do canal é menor do que em escoamentos monofásicos, devido ao fenômeno de mudança de fase, conforme se pode observar na Figura 2.2. Nela a temperatura da parede e a pressão local são plotadas em função da posição axial do canal. Percebe-se que enquanto para escoamentos monofásicos há uma grande variação de temperatura ao longo do comprimento do canal em escoamentos bifásicos a temperatura permanece quase que constante devido a pequena variação da temperatura de saturação. Outro fator importante que podemos resaltar é que escoamentos bifásicos em microcanais possuem elevado coeficiente de transferência de calor e requerem menores taxas de vazão mássica de fluido refrigerante para um equivalente efeito de resfriamento quando comparados a escoamentos monofásicos.

Microcanais também podem suportar uma maior pressão de operação e proporcionar uma maior área de contato com o fluido por unidade de volume do que os canais de grandes dimensões. Além disso, eles apresentam um coeficiente transferência de calor maior em condições operacionais semelhantes aos dos canais convencionais. Essas vantagens favorecem o desenvolvimento de trocadores de calor mais compactos, pois minimizam o tamanho e a quantidade de material usado na sua fabricação, bem como a quantidade de fluido refrigerante utilizada no sistema.

Com uma redução da ordem de magnitude no diâmetro hidráulico do canal para escalas de milímetros ou submilimétrica, significantes diferenças têm sido relatadas nas características dos escoamentos bifásicos e transferência de calor quando comparados a canais convencionais. Mecanismos físicos que são potencialmente dominantes em microcanais são menos importantes em canais convencionais.

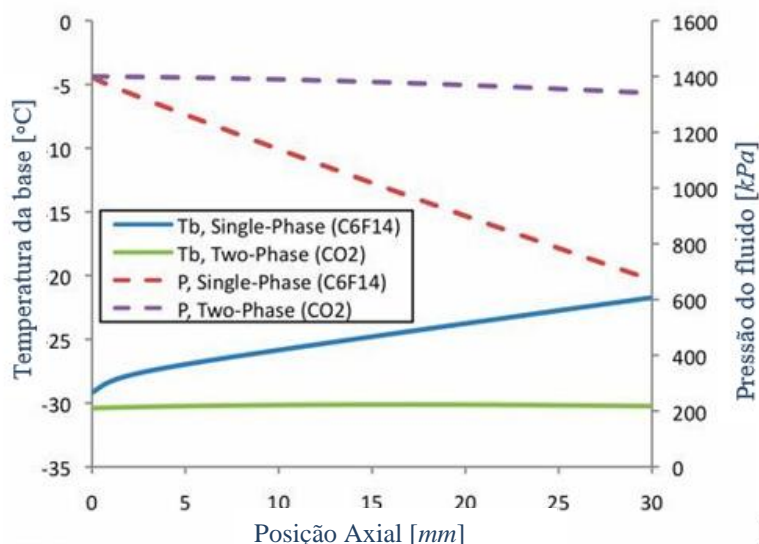


Figura 2.2 - Comparação de um sistema de resfriamento com escoamento monofásico e bifásico  
(Fonte: Thome et al. (2010) )

Distinção também deve ser feita entre sistemas baseados em minicanais e em microcanais, pois eles são diferentes por várias razões fenomenológicas e práticas. Existem algumas diferenças importantes entre essas duas categorias de escala geométrica do canal no que diz respeito à base dos fenômenos de escoamentos bifásicos, em especial aos padrões de escoamento e velocidade de deslizamento entre as fases de líquido e gás. Algumas dessas diferenças são apresentadas a seguir.

Sistemas de refrigeração com microcanais são normalmente concebidos como matrizes de canais paralelos ligados em ambas as extremidades distribuidoras com entrada e de saída comuns. Múltiplos canais paralelos, com entradas e saídas comuns estão suscetíveis a instabilidades e a má distribuição do escoamento entre eles. Sistemas de refrigeração com minicanais, em contraste, podem ser projetados tanto em matrizes de múltiplos canais paralelos, bem como, em canais individuais.

Microcanais operam em condições de baixa vazão mássica. No entanto, sistemas com minicanais podem operar em uma ampla faixa de velocidade mássica do fluido refrigerante;

Geralmente, é possível medir ou quantificar a vazão mássica e as taxas de transferência de calor nos experimentos com minicanais. Em microcanais, porém a condução de calor em estruturas sólidas é geralmente muito importante e pode provocar uma significativa não uniformidade de temperatura. A transferência de calor em sistemas com microcanais é, portanto, sempre um problema conjugado de condução e convecção, e a correta interpretação dos dados experimentais requer uma cuidadosa e detalhada análise térmica do campo de escoamento e da sua estrutura sólida.

Evaporadores e também condensadores que possuem microcanais são na grande maioria das vezes projetados de forma investigativa, sem utilizar-se de métodos de previsão de transferência de calor e queda de pressão. É bem verdade que a tecnologia existente para a minaturização destes

trocadores de calor ultrapassou o que pode ser modelado. Alguns métodos de predição e modelos para determinação do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão em mini e microcanais foram propostos na literatura mais contundentemente durante as últimas duas décadas. No entanto, grandes diferenças podem ser encontradas tanto nos resultados experimentais obtidos por diferentes pesquisadores em condições similares, ou quando se consideram tais resultados e os métodos de previsão até então propostos.

Percebe-se que a abordagem do tema desta tese é de grande importância e interesse atual tanto para a indústria como para a comunidade científica. Logo, buscou-se a partir da realização deste trabalho o domínio e a compreensão dos mecanismos físicos envolvidos na ebulição em microcanais na busca pelo aumento da efetividade dos sistemas que os utilizam.

Para alcançar tais objetivos foi feito um estudo experimental do comportamento termo-hidráulico da ebulição do fluido refrigerante R134a durante o seu escoamento no interior de nove microcanais paralelos de  $0.77\text{ mm}$  de diâmetro, posicionados horizontalmente. São analisados o coeficiente de transferência de calor por ebulição e a queda de pressão devido ao atrito e aceleração na ebulição do fluido de trabalho. Outro parâmetros de grande importância como a determinação do início da ebulição, ONB também é considerado. Os resultados experimentais obtidos são analisados em função dos seguintes parâmetros: velocidade mássica, temperatura, fluxo de calor e título de vapor do fluido refrigerante.

Os dados experimentais obtidos são utilizados para a validação de formulações encontradas na literatura para a predição do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão. Entre os modelos semi-empíricos e correlações são testadas algumas formulações propostas para o coeficiente de transferência de calor e para a queda de pressão. Também foram verificados a influência de certos parâmetros de entrada sobre o coeficiente de transferência de calor e ONB.

O presente trabalho está estruturado da seguinte forma:

1. Capítulo 2 – Introdução, apresentação dos objetivos e motivações para a realização do presente trabalho;
2. Capítulo 3 - Revisão bibliográfica, uma revisão bibliográfica sobre o tema é apresentada, mostrando o estado da arte da ebulição em micro canais. Identificando os principais temas relacionados aos mecanismos de transferência de calor com mudança de fase e as contribuições de outros pesquisadores nesta área;
3. Capítulo 4 – Equipamentos e sistema de aquisição, apresenta-se a bancada de teste utilizada no presente estudo, bem como os detalhes da seção de teste. Todo o sistema de aquisição de dados é também detalhado aqui.
4. Capítulo 5 – Descrição dos procedimentos experimentais - o procedimento de tratamento dos dados experimentais coletados e as condições experimentais testadas são definidos neste capítulo.

5. Capítulo 6 – Resultados e discussões referentes a ebulição convectiva, onde são apresentados os resultados experimentais obtidos e as discussões pertinentes.
6. Capítulo 7 – Conclusões sobre os resultados da parte A, neste capítulo são apresentados os resultados obtidos na análise da ebulição convectiva no interior de nove microcanais

## Capítulo 3 – Revisão Bibliográfica - Ebulição convectiva em microcanais paralelos

Buscando uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos na ebulição convectiva em micro-canais, os principais fundamentos da ebulição convectiva e os mecanismos físicos que os envolvem são apresentados e discutidos neste capítulo. Ele inclui os mecanismos físicos de transição entre macro e micro escala. O início da ebulição é definido e os principais fatores que o afeta são identificados e apresentados. São exibidas também as descrições dos padrões de escoamento observados em canais de microescala e alguns dos métodos existentes para sua previsão. O coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão por atrito também são definidos e os principais fatores que os afetam durante a ebulição convectiva são identificados. Este capítulo ainda inclui a descrição das correlações e modelos para previsão do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão.

### 3.1. Transição entre macro e microescala

O processo de ebulição convectiva no interior de microcanais pode apresentar comportamentos distintos daqueles observados em canais convencionais para vários fenômenos envolvidos, como por exemplo: transferência de calor, queda de pressão e regimes de escoamentos. Assim sendo, os conceitos conhecidos e aplicáveis para escoamentos em canais convencionais não podem ser inteiramente aplicados a canais em micro escala, pois podem introduzir erros significativos na avaliação da queda de pressão e da transferência de calor. Em função disto, torna-se necessário conhecer o limite de transição entre macro e micro escala. Diferentes recomendações têm sido feitas sobre o limite entre macro escala e micro escala. A maior parte destas baseia-se no diâmetro hidráulico do canal e não há unanimidade quanto a este limite.

Thome (2004a), por exemplo, sugeriu que diâmetros de  $100$  a  $600 \mu m$  podem ser classificados como micro-canais. Kandlikar (2001) sugeriu uma faixa de transição baseada no diâmetro hidráulico do canal conforme a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Classificação quanto ao diâmetro hidráulico, segundo Kandlikar (2001)

Classificação	Faixa de $d_h$
Micro-canais	$10$ a $300 \mu m$
Mini canais	$300 \mu m$ a $3,0 mm$
Canais convencionais	$d_h > 3,0 mm$

Entretanto, a distinção entre escoamentos em macro e micro-canais de não pode ser baseada somente no diâmetro hidráulico do canal. Um canal pode comportar-se como micro canal para certos fluidos e condições de funcionamento e, como macro canal para outros. Logo, tais critérios de transição são arbitrários e não refletem, de forma generalizada, a influência do tamanho do canal nos mecanismos físicos. Por exemplo, o efeito da pressão, ou da pressão quando se deseja analisar diferentes fluidos em processo de mudança de fase, sobre o tamanho das bolhas e as transições de regime de escoamento. Fica evidente que um tratamento mais rigoroso é necessário para se definir um limite que possa ser baseado mecanisticamente.

Kandlikar (2010) realizou um estudo em que compara a magnitude de cinco importantes forças presentes no processo de ebulição convectiva para canais em função da variação do diâmetro do canal. O autor realizou uma comparação da ordem de grandeza por unidade de área da seção transversal do canal das seguintes forças: de inércia; de tensão superficial; de atrito; gravitacional (de empuxo) e de evaporação (variação da quantidade de movimento). Tais forças são definidas e apresentadas a seguir:

$$\text{Força de inércia:} \quad F_i'' \sim \frac{G^2}{\rho} \quad (3.1)$$

$$\text{Força de tensão superficial:} \quad F_\sigma'' \sim \frac{\sigma}{d} \quad (3.2)$$

$$\text{Força de atrito:} \quad F_\tau'' \sim \frac{\mu G}{d\rho} \quad (3.3)$$

$$\text{Força gravitacional:} \quad F_g'' \sim (\rho_l - \rho_v)gd \quad (3.4)$$

$$\text{Força de evaporação:} \quad F_M'' \sim \left(\frac{P}{i_{lv}}\right)^2 \frac{1}{\rho_v G} \quad (3.5)$$

Na Figura 3.1 é mostrada uma análise comparativa das magnitudes dessas forças em função do diâmetro hidráulico, Kandlikar (2010), para o caso de um escoamento do R123 com velocidade mássica de  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxo de calor de  $1,0 \text{ MW/m}^2$ .

Os resultados mostram que para canais com diâmetros maiores do que  $10 \text{ mm}$  a força gravitacional e a força de inércia apresentam maiores ordens de grandeza, seguidas pelas forças de tensão superficial, de evaporação e, por último, a de atrito. A medida que o diâmetro do canal diminui, a força de tensão superficial passa a exercer um papel mais importante, seguida pelas forças de inércia, de atrito, evaporação, e por último, de gravidade. Desta forma, um bom critério de transição deve resultar de uma análise fenomenológica que considere os diferentes efeitos, devendo incluir além de parâmetros geométricos, como o diâmetro hidráulico do canal, as propriedades do fluido e as condições de operação.

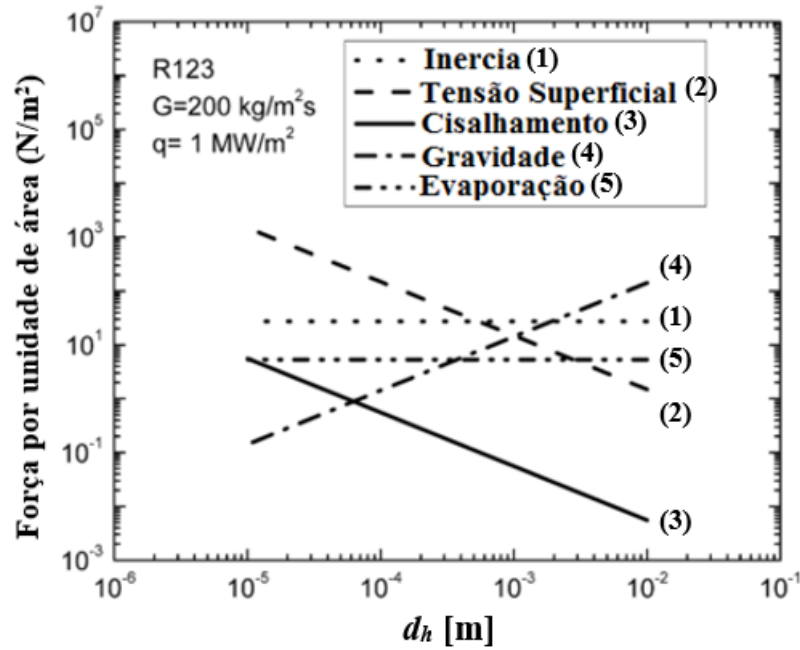


Figura 3.1 - Efeito do diâmetro da tubulação sobre as diferentes forças durante a ebulição para  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $q''=1 \text{ MW/m}^2$ , (Kandlikar (2010)).

Para escoamentos bifásicos, este limite pode ser relacionado ao número de confinamento, equivalente à razão entre o diâmetro da bolha de vapor e o diâmetro do canal. Desta forma, quando o número de confinamento for maior do que a unidade, é provável que ocorra confinamento, causando deformação da bolha, o que caracteriza um escoamento de micro canal. Kew e Cornwell (1997) consideraram que quando o número de confinamento, dado pela equação (3.6), for maior do que 0,5,  $Co > 0,5$ , os efeitos de microescala tornam-se importantes.

$$Co = \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)d_h^2} \right]^{0,5} \quad (3.6)$$

Triplett et al. (1999) consideraram que escoamentos em canais com diâmetros hidráulicos  $d_h$  iguais, ou menores do que a constante de Laplace, definida conforme a equação (3.7), ou comprimento capilar, podem ser considerados escoamentos em micro-canais.

$$La = \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (3.7)$$

A condição proposta por Triplett et al. (1999) é equivalente a considerar que a transição de escalas macro a micro ocorre quando  $Co > 1,0$ , portanto menos restritivo do que a condição proposta por Kew e Cornwell (1997).



Tabela 3.2 - Propriedades dos fluidos e diâmetros hidráulicos correspondentes à transição de um escoamento macro a micro escala para diferentes fluidos refrigerantes baseado na equação (3.6).

Fluido	$T_{sat}$ [°C]	$\rho_l$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_v$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\sigma$ [mN/m]	$Co$ ( $d_h=1,0$ mm)	$d_{h,tran}$ ( $Co=0,5$ ) [mm]
Água	99,6	959	0,59	59,0	2,50	5,0
FC72	55,9	1603	13,1	12,0	0,88	1,75
R134a	-26,4	1378	5,19	15,5	1,07	2,14
HFE 7100	59,6	1373	9,58	15,7	1,08	2,17

Seguindo o critério proposto por Kew e Cornwell (1997), resume-se na Tabela 3.2 os valores correspondentes ao diâmetro hidráulico para  $Co=0,5$  para quatro fluidos: água, FC72, R134a e HFE7100. Percebe-se que os fluidos com baixa tensão superficial, como é o caso dos fluidos refrigerantes FC72, HFE7100, e R134a, por exemplo, apresentam menores diâmetros hidráulicos correspondentes à passagem de macro para micro canal, enquanto que a água, que se caracteriza por possuir elevada tensão superficial, corresponde a um diâmetro de transição maior. No entanto, os valores limite listados na Tabela 3.2 são consideravelmente maiores do que os considerados típicos de escoamentos em microcanais.

Uma das principais deficiências dos critérios descritos acima é que eles são baseados na relação entre as forças de tensão superficial e de empuxo. Embora este critério seja uma boa representação para ebulição em piscina, em um canal vertical confinado, este critério não é capaz de calcular o tamanho real da bolha em uma situação de escoamento bifásico. Além da tensão superficial, o tamanho da bolha em um escoamento bifásico é dominado pela força de arrasto do líquido ao invés da força de empuxo. Lee e Mudawar (2009) desenvolveram uma definição alternativa da fronteira entre escoamentos em macro e micro-canais, que é desenvolvido incorporando o efeito da força de arrasto de líquido na determinação do tamanho da bolha. Igualando a força de arrasto que age sobre a bolha com a força de tensão superficial que mantém a bolha presa a parede temos a equação (3.8).

$$C_D \left( \frac{\pi d_b^2}{4} \right) \frac{1}{2} \rho_l U^2 \approx \pi d_b \sigma \quad (3.8)$$

Um canal tende a limitar o escoamento quando o diâmetro da bolha aproxima-se do diâmetro do canal. Portanto, o diâmetro do canal correspondente à transição de um escoamento em macro canal para um em micro canal, e pode ser determinada quando o critério da equação (3.9) é alcançado.

$$d_{tran} \leq d_b \quad (3.9)$$

Para baixos números de Reynolds,  $Re < 2300$ , o coeficiente de arrasto pode ser determinado a partir do modelo de Liao (2002), conforme equação (3.10).

$$C_D = \frac{24}{Re_{tran}} \left( 1 + \frac{3}{160} Re_{tran} \right) \quad (3.10)$$

E para elevados números de Reynolds,  $Re > 2300$ , temos que  $C_D = 0,38$ , sobre uma esfera, conforme Fox et al. (1998). Combinando as equações (3.10) e (3.8) para um escoamento laminar, e substituindo  $G = \rho_l U$ , temos o critério de transição entre um escoamento entre macro e micro canal definido pela equação (3.11).

$$d_{tran,lam} = \frac{160(\sigma\rho_l - 3\mu_l G)}{9G^2} \quad (3.11)$$

Fazendo o mesmo para escoamentos turbulentos tem-se:

$$d_{tran,turb} = \frac{8\sigma\rho_l}{0.38G^2} \quad (3.12)$$

A Tabela 3.3 mostra os valores calculados de  $d_{tran}$  para a água e R134a com base nas equações (3.11) e (3.12).

Tabela 3.3 - Propriedades dos Fluidos e diâmetros hidráulicos correspondente a transição de escoamentos de macro para micro escala 1 bar para água e 7 bar para R134a baseado nas equações (3.11) e (3.12).

Fluido	$p$ [kPa]	$T_{sat}$ [°C]	$\rho_l$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\sigma$ [mN/m]	$G$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$Re_{dtran}$ [-]	$d_{tran}$ ( $Co=0,5$ ) [mm]
					500	8412	2,76
Água	100	99,6	959	59,0	1000	4206	1,2
					2000	1723	0,243
					500	1707	1,48
R134a	700	26,7	1200	7,9	1000	827	0,77
					2000	387	0,08

Pode-se observar que estes valores são significativamente menores do que os apresentados na Tabela 3.2, e que são valores mais representativos daqueles considerados típicos de escoamentos em microescala utilizados em recentes estudos experimentais. A Tabela 3.3 mostra que também a

diminuição da tensão superficial e/ou aumento da velocidade mássica permite que micro-canais passem a se comportar como macrocanais e vice-versa.

### 3.2. Início da ebulição nucleada (ONB)

O processo de início da ebulição em um fluido em escoamento forçado no interior de um canal, ONB, é semelhante ao processo de nucleação heterogênea em sítios de nucleação, quando estes se tornam ativados, de forma que as bolhas de vapor geradas não se condensam, e permitam a formação de uma nova bolha após a partida da anterior, ou seja, quando então se estabelece um ciclo de bolhas para aquele sítio de nucleação. A principal diferença deste mecanismo para o processo de ebulição em piscina é que no escoamento forçado com ebulição a espessura da camada limite térmica pode ser assumida finita e estável.

Os critérios para o início ebulição nucleada em piscina e ebulição em escoamento no interior de canais de tamanho convencionais foram bem estabelecidos a partir do trabalho de Hsu (1962) e de Bergles e Rohsenow (1964), respectivamente. Bolhas de vapor são formadas nas cavidades ou defeitos que estão presentes na superfície aquecida. Quando uma bolha cobre a abertura de uma cavidade, o gradiente de temperatura do líquido na vizinhança da cavidade determina se o embrião de vapor vai crescer ainda mais e nuclear ou não. Como a pressão de equilíbrio dentro da bolha aumenta à medida que o diâmetro da bolha se reduz, um maior superaquecimento da parede é necessário para que cavidades ainda menores nucleiem.

Hsu (1962), e mais tarde outros investigadores, como por exemplo Kandlikar et al. (1997), desenvolveram modelos para a nucleação heterogênea ou o início da ebulição nucleada. Um breve resumo desses critérios e modelos de nucleação é apresentado a seguir. Hsu (1962) negligenciou os efeitos dinâmicos do crescimento da bolha e propôs um modelo baseado em considerações de equilíbrio antes da nucleação para determinar o perfil de temperatura na vizinhança da parede aquecida. Quando uma bolha de vapor atinge certo raio,  $r_b$ , e cobre a boca da cavidade, a diferença entre as pressões no interior da bolha e no líquido que a envolve externamente é igual a tensão superficial devido à tensão superficial, equação (3.13).

$$p_v - p_l = \frac{2\sigma}{r_b} \quad (3.13)$$

onde  $p_v$  é a pressão no interior da bolha,  $p_l$  é a pressão do líquido que cerca a bolha,  $\sigma$  é a tensão superficial, e  $r_b$  o raio da bolha. Além disso, o surgimento e o crescimento da bolha dependem da temperatura do líquido resfriado que se encontra na interface da bolha e que é inferior a temperatura de saturação correspondente à pressão de vapor dentro da bolha.

A temperatura do líquido adjacente à superfície da parede aquecida é obtida considerando um perfil de temperatura linear da camada de líquido. A espessura da camada de líquido  $\delta_T$  é obtida a partir da equação (3.14).

$$\delta_T = \frac{k_l}{h_l} \quad (3.14)$$

onde  $k_l$  é a condutividade térmica do líquido, e  $h_l$  é o coeficiente de transferência de calor do líquido antes da nucleação. Deve-se observar que a principal limitação no modelo de Hsu (1962) é evidenciada pela equação (3.14), que considera a difusão do calor o mecanismo determinante na camada limite.

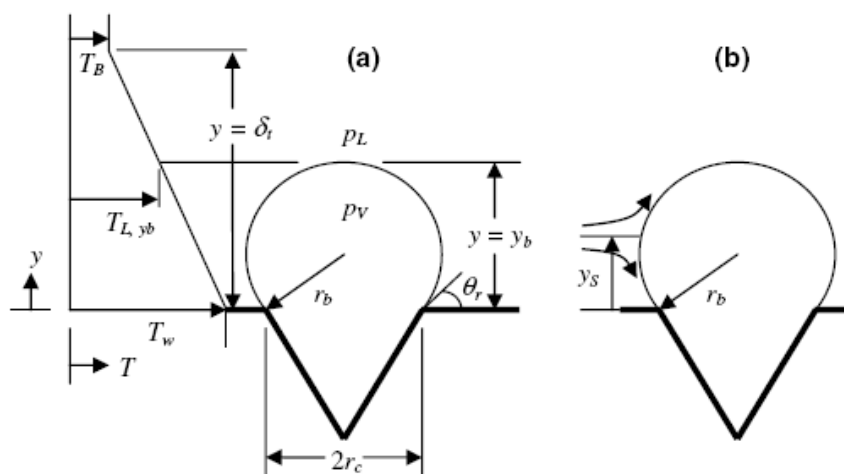


Figura 3.2 - (a) Perfil de temperatura e (b) região ao redor de uma bolha durante o processo de nucleação em um escoamento. (Kandlikar et al. (1997))

A Figura 3.2 nos mostra ao o esquema de equação (3.14) para a nucleação de uma bolha sobre uma cavidade e o perfil de temperatura da camada de líquido adjacente à superfície aquecida. Comparando a temperatura no topo da bolha com a temperatura do líquido onde  $y=y_b$ , temos o critério de nucleação. Diferentes investigadores utilizaram diferentes formatos de bolhas para esta condição, obtendo diferentes expressões.

Hsu (1962) utilizou um ângulo de contato de  $\theta_r=53,1^\circ$ , enquanto Bergles e Rohsenow (1964) usaram  $90^\circ$ , já Davis e Anderson (1966) mantiveram este ângulo como uma variável na sua expressão de determinação da faixa de raios de cavidade que satisfazem o critério de nucleação. Mais tarde, Kandlikar et al. (1997) simularam numericamente o escoamento do líquido ao redor de uma bolha nucleada em um minicanal e encontraram o local da linha de corrente, em  $y=y_s$ , como mostrado na Figura 3.2 (b). A localização da linha de corrente foi encontrada como sendo  $y_s=1,1r_b$ . E a partir desse resultado determinaram sua expressão para a faixa de raios de cavidade que satisfazem o critério de nucleação, conforme equação (3.14)

$$\{r_{crit,min}, r_{crit,max}\} = \frac{\delta_T \sin \theta_r}{2,2} \left( \frac{\Delta T_{sat}}{\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub}} \right) \left[ 1 \mp \sqrt{1 - \frac{8,8 \Delta T_{sat} \sigma (\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub})}{\rho_g i_{lv} \delta_T \Delta T_{sat}^2}} \right] \quad (3.15)$$

onde  $\rho_v$  é massa específica do vapor,  $\theta_r$  é o ângulo de contato,  $T$  é a temperatura e  $i_{lv}$  é o calor latente de vaporização. Todas as cavidades com raio entre  $r_{crit,min}$  e  $r_{crit,max}$  irão nuclear para um dado superaquecimento da parede  $\Delta T_{sat}$  e sub-resfriamento do líquido  $\Delta T_{sub}$ .

Uma série de estudos têm sido dirigidos para a compreensão do ONB, com a maioria considerando canais de tamanho convencional. A Tabela 3.4 resume alguns dos estudos analíticos e semi-analíticos encontrados na literatura que incluem informações sobre premissas-chave no desenvolvimento de modelos e correlações para a determinação do fluxo de calor para o início da ebulição nucleada. As correlações de Hsu (1962), Sato e Matsumura (1964), Bergles e Rohsenow (1964), Davis e Anderson (1966), Kandlikar et al. (1997) e Basu et al. (2002) apresentadas na Tabela 3.4 foram desenvolvidas para escoamentos sub-resfriados em macro canais, enquanto que Ghiaasiaan e Chedester (2002), Qu e Mudawar (2002), Li e Cheng (2004), Liu et al. (2005) e Qi et al. (2007b) para micro-canais. A maioria dos estudos sobre ONB, listados na Tabela 3.4, têm se baseado no critério superaquecimento mínimo de Hsu (1962). No entanto, o modelo de Hsu (1962) foi desenvolvido para ebulição em piscina e não incorpora as características de escoamentos de ebulição convectiva, especialmente a influência da vazão mássica, tanto na determinação da temperatura da parede como na do fluido. Nos primeiros modelos apresentados na Tabela 3.4, portanto, a transferência de calor por convecção ou foi ambigualmente incorporada ou é exigido procedimentos gráficos ou numéricos para derivar o critério de ONB.

Tabela 3.4 - Correlações da literatura para ONB para escoamentos sub-resfriados

Autores	Hipóteses chave	Desenvolvimento do Modelo	Correlação de ONB proposta
Hsu (1962)	- A bolha nucleada crescerá quando o critério de superaquecimento é satisfeito à distância de um diâmetro de bolha da parede. - Somente cavidades dentro de uma faixa de tamanho podem ser ativadas;	- Solução do problema da condução transiente; - ONB ocorre quando a temperatura transiente alcança o critério de superaquecimento.	$q''_{ONB} = \frac{k_l i_{lv} \rho_v (T_w - T_{sat})^2}{12,8 \sigma T_{sat}}$
Sato e Matsumura (1964)	- Bolhas esféricas nucleiam obtendo energia térmica do líquido da vizinhança.	- O raio de bolha crítico é determinado pela solução da espessura da camada de líquido superaquecido.	$q''_{ONB} = \frac{k_l i_{lv} \rho_v (T_w - T_{sat})^2}{8 \sigma T_{sat}}$
Bergles e Rohsenow (1964)	- Bolhas hemisféricas nuclearão quando o critério de superaquecimento é satisfeito, à distância de um raio de bolha da parede; - A temperatura do líquido próximo da parede é aproximada por uma relação linear (condução);	- ONB ocorre quando a temperatura do líquido é tangente à curva de superaquecimento.	$q''_{ONB} = 1082 p^{1,156} [1,8 (T_w - T_{sat})^{2,16/p^{0,0234}}]$
Davis e Anderson (1966)	- Bolhas hemisféricas nuclearão quando o critério de superaquecimento é satisfeito à distância de um raio de bolha da parede;	- Equações tangentes de Bergles e Rohsenow (1964) são solucionadas analiticamente.	$q''_{ONB} = \frac{k_l i_{lv} \rho_v (T_w - T_{sat})^2}{8(1 + \cos \theta) \sigma T_{sat}}$
Kandlikar et al. (1997)	- Temperatura do líquido no topo da bolha é igual ao ponto de estagnação na camada limite térmica;	- Local do ponto de estagnação foi calculado numericamente.	$q''_{ONB} = \frac{k_l i_{lv} \rho_v (T_w - T_{sat})^2}{9,2 \sigma T_{sat}}$
Celata et al. (1997)	- Ocorre ONB quando os dados experimentais divergem da predição teórica sobre um gráfico de pressão versus fluxo de calor;		$q''_{ONB} = 0,00195 (T_w - T_{sat})^2 \exp(0,023p)$
Basu et al. (2002)	- Tamanho das cavidades disponíveis é proporcional ao obtido do critério de superaquecimento;	- O fator de correção para o tamanho da cavidade é obtido experimentalmente; - Equação de superaquecimento é reescrita com tamanho da cavidade corrigida.	$(T_w - T_{sat}) = \frac{4 \sigma T_{sat}}{d_c i_{lv} \rho_v} \quad d_{crit} = F \left[ \frac{8 \sigma T_{sat} k_l}{i_{lv} \rho_v q''_w} \right]^{1/2}$ $F = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\pi \theta}{180} \right)^3 - 0,5 \left( \frac{\pi \theta}{180} \right) \right]$

Ghiaasiaan e Chedester (2002)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ONB ocorre quando forças termocapilares são equilibradas por forças de origem hidrodinâmica.</li> <li>- O fator de forma do ângulo de contato é dependente fortemente da magnitude relativa das duas forças de equilíbrio;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Método semi-empírico desenvolvido para calcular o fator de forma usando características de canais turbulentos e dados experimentais de início de ebulição nucleada;</li> </ul>	$q''_{ONB} = \frac{k_l i_{lv} \rho_v (T_w - T_{sat})^2}{C^* \sigma T_{sat}}$ $C^* = 22 \left( \frac{\sigma_l - \sigma_v}{\rho_l u_o R^*} \right)^{0,765} \quad R^* = \frac{2\sigma T_s k_l}{i_{lv} \rho_v q''_{ONB}}$
Qu e Mudawar (2002)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bolhas partem quando forças hidrodinâmicas superam a tensão superficial;</li> <li>- Bolhas crescerão quando a temperatura na sua extremidade exceder a temperatura de saturação;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Raio de partida da bolha obtido de um balanço de equilíbrio de forças;</li> <li>- A temperatura do fluido é calculada numericamente de um modelo 2-D, se a temperatura mais baixa na interface da bolha exceder a temperatura de saturação, o ONB ocorrerá;</li> </ul>	Um procedimento iterativo é proposto para calcular $q''_{ONB}$ .
Li e Cheng (2004)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bolhas crescerão quando a temperatura na sua extremidade exceder a temperatura de saturação;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A temperatura de nucleação do fluido obtido da teoria clássica de nucleação cinética, é usada no lugar da temperatura de saturação;</li> <li>- Efeito de gases dissolvidos incorporados no termo da pressão de vapor do modelo;</li> </ul>	
Liu et al. (2005)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Trataram a correlação de Davis e Anderson (1966) e fizeram uma modificação na equação de superaquecimento para derivar a equação de ONB.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Os efeitos de sub-resfriamento de entrada do fluido, as condições e geometria do contorno da parede do micro canal são incorporados ao modelo.</li> </ul>	$q''_{ONB} = \frac{k_l i_{lv} \rho_v}{2\sigma(1 + \cos \theta)} [T_w + T_{sat} - 2\sqrt{T_w T_{sat}}]$
Qi et al. (2007b)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ajustaram a correlação de Thom (1966) em função de seus dados experimentais para micro-canais;</li> <li>- Correlação de Thom (1966) desenvolvida para água;</li> </ul>		$q''_{ONB} = 1064(T_w - T_{sat})^2 \exp(2.26 \times 10^{-7} p)$

Tabela 3.5 - Exemplos de trabalhos de ONB em mini e micro canais disponíveis na literatura, Okawa (2012)

<b>Autores</b>	<b>Fluido</b>	<b>Geometria do canal</b>	<b>Método de determinação de ONB</b>	<b>Comentários</b>
Inasaka et al. (1989)	água	-canais circulares de <i>1,0 mm</i> de diâmetro	Variação da queda de pressão	- seus resultados experimentais apresentaram boa concordância com a correlação de Bergles e Rohsenow (1964).
Hapke et al. (2000)	água	-canais circulares de <i>1,5 mm</i> de diâmetro	Variação da temperatura da parede	- seus resultados experimentais foram subestimados pelas correlações de Bergles e Rohsenow (1964) e Sato e Matsumura (1964), particularmente, a elevados fluxos de calor.
Kennedy et al. (2000)	água	-canais circulares de <i>1,17 e 1,45 mm</i> de diâmetro	Variação do gradiente de pressão	- seus resultados experimentais foram subestimados pela correlação de Bergles e Rohsenow (1964). -Experimentos foram conduzidas a elevadas pressões, superiores a <i>1,0 MPa</i> .
Qu e Mudawar (2002)	água	- <i>21</i> canais paralelos de <i>0,231 mm</i> de largura por <i>0,712 mm</i> de altura.	Observações visuais	- um modelo mecanicista baseado em um critério de partida da bolha foi desenvolvido.
Lee et al. (2004)	água	- um único canal trapezoidal ( <i>0,103 mm</i> na base superior, <i>0,059 mm</i> na base inferior e <i>0,03 mm</i> na altura).	Observações visuais	- A rugosidade da superfície é informadas.
Liu et al. (2005)	água	<i>25</i> canais retangulares paralelos de <i>0,275 mm</i> de largura por <i>0,636 mm</i> de altura.	Observações visuais	- seu banco de dados experimentais foi superestimado pela correlação seguindo o tratamento de Davis e Anderson (1966);
Wu et al. (2006)	Água	- <i>8</i> canais trapezoidais paralelos ( <i>0,2 mm</i> na base superior, <i>0,136 mm</i> na base inferior e <i>0,049 mm</i> na altura;	Observações visuais	- Relações entre ONB e OFI foram investigadas;



Martin-Callizo et al. (2007)	R134a	- Canais circulares de <i>0,83, 1,22 e 1,70 mm</i> de diâmetro;	Variação da temperatura da parede	- Seus resultados experimentais de ONB foram subestimados pelas correlações de Bergles e Rohsenow (1964) e Sato e Matsumura (1964); - Significativos erros de temperatura de ONB foram reportados;
Qi et al. (2007b)	Nitrogênio líquido	- Canais circulares de <i>0,531, 0,834, 1,042 e 1,931 mm</i> de diâmetro.	Variação da temperatura da parede	- seu banco de dados experimental foi subestimado pela correlação de Thom (1966) e Liu et al. (2005).
Kuo e Peles (2008)	água	- Cinco canais retangulares paralelos de <i>0,2 mm</i> de largura por <i>0,253 mm</i> de altura.	Variação da temperatura da parede	- o fluxo de calor para ONB diminuiu para superfícies com cavidades artificiais.
Kuo e Peles (2009)	HFE7000	- Cinco canais retangulares paralelos de <i>0,2 mm</i> de largura por <i>0,250 mm</i> de altura.	Observações visuais	- o fluxo de calor para ONB diminuiu para superfícies com cavidades artificiais.
Lee et al. (2011)	água	- único canal retangular ( <i>0,1 x 0,1 mm</i> e <i>0,1 x 0,048 mm</i> ).	Observações visuais	- uma simples cavidade artificial de forma cilíndrica com entrada cônica foi utilizada para nucleação.

### 3.2.1. ONB em mini e micro-canais

Não há, aparentemente, muitos estudos experimentais que tratam do problema de início da ebulição, ONB, em micro-canais com rígidas condições de entrada, sem grandes instabilidades. Observações visuais da fenomenologia de escoamento forçado com ONB com condições de entrada constantes e confiáveis ainda não foram reportados. No entanto, alguns dos experimentos que visam à medição das condições que conduzem a este fenômeno em mini canais foram realizados por alguns pesquisadores, incluindo Inasaka et al. (1989), Kennedy et al. (2000) e Hapke et al. (2000). A tendência dos resultados desses experimentos sugere que a fenomenologia básica de ONB, pode ser similar ao descrito para macrocanais. Algumas diferenças podem ser esperadas no que diz respeito aos detalhes de nucleação das bolhas e ebulição entre micro-canais e macro canais. A primeira causa dessa diferença é que os gradientes de temperatura e velocidade na vizinhança das cavidades na parede são muito maiores em micro-canais. Como resultado do elevados gradientes de velocidade e temperatura, a magnitude relativa das forças que atuam sobre as bolhas em micro-canais é diferente das que atuam em macrocanais. Logo, algumas mudanças nas correlações que são usadas para canais convencionais devem acontecer.

Okawa (2012) realizou um extenso estudo de revisão bibliográfica sobre ONB em micro-canais. O autor resume os estudos sobre as condições térmica e hidráulica em que o início da ebulição nucleada (ONB) ocorre em escoamentos sub-resfriados. Correlações disponíveis e os dados experimentais mostram que o ONB tende a ser adiado em mini e micro-canais, ou seja, um maior superaquecimento da parede é necessário para início da nucleação. Ele ainda indica que o comportamento de ONB em mini e micro-canais podem ser significativamente diferentes de canais de tamanho convencional podendo ter um maior impacto no desempenho do sistema. A Tabela 3.5 desenvolvida por Okawa (2012) resume as principais características e comportamentos de trabalhos de ONB em micro-canais. Com base no seu estudo, o autor concluiu que as correlações de ONB desenvolvidas no geral indicam que as condições termo hidráulicas na determinação de ONB são significativamente dependentes das propriedades de superfície, tais como a distribuição e o tamanho das cavidades e do ângulo de contato. O atraso da ocorrência de ONB frequentemente observada em mini e micro-canais pode ser parcialmente atribuído a um número relativamente pequeno de cavidades disponíveis sobre uma superfície aquecida. Contudo, pode haver outros fatores adicionais que influenciam a condição ONB em micro-canais.

Hapke et al. (2000) descobriram que o aquecimento da superfície da parede necessário para início da ebulição, ONB, em micro canais é maior do que em canais convencionais.

Baseados nos dados experimentais de Inasaka et al. (1989) e Kennedy et al. (2000), Ghiaasiaan e Chedester (2002) empiricamente modificaram a correlação de ONB de Davis e Anderson (1966) adicionando o efeito da força termo capilar. Seus resultados com tubos de

diâmetros na faixa de 0,1 a 1,0 mm mostram que o fluxo de calor de ONB nos seus testes foi superior à previsão de correlações de ONB para canais convencionais.

A revisão da literatura mostra que a termo-hidráulica para determinação de ONB em micro-canais tem atraído um crescente interesse nos últimos anos. Embora o problema de ONB, em canais convencionais, sob condições estáticas, tenha sido estudado extensivamente, o mesmo não se verifica no caso de escoamentos com ebulição em micro-canais, em condições estáveis de entrada.

### 3.3. Fração de vazio

A fração de vazio,  $\alpha$ , é um parâmetro importante para caracterizar escoamentos bifásicos, indispensável na modelagem de escoamentos na configuração anular, configuração típica do regime de ebulição convectiva em microcanais, bem como em canais convencionais. Ela é um valor físico chave para determinar vários outros importantes parâmetros, tais como a massa específica e a viscosidade representativa de um “pseudo fluido” em escoamento bifásico, para obter a velocidade média relativa entre as fases. É de fundamental importância em modelos para predição das transições de regime de escoamento, transferência de calor e queda de pressão. A fração de vazio pode ser definida como sendo a razão entre a área da seção transversal ocupada pelo vapor ou gás dividida pela área total da seção transversal do canal.

Diversas correlações e modelos têm sido propostos para a determinação deste parâmetro, os quais normalmente são função do título de vapor e de propriedades dos fluidos. Butterworth (1975) apresentou uma correlação geral válida para várias correlações de fração de vazio encontradas na literatura, que é apresentada na equação (3.16). Esse fator influencia tanto o regime de escoamento, quanto, conseqüentemente, a transferência de calor e queda de pressão.

$$\alpha = \left[ 1 + B1 \left( \frac{1 - x_v}{x_v} \right)^{B2} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{B3} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{B4} \right]^{-1} \quad (3.16)$$

os valores de B1, B2, B3 e B4 são fornecidos na Tabela 3.6 para diferentes modelos e correlações.

Tabela 3.6 - Coeficientes para a correlação de Butterworth (1975), (Collier e Thome (1996))

<b>Modelo ou Correlação</b>	<b>B1</b>	<b>B2</b>	<b>B3</b>	<b>B4</b>
Modelo Homogêneo	1	1	1	0
Lockhart e Martinelli (1949)	0,28	0,64	0,36	0,07
Modelo de Zivi	1	1	0,671	0
Baroczy (1965)	1	0,74	0,65	0,13
Correlação de Thome	1	1	0,89	0,18
Modelo de Turner-Wallis	1	0,72	0,4	0,08

Segundo Thome (2004c), formulações para a predição da fração de vazio desenvolvidas para canais convencionais podem ser aplicadas para formulações em micro-canais, para os mesmos regimes de escoamento para os quais os modelos foram desenvolvidos.

### 3.4. Padrões de escoamento

A distribuição das fases líquida e gasosa de um escoamento bifásico no interior de um canal é um importante aspecto para a caracterização do padrão do escoamento. Nos escoamentos bifásicos com mudança de fase, como por exemplo, na ebulição convectiva em micro-canais, a determinação do padrão do escoamento é muito importante para a compreensão dos fenômenos de transferência de calor e queda de pressão. Situação análoga ao que ocorre em escoamentos monofásicos, onde podemos caracterizar diferentes regimes de escoamento, como laminar, de transição e turbulento, o mesmo ocorre nos escoamentos bifásicos (Collier e Thome (1996)).

Diferentes padrões de escoamento podem ser observados em escoamentos bifásicos, dependendo da fração de vazio, da geometria do canal, das propriedades do fluido, do título de vapor e da velocidade mássica do escoamento. Outros fatores importantes que também influenciam na determinação do padrão de escoamentos bifásicos são, por exemplo: orientação do canal em relação à ao vetor aceleração da gravidade (escoamento horizontal, vertical, inclinado); a presença de transferência de calor (adiabático/diabático); a intensidade da força gravitacional (escoamentos sob gravidade zero).

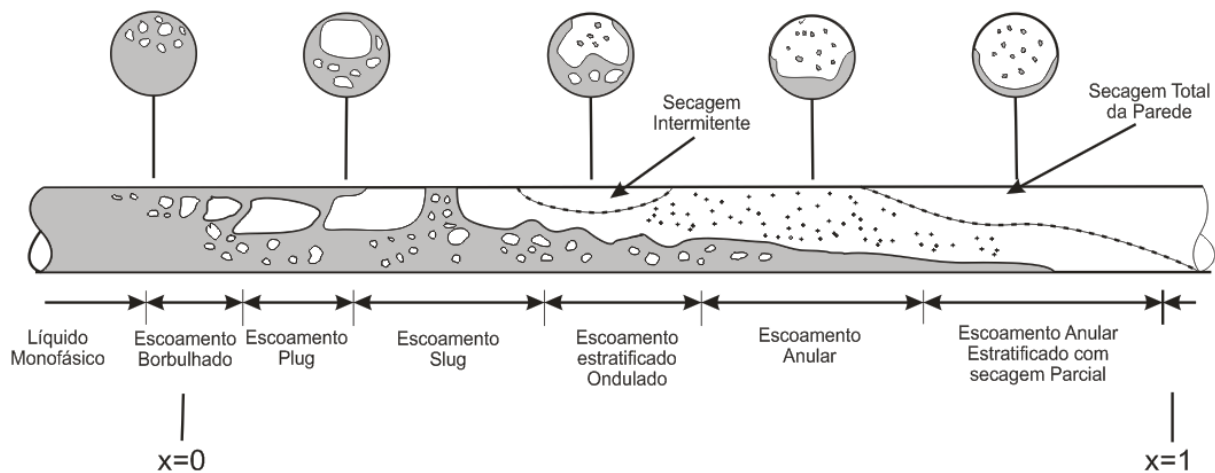


Figura 3.3 - Padrões de escoamentos bifásicos no interior de um canal convencional horizontal, Collier e Thome (1996).

É interessante observar que no interior de um mesmo canal de um evaporador, podemos encontrar a presença de diferentes padrões de escoamento à medida que se distancia da entrada do canal aquecido, como apresentado na Figura 3.3.

Padrões de escoamento similares aos apresentados na Figura 3.3 podem ser encontrados também em escoamentos adiabáticos, entretanto, com o fornecimento de calor ao fluido em um escoamento, ocorre o aumento do título de vapor à medida que a fase líquida se evapora ao longo do comprimento do canal, enquanto que em um escoamento bifásico adiabático o título de vapor permanece quase que constante ao longo de todo o escoamento. Quando comparados os escoamentos verticais em canais convencionais aos escoamento bifásicos horizontais nota-se a diferença entre os padrões de escoamento devido ao efeito da aceleração da gravidade, que tende a causar a estratificação das fases.

### 3.4.1. Padrões de escoamento encontrados em micro-canais

Revellin e Thome (2007b) observaram utilizando a técnica de filmagem com câmera de alta velocidade escoamentos bifásicos no interior de micro-canais encontraram sete diferentes configurações típicas da interface líquido-vapor, incluindo as transições entre os diferentes regimes e que os autores classificam em três regimes principais: borbulhado; intermitente e anular. Os três regimes de escoamento em microescala incluindo suas transições são descritos e classificados na Figura 3.4.

- Escoamento Borbulhado - A fase de vapor está distribuída em discretas bolhas na fase contínua de líquido e as bolhas são menores em comprimento do que o diâmetro do tubo. Este regime é tipicamente encontrado em configurações de alta velocidade mássica e baixo título de vapor. Na Figura 3.4 (a) é mostrada uma imagem típica deste regime de escoamento, enquanto na Figura 3.4 (b) é apresentada a transição deste regime para o regime do tipo “slug”.
- Escoamento Intermitente ( “*Slug*” Agitado/ “*plug*” - Pistonado) – Este regime caracteriza-se pela presença de bolhas de vapor alongadas, Figura 3.4 (c). Finas películas de líquido separam a bolha da parede e também bolhas subsequentes. Quando a frente da bolha apresenta formato arredondado, o escoamento é chamado de pistonado (“*plug flow*”). Quando as longas bolhas são deformadas e não apresentam arredondamento na sua parte frontal, o padrão é também chamado de agitado (“*slug flow*”). Na Figura 3.4 (c) é apresentada a transição deste regime de escoamento para semi-anular.
- Escoamento anular- neste regime de escoamento a quantidade de vapor é grande (alto título de vapor) e os “*slugs*” de líquido são inexistentes. Entretanto, há a formação de um filme de líquido na parede do tubo com um núcleo central de vapor contínuo. Ele é separado por zonas agitadas de líquido devido à deformação da extremidade frontal e traseira das bolhas alongadas e da sua coalescência. Limites dessa transição são o fim do escoamento

“slug”/anular e o início do escoamento anular. Caso haja a ocorrência de névoa misturada ao vapor, esse escoamento é denominado anular misto.

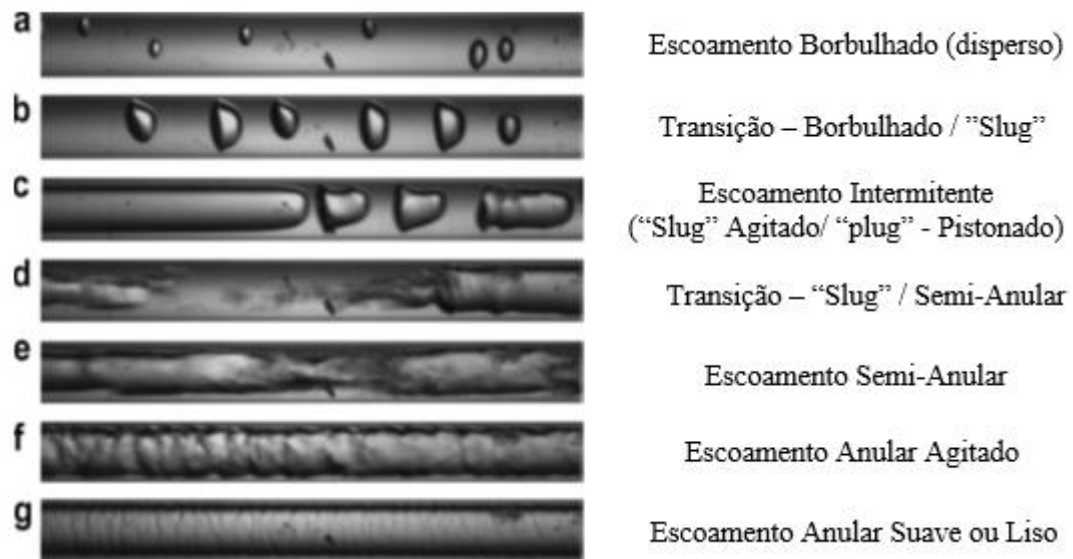


Figura 3.4 – Padrões de escoamento e transições do escoamento bifásico do R245fa no interior de um tubo horizontal com  $d=0,5\text{ mm}$ ,  $L=70,70\text{ mm}$ ,  $G=500\text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $T_{sat}=35\text{ }^\circ\text{C}$ . (a) Escoamento borbulhado a  $x_v=3.8\%$  (b) Transição escoamento borbulhado/slug a  $x_v=4\%$ ; (c) Escoamento intermitente Slug a  $x_v=4.3\%$ ; (d) Transição escoamento Slug/semi-anular a  $x_v=7.6\%$ ; (e) Escoamento semi-anular a  $x_v=15\%$ ; (f) Escoamento anular agitado a  $x_v=23\%$ ; (g) Escoamento Anular Suave ou Liso a  $x_v=23\%$ . (Revellin e Thome (2007b)).

Kandlikar (2002) segue a idéia de Cornwell e Kew (1993) e também classifica os regimes de escoamentos bifásicos em micro-canais somente em três tipos diferentes: bolhas isoladas; bolhas confinadas e escoamento anular ou intermitente (“slug”) conforme pode ser observado na Figura 3.5.

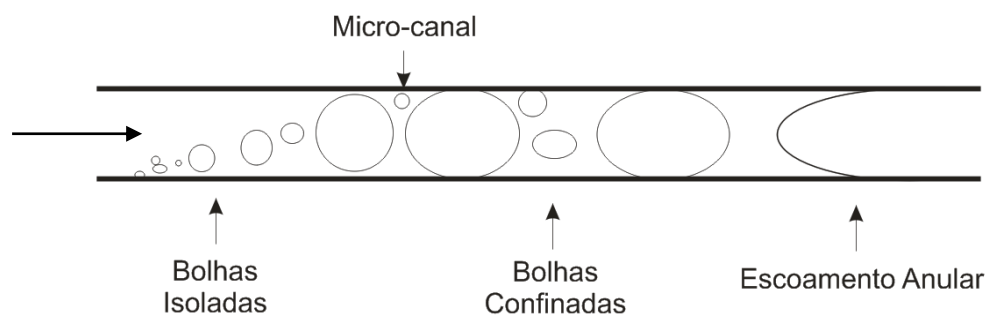


Figura 3.5 - Regimes de escoamentos observados por Cornwell e Kew (1993)

### 3.4.2. Mapas de Padrões de Escoamento

Mapas de regime de escoamento são normalmente utilizados para se determinar os padrões de escoamento que existem sob diferentes condições de operação, bem como as condições para as transições entre eles. Tais mapas são essenciais no desenvolvimento de alguns modelos para a predição do coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão de escoamentos bifásicos baseados em regime de escoamento. As coordenadas utilizadas para plotar tais mapas de regimes de escoamento podem ser as velocidades de fase superficiais ou parâmetros derivados contendo estas velocidades, no entanto, os efeitos de parâmetros importantes, tais como o tamanho do canal não são representados em vários desses mapas. Esses mapas podem ser desenvolvidos baseados em mecanismos físicos e, ou empiricamente. Existem mapas para escoamentos bifásicos, em canais convencionais, desde a década de cinquenta. Todavia, em micro-canais, poucos foram desenvolvidos, tampouco para ebulição em canais com pequenos diâmetros. As principais discordâncias desses mapas desenvolvidos para canais convencionais quando testados com dados empíricos para microcanais estão nos deslocamentos das linhas de transição entre os padrões de escoamento, conforme observado por Goss Jr (2011).

A maioria dos mapas padrões de escoamento encontrados na literatura referem-se a escoamentos adiabáticos, devido a menor complexidade das bancadas para estudo de escoamentos adiabáticos do que aqueles com escoamento sujeito à mudança de fase. Nesses casos, os fluidos, ar-água, nitrogênio-água e ar-óleos são os mais utilizados.

A Figura 3.6 apresenta um mapa de padrões para a predição de escoamentos adiabáticos em canais com pequenos diâmetros desenvolvido por Felcar et al. (2007). Seguindo a forma clássica, o mapa de padrões de escoamentos foi construído em função das velocidades superficiais do líquido ( $j_l$ ) e do gás ( $j_v$ ). A velocidade superficial, ou fluxo volumétrico, representa a velocidade média que a fase exibiria se escoasse sozinha no canal, Carey (1992) e Rosa (2012). O modelo em questão foi baseado no mapa de Taitel e Dukler (1976), o qual foi desenvolvido para canais convencionais. O trabalho levou em conta o efeito da tensão superficial nas linhas de transição do modelo base, através da inclusão dos números de Weber e Eötvos. Segundo os autores, o método utilizado funciona bem para escoamentos no interior de canais com diâmetro hidráulico na faixa de  $1 < d_h < 5 \text{ mm}$ .

Esses escoamentos, sem transferência de calor, simulam escoamentos em condensação e ebulição, devido à simplificação experimental. Todavia, a extrapolação desses resultados para escoamentos em ebulição não são muito apropriados, devido às diferentes propriedades dos fluidos envolvidos, como por exemplo, a razão entre as massas específicas das fases líquida e gasosa, que causa velocidades muito maiores para escoamentos com ar do que com vapor de fluidos refrigerantes.

Um certo número de estudos, nos últimos anos têm tentado compreender melhor os padrões de fluxo durante a ebulição em microcanais utilizando diferentes fluidos de trabalho (Garimella e Sobhan (2003), Sobhan e Garimella (2001) e Bertsch et al. (2008)). Vários estudos sistemáticos sobre os efeitos do tamanho do canal e os vários tipos de escoamento bifásico e os respectivos mapas padrões têm sido propostos. O primeiro mapa foi o de Suo e Griffith (1963), que propôs algumas correlações simples para os limites de transição com base em suas observações, utilizando canais de  $1,03$  e  $1,60$  mm de diâmetro e classificou os regimes de escoamento como: borbulhante/intermitente (“slug”); intermitente (“slug”) e anular. O estudo abrangeu os fluidos heptano e água, como a fase líquida e hélio e nitrogênio como fase gasosa.

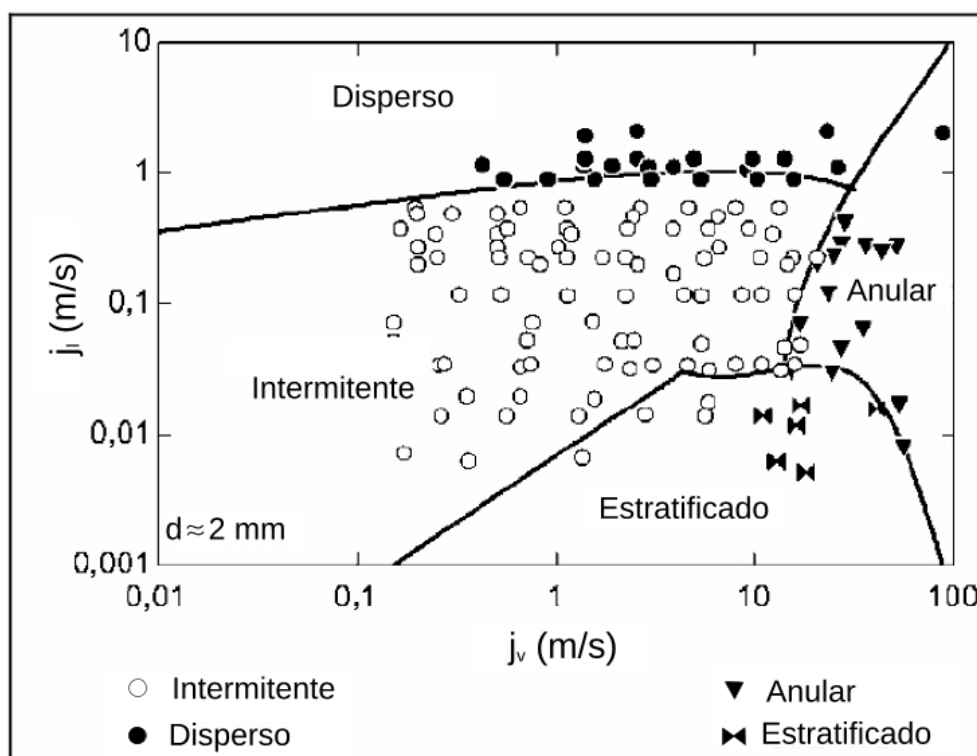


Figura 3.6 - Mapa de escoamentos padrão de Felcar et al. (2007) desenvolvido para escoamentos adiabáticos em canais de pequeno diâmetro ( $1 < d_h < 5$  mm).

Triplett et al. (1999) propôs um mapa gráfico em termos da velocidade superficial do líquido versus a velocidade superficial do vapor, como mostrado na Figura 3.7, com base em observações de padrões de escoamentos determinados à partir de escoamentos bifásicos em canais de vidro com diâmetro de  $1,1$  mm, utilizando ar e água como fluido de trabalho. Também são plotados no mesmo mapa as linhas de transição de regime de escoamento determinadas experimentalmente para a ebulição do R134a construídas por Revellin et al. (2006). Esta comparação ilustra uma diferença significativa entre as linhas de transição, causadas pela grande diferença nas propriedades físicas do ar-água em comparação com o R134a. Portanto, isso aponta para a necessidade de métodos de previsão de transição que incorporem as propriedades das fases



líquida e gasosa, a fim de generalizar o emprego dos mapas de padrões de escoamento para além do fluido original.

Coleman e Garimella (1999) e Garimella et al. (2002) também propuseram mapas de padrões de escoamento baseados em extensas observações dos escoamentos de ar-água e os escoamentos em condensação do R134a em canais de seções transversais circulares e não circulares. Eles também propuseram expressões empíricas para algumas destas transições. Yang e Shieh (2001) também propuseram um mapa padrão de escoamento em função das velocidades superficiais do líquido e do vapor a partir de observações feitas em um canal de  $2,0\text{ mm}$  de diâmetro. Eles observaram que as linhas de transição foram bastante diferentes para os escoamentos de ar-água em comparação com os escoamentos de R134a

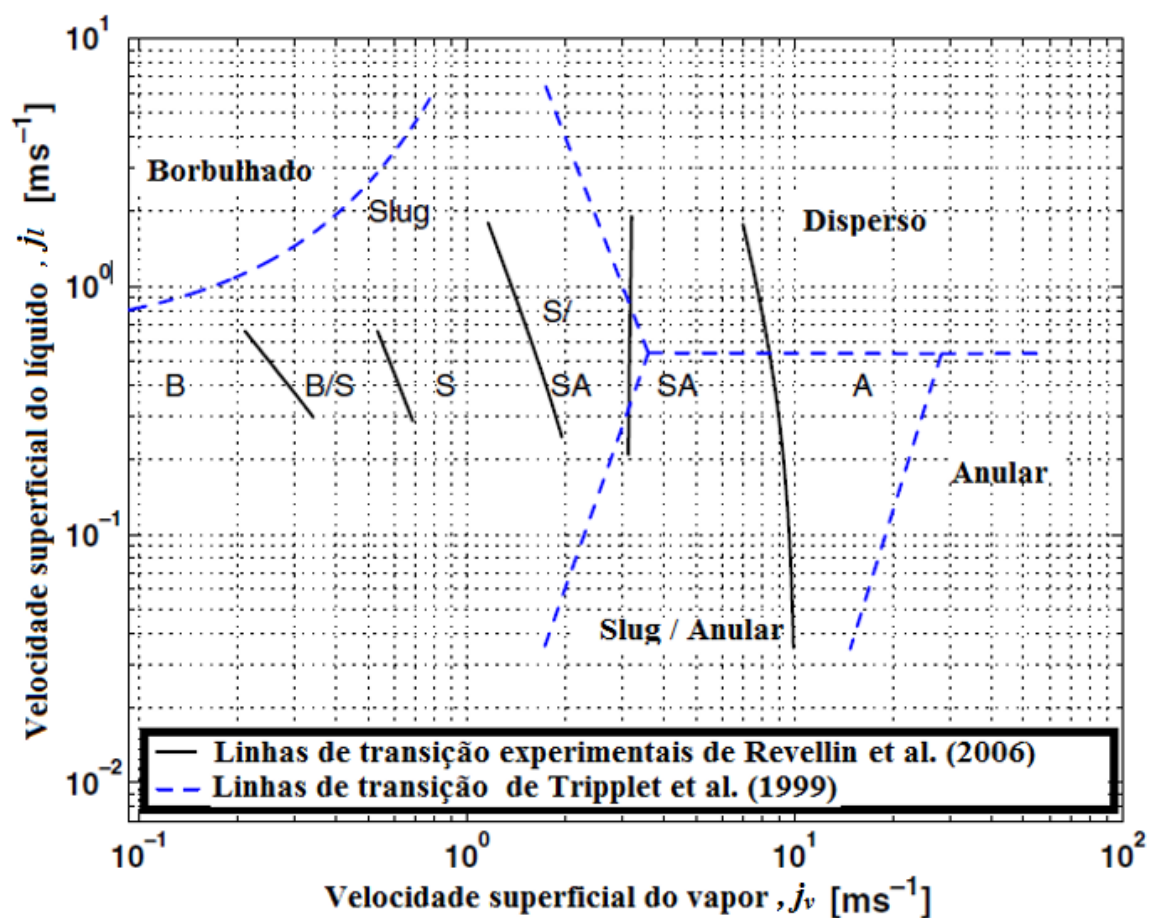


Figura 3.7 - Comparação entre as linhas de transição de Revellin et al. (2006) para  $d=0,5\text{ mm}$ ,  $L=70,70\text{ mm}$ ,  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{sub}=3^{\circ}\text{C}$  com o mapa padrão de Triplet et al. (1999) disponível para o escoamento de ar e água em um tubo de  $1,1\text{ mm}$  de diâmetro. (B=borbulhante, B/S=borbulhante/slug, S/SA=slug/semi-anular, SA=semi-anular, A=anular).

Akbar et al. (2003) propuseram um mapa de padrões de escoamento baseado em todas as observações de escoamentos ar-água disponíveis na literatura para canais circulares e não circulares com diâmetro hidráulico inferior ou igual a  $1,0\text{ mm}$ . Seus limites de transição foram desenvolvidos

e plotados em um mapa log-log , tendo como variáveis os números de Weber superficiais do vapor,  $We_{sg}$  e do líquido  $We_{sl}$ . Para a região dominada pela tensão superficial (escoamento borbulhado, intermitente slug e plug), seus limites de transição são determinados em função dos números de Weber superficiais do líquidos e vapor, e definidos pelas equações (3.17) .

$$\begin{aligned} We_{sl} &= \frac{\rho_l j_l^2 d_i}{\sigma} \quad , \quad We_{sg} = \frac{\rho_v j_v^2 d_i}{\sigma} \\ We_{sg} &\leq 0,11 We_{sl}^{0,315} \quad (\text{para } We_{sl} \leq 3) \\ We_{sg} &\leq 1 \quad (\text{para } We_{sl} \geq 3) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Assim, em todas as condições para as quais  $We_{sg}$  está abaixo deste limite, o escoamento está na zona dominada pela tensão superficial. A zona definida pelo autor onde as forças de inércia foram dominantes (zona de escoamento anular), é delimitada pelas linhas de transição definidas pela equação (3.18).

$$We_{sg} \geq 11 We_{sl}^{0,14} \quad e \quad (We_{sl} \leq 3) \quad (3.18)$$

Assim, em todas as condições acima e à esquerda deste limite, o regime de escoamento será caracterizado como anular. A linha de transição da região no mapa onde as forças de inércia são dominantes (escoamento disperso) é delimitada pela equação (3.19).

$$We_{sl} > 3,0 \quad e \quad (We_{sg} > 1,0) \quad (3.19)$$

Portanto, em todas as condições acima enunciadas à direita da fronteira, o escoamento está na região de escoamento disperso. A região de transição posicionada abaixo da região anular e acima da região de tensão superficial dominante é dada pela equação (3.20).

$$0,11 We_{sl}^{0,315} < We_{sg} < 11,0 We_{sg}^{0,14} \quad e \quad (We_{sl} \leq 3) \quad (3.20)$$

A Figura 3.8 mostra um diagrama do mapa padrão de escoamento de Akbar et al. (2003) construído a partir das equações acima apresentadas. De acordo com Chen et al. (2006) este mapa funcionou muito bem para escoamentos ar-água com canais de diâmetro próximos a  $1,0 \text{ mm}$  quando comparado a padrões de escoamentos tomados de quatro estudos independentes. Além disso, com base em sua análise, os números de Weber superficiais do líquido e do vapor funcionaram muito bem para distinguir as transições entre os padrões de escoamento em microcanais. No entanto, eles descobriram que o mapa de Akbar et al. (2003) não prediz muito bem os regimes de escoamento para o R134a em tubos verticais de pequeno diâmetro ( $1,10$ ;  $2,01$ ;  $2,88$  e  $4,26 \text{ mm}$ ), talvez porque este mapa é sugerido pelo autor para ser utilizado apenas quando o número Bond é inferior a  $0,3$ , o que corresponde a um diâmetro do canal de cerca de  $0,25 \text{ mm}$  a  $6 \text{ bar}$  para o R134a.

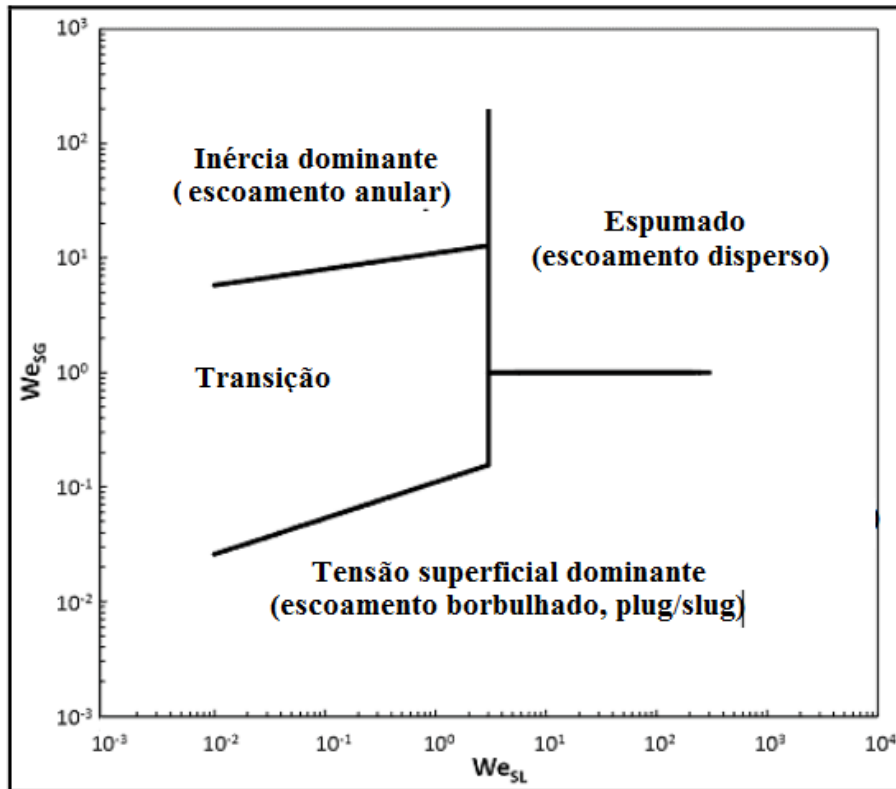


Figura 3.8 – Mapa de escoamentos padrão de Akbar et al. (2003)

Revellin e Thome (2007a) utilizaram dados de regime de escoamento, os dados de frequência de bolhas e a correlação de fluxo crítico de calor, CHF, de Wojtan et al. (2006) para a produção de um novo modelo de mapa de regime de escoamento diabático com mudança de fase. O mapa classifica estes regimes de escoamento com mudança de fase, como segue:

- Regime de bolha Isolado (*BI*) - refere-se ao escoamento borbulhado (definidos como tendo bolhas menores do que o diâmetro do canal), slug (definida como bolhas maiores do que o diâmetro do canal) e uma mistura dos dois anteriores (exibindo bolhas alongadas e curtas, onde a frequência de bolhas aumenta com o aumento do fluxo de calor);
- Regime de bolha coalescida (*BC*) - refere-se a escoamentos inermittentes do tipo slug e churn (estes últimos são bolhas alongadas seguidas de golfadas de líquido gaseificados), podendo existir ainda algumas bolhas curtas, onde a frequência das bolhas diminui com o aumento do fluxo de calor e do título de vapor, portanto a uma velocidade mássica constante;
- Regime de escoamento anular (*A*) - refere-se a ambos os escoamentos anulares: anular liso, sem ondas interfaciais e anular ondulado onde as ondas interfaciais são muito evidentes, conforme ilustrados na Figura 3.4.
- Regime de secagem (*S*) - refere-se à região de pós secagem, ou seja depois de ocorrer a secagem total ou parcial das paredes internas do canal. Vale ressaltar que

a sigla DHF, fluxo de calor de secagem é adotada para a condição de elevados títulos de vapor, enquanto que a sigla CHF, fluxo de calor crítico, refere-se a situação para condições de secagem da parede a baixos títulos ou títulos negativos de vapor.

A Figura 3.9 mostra uma simulação do mapa regimes de escoamento diabático para o R134a, de Revellin e Thome (2007a), em que as linhas de transição previstas são bastante influenciadas pelo diâmetro do microcanal. No caso da transição do regime anular para o de secagem observa-se a forte influência do diâmetro sobre o valor do título de vapor no qual se prevê a secagem da parede do canal, principalmente para velocidades mássicas superiores a  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . As equações (3.21), (3.25) e (3.27) que são apresentadas a seguir representam as linhas de transição do mapa padrão de escoamento de Revellin e Thome (2007a).

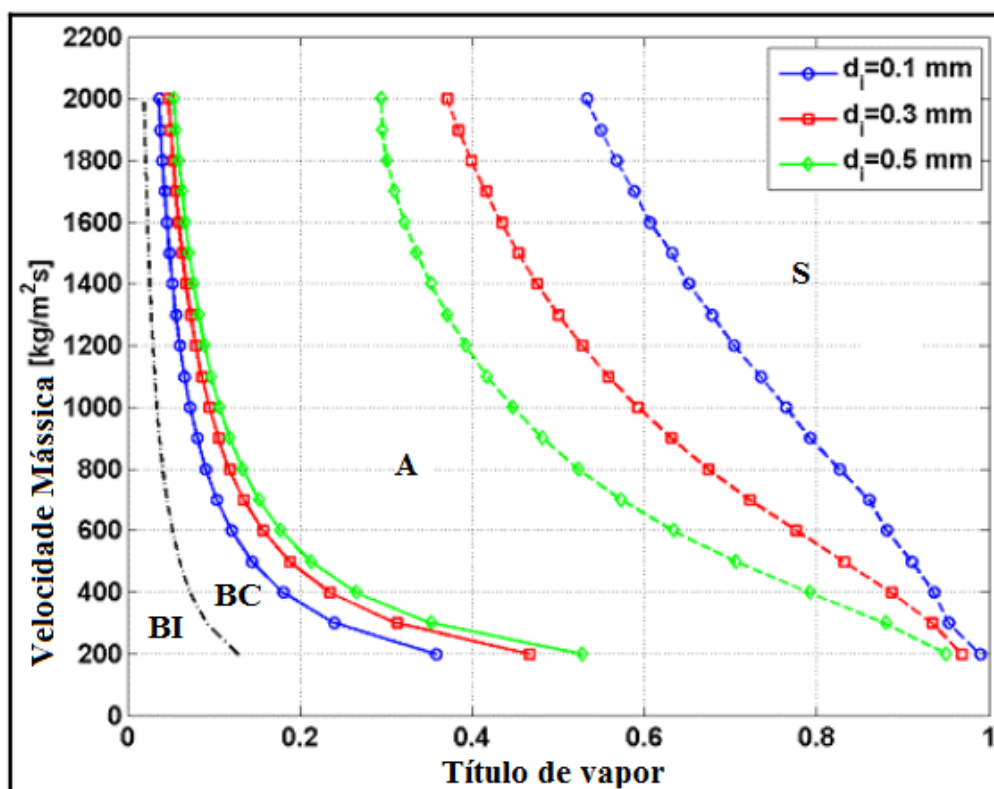


Figura 3.9 - Mapa padrão de escoamento diabático de Revellin e Thome (2007a) simulado para o R134a, a  $30^\circ\text{C}$ . para um canal horizontal uniformemente aquecido adotando-se três distintos diâmetros ( $q''=60 \text{ kW/m}^2$ , sem subresfriamento na entrada, para um comprimento de aquecimento de  $20 \text{ mm}$ ) (BI: regime de bolha isolada; BC: regime bolha confinada, A: regime anular, S: regime de secagem).

Para prever o pico local na frequência de bolhas durante a transição de BI/BC, diferentes combinações de números adimensionais foram examinadas, mas apenas o número de Boiling,  $Bo$ , o número de Reynolds líquido,  $Re_l$ , e o número de Weber para a fase de vapor,  $We_v$ , apresentaram influência significativa sobre a localização do pico de frequência de bolhas. Usando um método dos

mínimos quadrados para determinar os coeficientes empíricos, a correlação resultante que prevê a localização da transição é dada pela equação (3.21).

$$x_{v,BI/BC} = 0,763 \left( \frac{Re_l Bo}{We_v} \right)^{0,41} = 0,763 \left( \frac{q'' \rho_v \sigma}{\mu_l i_{lv} G^2} \right)^{0,41} \quad (3.21)$$

Como pode ser visto, este limite não é uma função do diâmetro do canal, provavelmente devido à gama limitada de diâmetros de canais utilizados nos seus experimentos (0,509 e 0,790 mm), mas é uma função do fluxo de calor. O número de Reynolds do líquido, o número de ebulição e o número de Weber do vapor, são definidos respectivamente pelas equações (3.22), (3.23) e (3.24).

$$Re_l = \frac{G d_h}{\mu_l} \quad (3.22)$$

$$Bo = \frac{q''}{G i_{lv}} \quad (3.23)$$

$$We_v = \left( \frac{G^2 d_h}{\sigma \rho_v} \right) \quad (3.24)$$

Assim, uma vez que o fluido é definido em conjunto com a sua temperatura de saturação e o fluxo de calor aplicado, a curva de transição é somente inversamente proporcional a velocidade mássica.

A transição entre os regimes de bolhas coalescida e anular, representado na Figura 3.9 por *BC/A*, ocorre a um certo título de vapor no qual a frequência de bolha é zero, ou seja, é o fim da presença de slug de líquido e bolhas de vapor. Apenas o número de Reynolds líquido,  $Re_l$ , e o número de Weber líquido,  $We_l$ , revelaram ter uma influência sobre a transição entre estes dois regimes a partir de um estudo paramétrico. A correlação de transição resultante entre *BC/A* é dada pela equação (3.25).

$$x_{v,BC/A} = 0,00014 Re_l^{1,47} We_l^{-1,23} \quad (3.25)$$

O número de Weber de líquido,  $We_l$ , é definido pela equação (3.26).

$$We_l = \left( \frac{G^2 d_h}{\sigma \rho_l} \right) \quad (3.26)$$

Assim, novamente para um certo fluido escolhido, e uma temperatura de saturação e diâmetro predeterminados, a curva de transição entre os regimes *BC/A* é determinada como sendo função da variação da velocidade mássica de entrada. Como pode ser observado na simulação para o R134a, Figura 3.9, a linha de transição entre *BC/A* move-se para a esquerda, menores títulos de vapor, com a diminuição do diâmetro do canal.

Para completar o modelo de Revellin e Thome (2007a), a expressão que representa a transição entre os regimes anular e início da secagem, representada por  $A/S$  na Figura 3.9, é determinada pela combinação da correlação de DHF, observando que os autores utilizam a expressão CHF, e da expressão do título de vapor crítico de Wojtan et al. (2006), resultando na equação (3.27).

$$x_{v,crit} = 1,748 \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,073} \left( \frac{\rho_l^{0,24} \sigma^{0,24}}{G^{0,48}} \right) \left( \frac{1}{d_h^{0,28}} \right) L_H^{0,04} \quad (3.27)$$

A equação (3.27) mostra que o título de vapor crítico é uma função das propriedades físicas do fluido, da velocidade mássica e do diâmetro do canal, embora seja uma função muito fraca do comprimento aquecido e independe do fluxo de calor imposto. Como pode ser observado na simulação para o R134a, esta linha de transição entre os regimes  $A/S$  move-se para baixos títulos de vapor conforme a velocidade mássica é aumentada. Além disso, as linhas de transição movem-se para títulos de vapor superiores conforme o diâmetro do canal é diminuído.

A base de dados utilizada no desenvolvimento deste mapa de regimes de escoamento cobre: dois fluidos de trabalho, R134a e R245fa; dois diâmetros,  $0,509$  e  $0,790$  mm; comprimentos de canal aquecido de  $20$  a  $70$  mm, velocidades mássicas de  $210$  a  $2094$  kg/m<sup>2</sup>s (sempre em condições estáveis de velocidade mássica), fluxos de calor uniforme de  $3,1$  a  $597$  kW/m<sup>2</sup> em suas temperaturas de micro-evaporador e saturação de  $26$  a  $35$  °C (pressões de saturação entre  $2,1$  a  $8,9$  bar). As faixas cobertas pelos números adimensionais foram os seguintes:  $0,00003 \leq Bo \leq 0,00632$ ;  $640 \leq Re_l \leq 8855$ ;  $125 \leq We_v \leq 12525$  e  $4 \leq We_l \leq 34970$ .

### 3.5. Queda de pressão

É de fundamental importância a determinação da queda de pressão em micro evaporadores, em razão de dois motivos principais. O primeiro motivo reflete sobre o projeto do trocador de calor. Pois, quanto maior a queda de pressão, maior será a necessidade da capacidade de bombeamento do sistema. O segundo motivo reflete sobre a transferência de calor do sistema bifásico. Pois o coeficiente de transferência de calor local depende da temperatura local do fluido local. Entretanto, em escoamentos bifásicos com mudança de fase (evaporadores) a determinação da temperatura do fluido deriva da pressão local do escoamento. Assim sendo, um bom procedimento para a determinação da queda de pressão no evaporador resulta em uma boa estimativa da temperatura local do fluido, que conseqüentemente resultará em uma menor incerteza e maior confiabilidade na determinação do coeficiente de transferência de calor.

Trabalhos experimentais com canais paralelos são normalmente providos de regiões de “plena” ou “manifold”, que são componentes responsáveis pela distribuição do escoamento e equalização da pressão entre os múltiplos canais. Normalmente nestes experimentos, devido à

facilidade de acesso, a queda de pressão é mensurada entre o distribuidor de entrada e coletor de saída. O estudo da distribuição de vazões em canais acoplados a manifold ou tubo distribuidor será apresentado na parte B deste trabalho de tese.

As formulações para a determinação da queda de pressão encontradas para escoamentos monofásicos e bifásicos apresentam grandes discrepâncias. Em virtude disto e devido a nossos experimentos apresentarem escoamentos sub-resfriados, esta seção será subdividida em duas partes, na primeira são apresentadas formulações para queda de pressão em escoamentos monofásicos e na segunda para escoamentos bifásicos.

### 3.5.1. Escoamentos Monofásicos

Vale ressaltar que esta seção, no qual aborda a da queda de pressão em escoamentos monofásicos segue a mesma forma apresentada em Goss Jr (2011).

Em escoamentos monofásicos podemos calcular a queda de pressão em um canal de seção constante através de uma única equação, a equação de Darcy-Weisbach, apresentada pela equação (3.28), Idelchik e Fried (1994).

$$\Delta p = \varrho \frac{G^2}{2\rho} \quad (3.28)$$

onde  $\varrho$  representa o coeficiente de resistência, podendo ser relativo a perdas locais (mudanças de direção ou velocidade) ou ao atrito interfacial fluido/parede:

O coeficiente de resistência devido ao atrito pode ser calculado a partir da equação (3.29).

$$\varrho_{atrito} = \frac{4fL}{d} \quad (3.29)$$

onde  $L$  representa o comprimento do canal e  $f$  o fator de atrito. Este último depende de diversos fatores, como geometria e rugosidade do canal e regime de escoamento (laminar, de transição ou turbulento).

Na presença de escoamentos laminares ( $Re < 2300$ ) no interior de canais circulares, o fator de atrito depende somente do número de Reynolds do escoamento. Pela lei de Hagen-Poiseuille, tem-se o fator de atrito de Fanning, conforme equação (3.30).

$$f = \frac{16}{Re} \quad (3.30)$$

Já em escoamentos turbulentos, a rugosidade da tubulação é um fator importante na determinação do fator de atrito. Idelchik e Fried (1994) propõe que canais podem ser considerados hidraulicamente lisos para  $Re < Re_{lim}$ , onde  $Re_{lim}$  é calculado a partir da equação (3.31).

$$Re_{lim} = \frac{26.9}{\epsilon^{1.143}} \quad (3.31)$$

onde  $\epsilon$  representa a rugosidade relativa do tubo, definida como a razão entre a rugosidade média e o diâmetro da tubulação.

Em escoamentos turbulentos, normalmente desconsidera-se a região de entrada, onde o escoamento não é plenamente desenvolvido, pois esta região é muito pequena. Segundo Bejan (2004), a região de entrada é aproximadamente dez vezes o diâmetro da tubulação. Dessa forma, por exemplo, tomando o caso do presente estudo, para um tubo com  $d=0,77 \text{ mm}$  e  $L=120 \text{ mm}$ , a região de entrada corresponde a 6,5% do comprimento do canal. De forma mais conservativa, autores como White (2002) consideram que o comprimento da região de entrada,  $L_{entr}$ , em tubos lisos é igual a 4,4 vezes o diâmetro multiplicado pelo número de Reynolds elevado a 1/6. Assim a razão  $L_{entr}/d_h$  pode variar de 18 para  $Re=4000$  até 44 para  $Re=10^6$ .

Para escoamentos turbulentos em tubos lisos, diversas correlações para o fator de atrito de Fanning são encontradas na literatura. Blasius (1913), propôs a seguinte correlação para o fator de atrito em escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos, apresentada na equação (3.32).

$$f = 0.0791Re^{-0.25} \quad (3.32)$$

Já Phillips (1987) propôs uma correlação, apresentada na equação (3.33), para estimar o fator de atrito em escoamentos turbulentos tanto na região de entrada quanto na região plenamente desenvolvida de dutos circulares.

$$f = \Upsilon Re^{\S} \quad (3.33)$$

onde:

$$\Upsilon = 0.09290 + \frac{1.01612}{z/d} \quad (3.34)$$

$$\S = -0.26800 - \frac{0,32930}{z/d} \quad (3.35)$$

### 3.5.2. Escoamentos Bifásicos

A queda de pressão ao longo de um micro canal acabam por agregar termos que representam mudanças de energia cinética, mudança de fase “flashing”, e compressibilidade. Em escoamentos bifásicos no interior de canais posicionados na horizontal, a queda de pressão total é composta de duas parcelas. Uma delas é relativa ao atrito e outra à aceleração devido à mudança de fase, como mostra a equação (3.36).



$$\Delta p_{total} = \Delta p_{at} + \Delta p_{ac} \quad (3.36)$$

Como a massa específica do líquido é muito maior que a do vapor (em torno de 30 vezes na pressão de 7,0 bar para o R134a), quando da ebulição no interior de um canal com seção transversal interna constante, a velocidade do escoamento aumenta, respeitando a lei da conservação da massa. Por consequência disso, a pressão do escoamento é aumentada, segundo a conservação da quantidade de movimento. Por esse motivo, tem-se a presença da queda de pressão de aceleração na equação (3.36). O cálculo da queda de pressão por aceleração do escoamento pode ser determinado a partir da equação (3.37).

$$\Delta p_{ac} = G^2 \left\{ \left[ \frac{x_v^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x_v)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right]_{ent} - \left[ \frac{x_v^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x_v)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right]_{saída} \right\} \quad (3.37)$$

A queda de pressão devido ao atrito em escoamentos bifásicos é a maior parcela de queda de pressão. Seu cálculo envolve algumas aproximações e, na literatura, encontram-se dois diferentes modelos para sua estimativa: o homogêneo e o modelo de fases separadas, Collier e Thome (1996).

### 3.5.3. O Modelo Homogêneo

O modelo de queda de pressão homogêneo baseia-se na premissa de que a mistura bifásica se comporta como um pseudo fluido monofásico com propriedades físicas médias que são ponderadas em relação às presenças de vapor e líquido, e que o calor latente só pode ser trocado entre as duas fases, Collier e Thome (1996) e Carey (1992). Apesar de ser o modelo mais simples do ponto de vista matemático, o modelo funciona muito bem em certos regimes de escoamento em macroescala, como borbulhado e disperso, Figura 3.4 (a), página 48. Este modelo considera que as velocidades do líquido e do vapor são iguais. Em outras palavras, o fator de escorregamento,  $Fe$ , que é a razão entre as velocidades média do líquido e do vapor (equação (3.38)) é igual a um.

$$Fe = \frac{j_v}{j_l} = \frac{\rho_l}{\rho_v} \frac{x_v}{(1-x_v)} \frac{(1-\alpha)}{\alpha} \quad (3.38)$$

A queda de pressão devido ao atrito considerando-se o modelo homogêneo pode ser expresso conforme a equação (3.39).

$$\Delta p_{at,bif} = \frac{2 f_{bif} G^2 L}{d_h \rho_{bif}} \quad (3.39)$$

Para o cálculo da queda de pressão bifásico através do modelo homogêneo é necessário a determinação do fator de atrito bifásico,  $f_{bif}$  que é uma função do número de Reynolds bifásico.

A Tabela 3.7 nos mostra as correlações mais usadas na determinação do fator de atrito pelo modelo homogêneo,  $f_{bif}$ , enquanto que na Tabela 3.8 são apresentados alguns modelos para a determinação da viscosidade da mistura homogênea líquido/vapor.

Tabela 3.7 - Modelos para a determinação do fator de atrito de escoamentos homogêneos, Collier e Thome (1996)

$f_{bif}Re_{bif} = 24$ para $Re_{bif} \leq 2000$	(3.40)
$f_{bif} = 0,079Re_{bif}^{-0,25}$ para $2000 < Re_{bif} < 20000$	(3.41)
$f_{bif} = 0,046Re_{bif}^{-0,2}$ para $20000 \leq Re_{bif}$	(3.42)

Tabela 3.8 – Correlações proposta para estimar a viscosidade bifásica homogênea

Autor	Correlação	
McAdams (fonte : Qu e Mudawar (2003b) e Collier e Thome (1996))	$\frac{1}{\mu_{bif}} = \frac{x_v}{\mu_v} + \frac{1 - x_v}{\mu_l}$	(3.43)
Cicchitti (fonte: Yan e Lin (1998))	$\mu_{bif} = x_v\mu_v + (1 - x_v)\mu_l$	(3.44)
Dukler (fonte: Collier e Thome (1996))	$\mu_{bif} = \rho_{bif} \left( x_v \frac{\mu_v}{\rho_v} + (1 - x_v) \frac{\mu_l}{\rho_l} \right)$	(3.45)
Acker (fonte: Collier e Thome (1996))	$\mu_{bif} = \frac{\mu_l}{x_v \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + (1 - x_v)}$	(3.46)
Lin et al. (1992)	$\mu_{bif} = \frac{\mu_l\mu_v}{\mu_v + x_v^{1,4}(\mu_l - \mu_v)}$	(3.47)

A massa específica do escoamento homogêneo,  $\rho_{bif}$ , pode ser calculada a partir da equação (3.48).

$$\frac{1}{\rho_{bif}} = \frac{x_v}{\rho_v} + \frac{1 - x_v}{\rho_l} \quad (3.48)$$

### 3.5.4. O Modelo de Fases separadas

No modelo de fases separadas considera-se que as fases de vapor e líquido escoam cada qual com suas respectivas velocidades médias. A maioria dos modelos desenvolvidos para micro e macro canais que seguem esta ideia básica foram propostos para regime de escoamento anular, Collier e Thome (1996).

Nesses modelos a queda de pressão por atrito,  $\Delta p_{at}$ , é calculada em função da queda de pressão de um escoamento monofásico multiplicado por um fator de correção,  $\Phi^2$ , também conhecido como multiplicador bifásico definidos por Martinelli e Nelson. (1964) e Lockhart e Martinelli (1949). Os multiplicadores bifásicos medem o trabalho irreversível devido às interações entre as fases de vapor e líquido e as paredes do canal, em comparação com as irreversibilidades do escoamento de somente líquido ou somente vapor, ou a parte líquida ou de vapor no escoamento. Ele é baseado em correlações, geralmente empíricas, onde o escoamento bifásico tomado como base pode ser: líquido/vapor; somente líquido ou somente vapor, conforme equação (3.49), onde o gradiente de pressão devido ao atrito pode ser calculado em função dos diferentes gradientes de pressão monofásica e os respectivos multiplicadores.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{at,FS} = \Phi_{vo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{vo} = \Phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = \Phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \Phi_v^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_v \quad (3.49)$$

Partindo da equação (3.28), proposta por Darcy-Weisbach, para a queda de pressão monofásica e substituindo na equação (3.49) temos a queda de pressão por atrito a partir do modelo heterogêneo, equação (3.50).

$$\Delta p_{at,FS} = \frac{2G^2L}{\rho_l d_h} f_{vo} \Phi_{vo}^2 = \frac{2G^2L}{\rho_l d_h} f_{lo} \Phi_{lo}^2 = \frac{2G^2L(1-x)^2}{\rho_l d_h} f_l \Phi_l^2 = \frac{2G^2L(x)^2}{\rho_v d_h} f_v \Phi_v^2 \quad (3.50)$$

onde os fatores de atrito:  $f_{lo}$ ,  $f_{vo}$ ,  $f_l$  e  $f_v$ , podem ser calculados a partir das correlações de fator de atrito para escoamentos monofásicos, como por exemplo o da equação (3.32).

Diversos modelos e correlações foram propostos na literatura para o cálculo do fator de atrito e dos multiplicadores bifásicos. As formulações denominadas clássicas para os multiplicadores bifásicos aqui apresentados são as de Lockhart e Martinelli (1949) e Friedel (1979)

Lockhart e Martinelli (1949) realizaram exames mais representativos que desenvolvem a teoria do modelo de fases separadas. Seu trabalho incluiu uma análise experimental de tubos circulares com diâmetros que variam de 1,5 a 25,8 mm, utilizando misturas de ar com benzeno, querosene, água e diversos óleos. Sua análise da queda de pressão em escoamentos bifásicos foi baseada em dois postulados básicos. O primeiro afirma que a queda de pressão para ambas as fases líquida e vapor são as mesmas, independentemente do padrão de escoamento, enquanto as mudanças de pressão estática na direção radial não são significativas. A segunda postula que a soma do volume ocupado pelo vapor e líquido em qualquer instante é igual ao volume total do tubo. O modelo desenvolvido por Lockhart e Martinelli (1949) para os multiplicadores bifásicos é considerado pioneiro nessa área, e até hoje serve de base para modelos mais recentes.

Com base nesses postulados e sua análise experimental, Lockhart e Martinelli (1949) desenvolveram um novo parâmetro que é usado para correlacionar os resultados experimentais,

conhecido como o parâmetro Lockhart-Martinelli, o qual é definido como sendo a razão entre os gradientes de pressão por atrito da fase líquida e de vapor, equação (3.51).

$$X = \left[ \frac{\left( \frac{dp_l}{dz} \right)}{\left( \frac{dp_v}{dz} \right)} \right]^{1/2} \quad (3.51)$$

Lockhart e Martinelli (1949), propuseram uma correlação generalizada para determinar os multiplicadores bifásicos para líquido, vapor e somente líquido, conforme equações (3.52), (3.53) e (3.54), respectivamente.

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{C}{X^2} \quad (3.52)$$

$$\phi_v^2 = 1 + CX + X^2 \quad (3.53)$$

$$\phi_{lo}^2 = \phi_l^2 (1 - x_v)^{1,75} \quad (3.54)$$

Os valores recomendados para a constante  $C$  propostos por Lockhart e Martinelli (1949) dependem dos regimes de escoamento de cada uma das fases do escoamento: turbulento ou laminar, e são apresentados na Tabela 3.9, a seguir, conforme Collier e Thome (1996):

Tabela 3.9 - Valores da Constante  $C$  propostos por Lockhart e Martinelli (1949) em função do regime de escoamento.

Regime do vapor	Regime do líquido	Representação	Valores da Constante $C$
Laminar	Laminar	$X_{lam,lam}$	5
Laminar	Turbulento	$X_{lam,turb}$	10
Turbulento	Laminar	$X_{turb,lam}$	12
Turbulento	Turbulento	$X_{turb,turb}$	20

A Tabela 3.10 resume algumas das correlações que determinam a queda de pressão em escoamentos bifásicos por atrito com base no modelo de fases separadas para canais convencionais, são elas: Lockhart e Martinelli (1949), Friedel (1979), Chisholm (1973) e Müller-Steinhagen e Heck (1986).

Friedel (1979) desenvolveu uma correlação empírica para a determinação do multiplicador bifásico. O autor baseou-se em 25000 pontos obtidos de escoamentos adiabáticos no interior de canais com  $d_h > 1,0 \text{ mm}$  para propor uma formulação, apresentada na Tabela 3.10, a qual se baseia nos números de Froude,  $Fr$ , e de Weber,  $We$ . Essa correlação proposta por Friedel (1979) é muito utilizada tanto em escoamentos na vertical quanto na horizontal.

Já a correlação de Chisholm (1973), sugere a inclusão dos efeitos do fluxo de massa e das propriedades do fluido na determinação dos multiplicadores bifásicos. Para isso, o autor propõe uma correlação empírica baseada em seus próprios dados experimentos e no modelo proposto por Baroczy (1965), para o cálculo do multiplicador bifásico.

Uma correlação mais recente, proposta por Müller-Steinhagen e Heck (1986) para a predição da queda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos, Tabela 3.10, é considerada mais simples que as anteriores. Os autores desenvolveram a correlação baseados em 9300 dados obtidos com diversos fluidos em canais com diâmetros entre 4,0 mm e 392,0 mm, que é essencialmente uma interpolação considerando as fases de líquido e vapor isoladamente.

Muitas das correlações para a queda de pressão por atrito em micro-canais baseiam-se no modelo de fases separadas, modificando esta abordagem através da determinação de um novo valor de C para seus dados ou, implementando uma correlação adicional para a predição de valores de C. Aplicando essa abordagem, Lazarek e Black (1982) obtiveram boa correlação com seus dados usando um valor de  $C=30$  na correlação generalizada de Chisholm/Lockhart-Martinelli.

A Tabela 3.11 resume algumas das correlações na literatura para a determinação da queda de pressão em escoamentos bifásicos por atrito, com base no modelo de fases separadas para micro-canais, são elas: Mishima e Hibiki (1996), Zhang e Webb (2001), Qu e Mudawar (2003b), Lee e Mudawar (2005a), Lee e Lee (2001b) e Lee e Garimella (2008).

Mishima e Hibiki (1996) obtiveram dados de queda de pressão para micro-canais na faixa de 1,05 a 3,9 mm com escoamentos de ar/água. Seus dados foram ajustados para correlacionar o parâmetro de Chisholm, C, em função do diâmetro do canal na correlação de Lockhart-Martinelli, equação. Eles mostraram que este método funcionou para diferentes fluidos e para canais com diâmetros de 0,2 a 25,0 mm.

Uma nova correlação que modificou a correlação de queda de pressão por atrito de Friedel (1979) foi desenvolvida por Zhang e Webb (2001) baseados em escoamentos de R134a, R22 e R404A no interior de multicanais circulares com diâmetros de 2,13; 3,25 e 6,25 mm. Eles propuseram uma nova formulação para o multiplicador bifásico de líquido.

Tabela 3.10 - Correlações para a queda de pressão para canais convencionais baseado no modelo de fases separadas

Autores	Observações	Correlação
Lockhart e Martinelli (1949)	Fluidos: água, benzeno, óleo e querosene $d_h = 1,5 - 25,8 \text{ mm}$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2 L}{d_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} f_l (1 - x_v)^2 v_l \Phi_l^2 dx_v \quad , \quad \Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{C}{X^2} \quad , \quad X^2 = \frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_l}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_v}$ <p style="text-align: center;">Valores de C ver Tabela 3.9</p>
Friedel (1979)	$d_h \geq 1,0 \text{ mm}$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2 L f_{lo} v_l}{d_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} \Phi_{lo}^2 dx_v \quad , \quad \Phi_{lo}^2 = A_1 + \frac{3,24 A_2 A_3}{Fr^{0,045} We^{0,035}}$ $A_1 = (1 - x_v)^2 + x_v^2 \left( \frac{\rho_l f_{vo}}{\rho_v f_{lo}} \right) \quad , \quad A_2 = x_v^{0,78} (1 - x_v)^{0,224} \quad ,$ $A_3 = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left( 1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7}$ $Fr = \frac{G^2}{\rho_H d_h g} \quad , \quad We = \frac{d_h G^2}{\rho_H \sigma} \quad , \quad \rho_H = (x_v v_v + (1 - x_v) v_l)^{-1}$
Chisholm (1973)	água/vapor d'água, ar/água e mercúrio/nitrogênio $d_h \geq 2,1 \text{ mm}$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2 f_{lo} L v_l}{D_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} \Phi_{lo}^2 dx_v \quad , \quad \Phi_{lo}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1) [\Psi x_v^{0,5} (1 - x_v)^{0,5} + x_v]$ $\Gamma = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,5} \quad , \quad \Psi \text{ da Tabela 2 da Ref. Chisholm}$
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	$4,0 \geq d_h \geq 392,0 \text{ mm}$ Vários fluidos	$\Delta p_{at} = F (1 - x_v)^{\frac{1}{3}} + x_v^3 \Delta p_{at,vo} \quad , \quad F = \Delta p_{at,lo} + 2(\Delta p_{at,vo} - \Delta p_{at,lo}) x_v$ $\Delta p_{at,lo} = \frac{2f_l G^2 L (1 - x_v)}{d_h \rho_l} \quad , \quad \Delta p_{at,vo} = \frac{2f_v G^2 L x_v}{d_h \rho_v}$

Qu e Mudawar (2003b) investigaram a queda de pressão de escoamentos bifásicos em multi microcanais paralelos com diâmetro hidráulico de  $0,348 \text{ mm}$ . Eles identificaram dois tipos de instabilidades hidrodinâmicas: oscilação grave na queda de pressão e leves instabilidades entre canais paralelos. Eles ainda perceberam que a queda de pressão aumentou sensivelmente após o início da ebulição nos micro-canais. Baseado em suas análises e dados experimentais eles propuseram uma nova correlação para o parâmetro de Chisholm baseado na correlação de Mishima e Hibiki (1996).

Lee e Mudawar (2005a) publicaram uma extensa investigação experimental sobre a queda de pressão em escoamentos com mudança de fase em micro-canais. Os experimentos foram realizados a elevadas velocidades mássicas ( $G$ ) e elevados fluxos de calor, utilizando-se o R134a como refrigerante. A respectiva secção de teste era constituída de 53 micro-canais retangulares paralelos, presumivelmente idênticos, com secção transversal nominal de  $0,23 \times 0,713 \text{ mm}$ , construídos em um bloco de cobre. Os micro-canais tinham  $250 \text{ mm}$  de comprimento, e foram todos ligados a uma grande câmara de distribuição de pressão na entrada e na saída. Eles propuseram uma nova correlação para prever a queda de pressão de escoamentos bifásicos em função dos números de Reynolds e de Weber.

Lee e Lee (2001b) investigaram a queda de pressão de escoamentos bifásicos adiabáticos em mini e macrocanais retangulares horizontais utilizando ar e água como fluido de trabalho. Uma nova correlação para a queda de pressão de escoamentos bifásicos em mini e macrocanais horizontais foi proposta, correlacionando o fator multiplicador bifásico com os efeitos viscosos, de tensão superficial, e de inércia. Esta correlação pode ser usada para prever a queda de pressão nos micro-canais para uma ampla faixa de parâmetros de Martinelli e número de Reynolds. A correlação foi validada para 305 pontos de dados obtidos para quatro diferentes diâmetros hidráulicos ( $0,780$ ;  $1,910$ ;  $3,640$  e  $6,670 \text{ mm}$ ).

Lee e Garimella (2008) verificaram dados experimentais sobre as características de queda de pressão para o escoamento de água deionizada através de um dissipador de calor composto por um microcanal de silício integrados a 25 micro sensores de temperatura. Eles comprovaram a inadequação da correlação Lockhart e Martinelli para prever a queda de pressão de escoamentos bifásicos em micro-canais com fluxo de calor imposto já que a mesma foi desenvolvida para escoamentos adiabáticos com a fase líquida turbulenta e a fase vapor turbulenta. Uma nova correlação foi desenvolvida para prever a queda de pressão de escoamentos bifásicos, considerando o efeito de fluxo de massa e do diâmetro hidráulico após uma avaliação crítica utilizando cinco correlações disponíveis na literatura.

Tabela 3.11 - Correlações para o gradiente de pressão por atrito para micro-canais baseado no modelo de fases separadas

Autores	Observações	Correlações
Mishima e Hibiki (1996)	Fluidos: mistura ar-água, $d_h = 1,0 - 4,0 \text{ mm}$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2L}{D_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} f_l (1 - x_v)^2 v_l \Phi_l^2 dx_v \quad , \quad \Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{C}{X^2}$ $C = 21(1 - \exp(-0,319D_h)) \quad , \quad d_h(\text{mm})$
Lee e Lee (2001b)	Fluidos: mistura ar-água $d_h = 0,8 - 6,7 \text{ mm}$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2L}{D_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} f_l (1 - x_v)^2 v_l \Phi_l^2 dx_v \quad , \quad \Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{C}{X^2} \quad , \quad C = c_1 \lambda^{c_2} \psi^{c_3} Re_{lo}^{c_4}$ $\lambda = \frac{\mu_l^2}{\rho_l \sigma D_h} \quad , \quad \psi = \frac{\mu_{jl}}{\sigma} \quad , \quad c_1, c_2, c_3, c_4 \text{ da tabela 4 de Lee e Lee (2001b)}$
Zhang e Webb (2001)	Fluidos: R134a, R22, R404a, $d_h = 2,1 \text{ mm}$	$\Delta p_{atrito} = \frac{2G^2L f_{lo} v_l}{D_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} \Phi_{lo}^2 dx_v$ $\Phi_{lo}^2 = (1 - x_v)^2 + 2,87 x_v^2 \left( \frac{p}{p_{crit}} \right)^{-1} + 1,68 x_v^{0,8} (1 - x_v)^{0,25} x^2 \left( \frac{p}{p_{crit}} \right)^{-1,64}$
Qu e Mudawar (2003b)	21 canais paralelos: seção transversal $0,231 \times 0,713 \text{ mm}^2$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2L}{D_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} f_l (1 - x_v)^2 v_l \Phi_l^2 dx_v \quad , \quad \Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $X_{lam,lam} = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,5} \left( \frac{1 - x_v}{x_v} \right)^{0,5} \quad C = 21(1 - \exp(-0,319D_h))(0,00418G + 0,0613)$
Lee e Mudawar (2005a)	Fluido: R134a; 53 micro-canais retangulares com secção de $0,231 \times 0,713 \text{ mm}^2$ , $L = 250 \text{ mm}$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2L}{d_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} f_l (1 - x_v)^2 v_l \Phi_l^2 dx_v \quad , \quad \Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{C}{X^2}$ $C_{lam,lam} = 2,16 Re_{lo}^{0,047} We_{lo}^{0,6} \quad , \quad C_{lam,turb} = 1,45 Re_{lo}^{0,25} We_{lo}^{0,23}$
Lee e Garimella (2008)	$d_h = 0,16 - 0,538 \text{ mm}$	$\Delta p_{at} = \frac{2G^2L}{D_h x_v} \int_{x_{v,ent}}^{x_{v,sai}} f_l (1 - x_v)^2 v_l \Phi_l^2 dx_v \quad , \quad \Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{C}{X^2}$ $C = 2566G^{0,5466} d_h^{0,8819} (1 - \exp(-0,319d_h)) \quad , \quad d_h(\text{mm})$



### 3.5.5. Modelos homogêneo e de fases separadas aplicados a micro-canais

Vários estudos têm mostrado que o modelo homogêneo é relativamente uma boa escolha para calcular a queda de pressão de escoamentos bifásicos em micro-canais. Apesar desses escoamentos em microcanais apresentarem na maioria das vezes regime de escoamento anular (típico da ebulição convectiva), caso onde há o escorregamento entre as fases e um valor elevado do fator de escorregamento. No entanto, baseado em seu banco de dados de 913 pontos de nove estudos independentes, Ribatski et al. (2006) encontraram que o modelo homogêneo, utilizando a definição de massa específica e viscosidade de Cicchitti et al. (1960), previu 54,3% dos dados dentro da faixa de  $\pm 30\%$ , com um erro absoluto de 61,6%. O modelo homogêneo, quando comparado a seus dados, foi o que apresentou o melhor resultado dentro da faixa de  $\pm 30\%$  entre todos os vinte métodos de macro e microescala verificados. A correlação de queda de pressão em macroescala de Müller-Steinhagen e Heck (1986) veio em segundo lugar com 53,1% dos pontos dentro da faixa de  $\pm 30\%$ , apresentando um erro médio absoluto de 31,3%, e foi apreciada como sendo a melhor correlação. No entanto, a correlação de Mishima e Hibiki (1996) para micro-canais teve o segundo melhor erro médio absoluto, 37,4%, com 47,7% dos dados dentro da faixa de  $\pm 30\%$ .

Revellin e Thome (2007c) obtiveram 2210 pontos experimentais de queda de pressão em micro evaporadores de canais com diâmetro hidráulico de 0,79 e 0,509 mm. Os fluidos de trabalho utilizados foram o R134a e o R245fa. Para estimar a queda de pressão a temperatura de saturação foi medida a fim de não perturbar o escoamento com tomadas de pressão. Apenas alguns dados foram obtidos no regime laminar ( $Re < 2000$ ), enquanto que nenhum método na literatura foi capaz de prever a sua grande base de dados localizada no intervalo intermediário ( $2000 < Re < 8000$ ). Para os seus dados no regime turbulento (1200 pontos com  $Re > 8000$ ) o modelo homogêneo utilizando a correlação de viscosidade homogênea de McAdams et al. (1942) não apresentou bons resultados, entretanto quando a expressão de viscosidade de Cicchitti et al. (1960) foi utilizada, o modelo homogêneo apresentou bons resultados, predizendo 52% da base de dados dentro da faixa de  $\pm 20\%$ . (enquanto que a expressão McAdams et al. (1942) alcançou apenas 6%). Por outro lado, a correlação de queda de pressão de fases separadas de Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentou melhores resultados, considerando novamente apenas o banco de dados de escoamentos turbulentos, e previu 62% da base de dados dentro de da faixa  $\pm 20\%$ .

Para Thome (2004c) o cálculo da queda de pressão utilizando o modelo homogêneo é relativamente confiável, e funciona aparentemente bem para escoamentos turbulentos. Embora o nível de precisão e confiança para projetos de engenharia seja ainda insuficiente.

Recentemente Sun e Mishima (2009) realizaram uma extensa análise de queda de pressão de escoamentos bifásicos em micro-canais. Um total de dois mil e noventa e dois dados de queda de pressão de escoamentos bifásicos foram coletados de 18 trabalhos publicados. Dentre os quais

utilizaram os seguintes fluidos de trabalho: R123, R134A, R22, R236ea, R245fa, R404a, R407C, R410a, R507, CO<sub>2</sub>, água e ar. As faixas de diâmetros hidráulicos testados variou de 0,506 a 12,0 mm, com  $Re_l$  de 10 a 37000, e  $Re_g$  de 3,0 a  $4,0 \times 10^5$ . Neste estudo, onze correlações e modelos para o cálculo da queda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos foram avaliados com base nesses dados. Os resultados mostram que a precisão do método de Lockhart e Martinelli (1949), Mishima e Hibiki (1996), Zhang e Webb (2001) e Lee e Mudawar (2005a) funcionam bem na região laminar, enquanto que a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) é a melhor entre as correlações avaliadas na região turbulenta.

### **3.6. Transferência de calor com mudança de fase em Micro-canais**

Nesta seção, serão analisados alguns dos estudos experimentais sobre o processo de transferência de calor por ebulição convectiva em microcanais e seus resultados de interesse das aplicações em engenharia. As principais tendências previstas pelos modelos semi-empíricos ou correlações empíricas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição serão destacados.

#### **3.6.1. Estudos experimentais de ebulição convectiva em micro-canais**

Numerosos estudos experimentais sobre a ebulição em micro-canais apareceram ao longo da última década, principalmente nos últimos anos, e não será possível descrevê-los ou listá-los todos, aqui. Embora na maior parte dos testes, os fluidos refrigerantes tenham sido escolhidos como fluidos de trabalho, também foram publicados estudos com outros fluidos como água, acetona, CO<sub>2</sub>, nitrogênio, FC-72, entre outros.

A seguir é realizada uma breve descrição de uma variedade de estudos experimentais que envolvem estudos sobre um único canal e outros com múltiplos microcanais paralelos.

Lazarek e Black (1982) investigaram a evaporação do R113, em um tubo de aço inoxidável de diâmetro hidráulico de 3,1 mm, aquecido por corrente contínua. Eles realizaram os experimentos em um único canal com o fluido sub-resfriado na entrada.

A Figura 3.10 apresenta os dados experimentais para o escoamento em ebulição sub-resfriada e saturada de Lazarek e Black (1982). Os resultados dos testes saturados mostram uma forte dependência do fluxo de calor e uma mínima influência do título de vapor, comportamento muito diferente do que a habitual tendência dos escoamentos com ebulição em macroescala no qual o coeficiente de transferência de calor tende a aumentar com o aumento do título de vapor e ser menos sensível ao fluxo calor. Isto sugeriu a esses autores que a ebulição nucleada estava controlando o processo de transferência de calor.

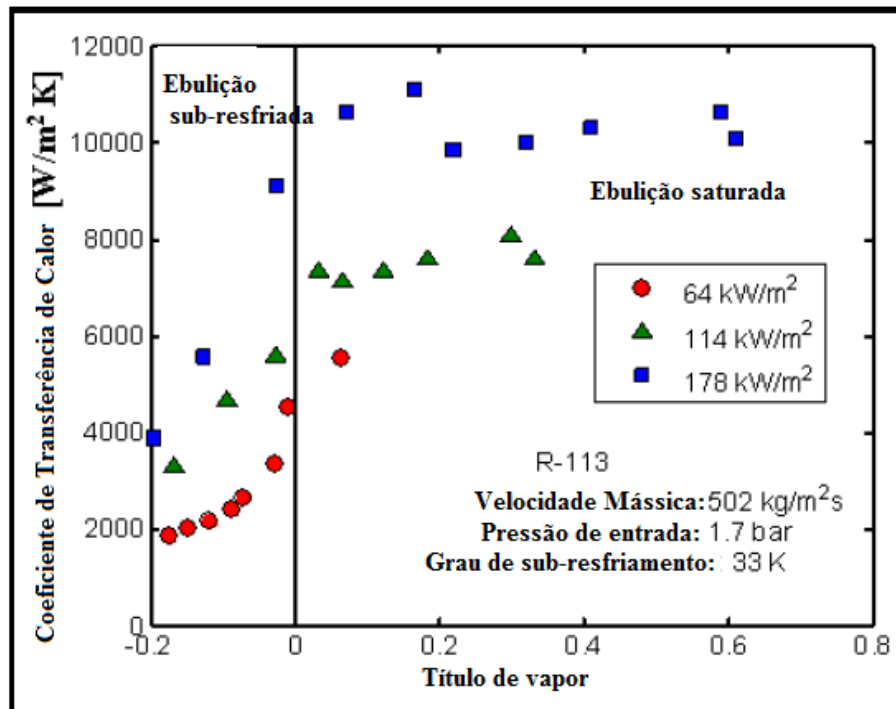


Figura 3.10 - Dados experimentais de Lazarek e Black (1982), para a ebulição do R113 em um canal com  $d_h=3,1 \text{ mm}$

Tran et al. (1996) estudaram de forma sistemática os coeficientes de transferência de calor para o fluido refrigerante R12 em um canal circular com diâmetro de  $2,46 \text{ mm}$  testando três fluxos de calor e para uma ampla faixa de velocidades mássicas, que varia desde  $63,3$  a  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , e três níveis de fluxo de calor:  $7,5$ ;  $14,4$  e  $59,4 \text{ kW/m}^2$ .

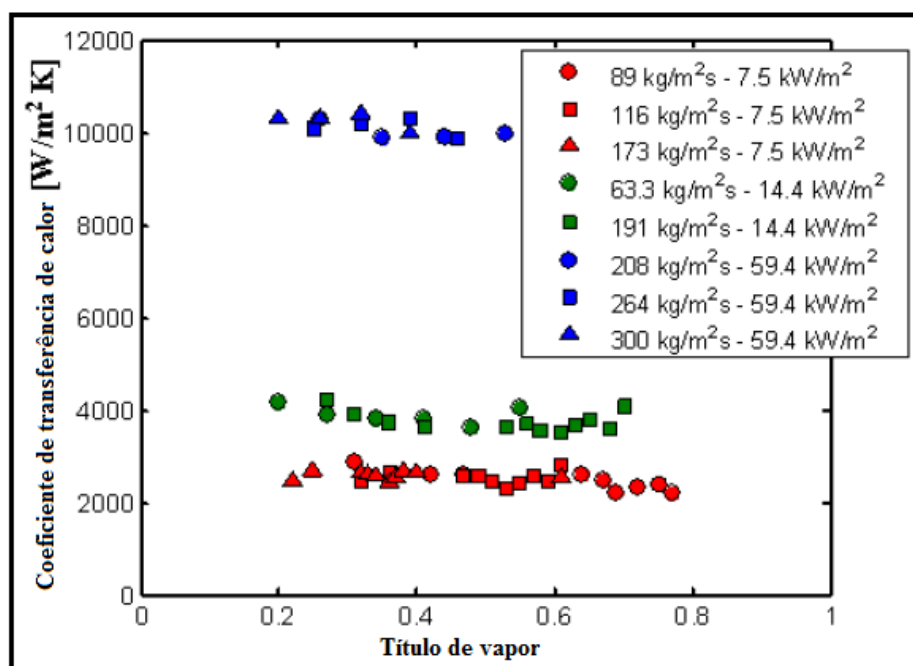


Figura 3.11 - Resultados experimentais de transferência de calor do R12 em um canal circular com diâmetro hidráulico de  $2,46 \text{ mm}$ , Tran et al. (1996)

Nos resultados aqui apresentados na Figura 3.11, como se pode observar, o coeficiente de transferência de calor foi pouco influenciado pelo título de vapor, no entanto, apresentaram grande influência do fluxo de calor. Eles atribuíram esta influência do fluxo de calor ao domínio da ebulição nucleada no micro canal.

Bao et al. (2000) obtiveram resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor local para a ebulição para R11 e do R123 no interior de um tubo de cobre com diâmetro de  $1.95\text{ mm}$ . Eles usaram um tubo de  $870\text{ mm}$  de comprimento, no qual os primeiros  $400\text{ mm}$  era uma região de entrada sem aquecimento, caracterizando a região de entrada para desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica. Após esta região adiabática foi montada a seção de teste, com aquecimento, com  $270\text{ mm}$  de comprimento e, em seguida, um novo trecho, não aquecido, com  $200\text{ mm}$  de comprimento. Os autores testaram velocidades mássicas na faixa de  $50$  a  $1800\text{ kg/m}^2\text{s}$ , e fluxos de calor entre  $5,0$  a  $200\text{ kW/m}^2$ , para diferentes pressões de saturação. Alguns dos resultados de Bao et al. (2000), para pressões na faixa de  $357$  a  $509\text{ kPa}$  são apresentados na Figura 3.12.

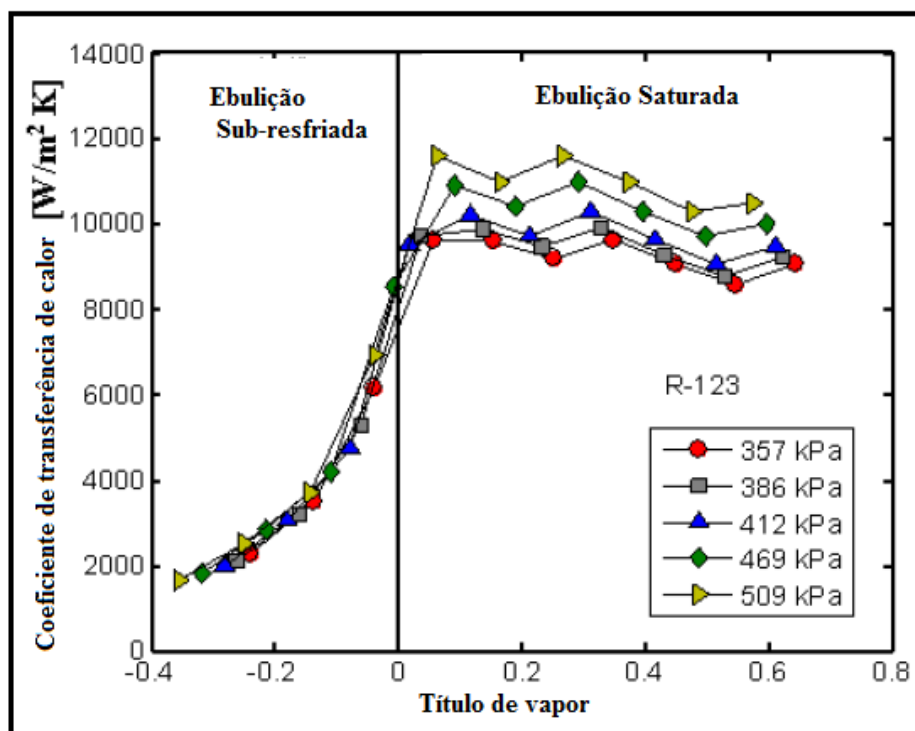


Figura 3.12 – Resultados experimentais do R123 no interior de um tubo de cobre com diâmetro de  $1,95\text{ mm}$ , Bao et al. (2000)

Bao et al. (2000) observaram que o coeficiente de transferência de calor tem uma forte dependência do fluxo de calor e que também aumentam com o aumento da pressão de saturação, enquanto os efeitos de título de vapor e velocidade mássica foram de menor expressão, embora tenha havido uma ligeira tendência para a diminuição do coeficiente de transferência de calor com o aumento do título de vapor. De forma similar aos estudos anteriormente aqui apresentados, eles concluíram que ebulição nucleada dominou o processo de transferência de calor. Utilizando o

mesmo tipo de configuração de Bao et al. (2000) , Baird et al. (2000) também relataram dados locais de transferência de calor para o R123 em um tubo de  $0,92 \text{ mm}$  de diâmetro e do  $\text{CO}_2$  em um tubo de  $1,95 \text{ mm}$  de diâmetro. Nesses experimentos, foram observados as mesmas tendências apresentadas nos trabalhos de Lazarek e Black (1982), Tran et al. (1996) e Bao et al. (2000) .

Lin et al. (2001) estudaram a ebulição do fluido refrigerante R141b em um tubo de  $1,1 \text{ mm}$  de diâmetro. A Figura 3.13 mostra alguns desses resultados. A pressão de saída da secção de teste foi atmosférica enquanto a pressão de entrada variou de  $1,34$  a  $2,19 \text{ bar}$ , o que significa que esses dados incluem um pequeno efeito de pressão de saturação. Ao contrário dos estudos anteriores, esses autores encontraram uma influência significativa do título de vapor sobre o coeficiente de transferência de calor. Para elevados fluxos de calor, os seus dados exibiram um pico nítido a baixos títulos de vapor seguido por uma diminuição gradual com o aumento do título de vapor. Com fluxos de calor menos elevado houve um aumento significativo, mas monótono no valor do coeficiente de transferência de calor até alcançar um pico quando o título de vapor de  $60\%$ . A fluxos de calor intermediários, tais como  $42$  e  $48 \text{ kW/m}^2$ , os coeficientes de transferência de calor foram quase independentes do título de vapor. Significativamente, os resultados mostram uma dependência mais complexa do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluxo de calor e do título de vapor do que os apresentados nos estudos anteriores. Os autores propuseram como hipótese que a ebulição nucleada é dominante para baixos títulos de vapor e que para elevados títulos de vapor a ebulição convectiva é o mecanismo dominante.

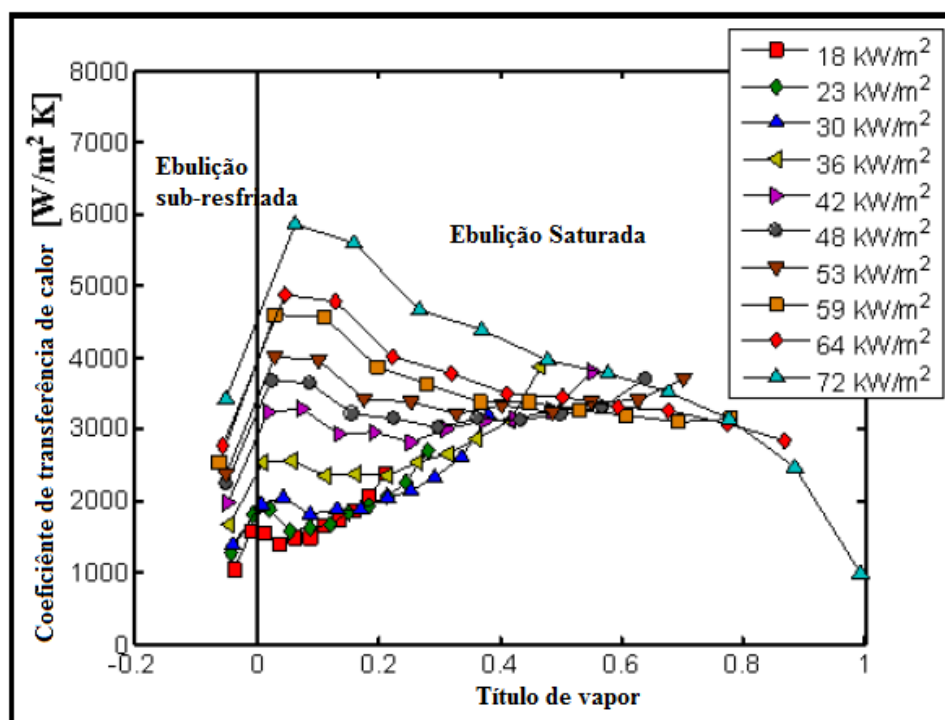


Figura 3.13 – Ebulição em convecção forçada em um tubo vertical,  $d_i=1,1 \text{ mm}$ ,  $G=500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , Lin et al. (2001)

Saitoh et al. (2005) também investigaram o coeficiente de transferência de calor com mudança de fase em escoamentos do fluido refrigerante R134a em canais horizontais de diâmetro hidráulico de  $0,51$ ;  $1,12$  e  $3,1$  mm sobre um significativo conjunto de condições de teste. Os autores mostraram a partir de seus resultados experimentais que o efeito do fluxo de calor foi forte para todos os três diâmetros de canal testados, mas que o efeito da velocidade mássica diminuiu com a redução do diâmetro do canal. Em seus testes o fluido de trabalho entrou na seção de testes no estado bifásico, devido a evaporação do fluido ao passar por uma válvula de expansão. Foram observados somente os regimes de escoamento anular e intermitentes ('plug' and 'slug'), pois os títulos de vapor foram limitados a valores superiores a 20% ( $x_v > 0,2$ ), o que lhes impediu de realizarem seus experimentos no regime de escoamento borbulhado. A transferência de calor foi mais elevada no canal de diâmetro de  $0,51$  mm para títulos de vapor inferiores a 50%.

Em outro estudo sobre o efeito do diâmetro do canal, com o R134a, Owhaib et al. (2004) mostraram a partir de seus resultados experimentais que os coeficientes de transferência de calor foram maiores com a diminuição do diâmetro do canal, para canais verticais com diâmetro interno de  $0,83$ ;  $1,22$  e  $1,70$  mm.

Em outro estudo do mesmo laboratório de Owhaib et al. (2004), Martin-Callizo et al. (2007) apresentaram os resultados da transferência de calor de um tubo de aço inoxidável na vertical com diâmetro hidráulico de  $0,64$  mm. Os autores concluíram, mais uma vez, que o efeito dominante sobre o coeficiente de transferência de calor foi o de fluxo de calor, enquanto que a velocidade mássica foi menos importante. Eles verificaram que o coeficiente de transferência de calor foi bastante insensível ao título de vapor até atingir a faixa mais elevada de sua escala de teste de fluxo de calor, onde, sem seguida, os coeficientes de transferência de calor diminuíram gradualmente com o título de vapor de cerca de  $0,01$  a  $0,02$  até cerca de  $0,6$  a  $0,8$  sem passar por qualquer ponto de máximo ou mínimo neste intervalo.

Bertsch et al. (2009b) realizaram experimentos com os fluidos refrigerantes R134a e R245 em micro-canais paralelos. Os autores utilizaram duas matrizes de teste, uma com 17 microcanais retangulares de diâmetros hidráulico de  $1,08$  e razão de aspecto de 2.5, e outra, contendo 33 microcanais retangulares com diâmetro hidráulico de  $0,54$  mm e a mesma razão de aspecto. Eles avaliaram os efeitos de fluxo de calor, título de vapor e temperatura de saturação sobre o coeficiente de transferência de calor. Conforme mostra a Figura 3.14, o coeficiente de transferência de calor apresentou grande dependência do fluxo de calor e do título de vapor, Figura 3.14 (a), mas apresentou alterações pouco significativas com a variação da pressão de saturação e velocidade mássica, Figuras 3.14 (b) e (c), para a faixa de condições de testes investigadas. Os autores ainda verificaram que o coeficiente de transferência de calor para o R245a, em comparação com ao R134a em escoamentos monofásicos é maior. Por outro lado, o coeficiente de transferência de calor em ebulição para o R245a é menor, devido a sua elevada massa molecular e tensão superficial. O que resultou em um processo de transferência de calor superior para o R134a nos escoamentos com

ebulição. Eles avaliaram também o tamanho do micro canal, Figura 3.14 (d), e encontraram que canais com menores diâmetros apresentam uma intensificação da transferência de calor.

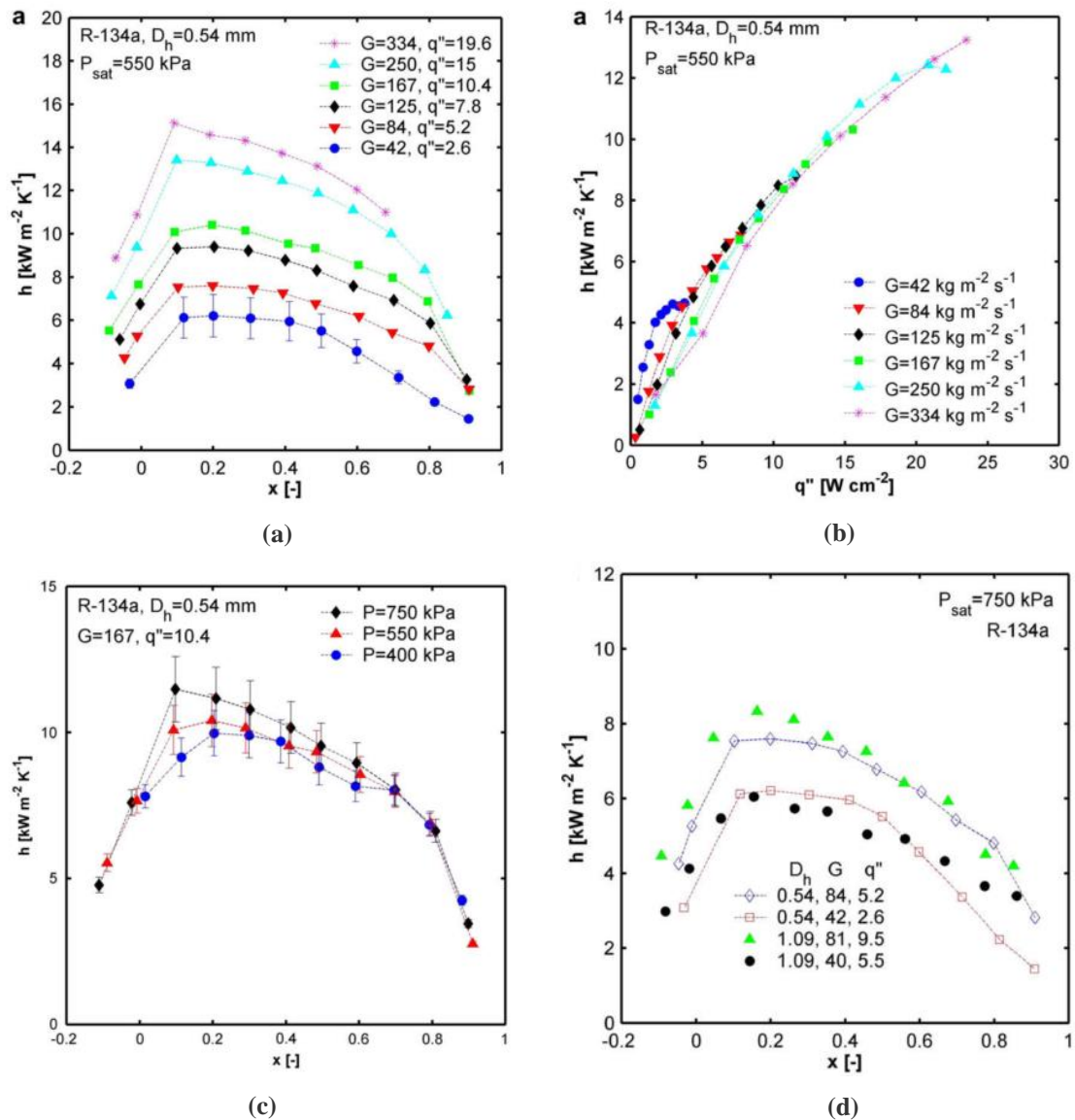


Figura 3.14 – Resultados experimentais do efeito de vários parâmetros sobre o coeficiente de transferência de calor: (a) título de vapor; (b) Fluxo de calor e velocidade mássica; (c) Pressão de saturação; (d) diâmetro hidráulico, Bertsch et al. (2009b)

Agostini et al. (2008b) e Agostini et al. (2008c) realizaram experimentos avaliando o coeficiente de transferência de calor por ebulição, utilizando os fluidos refrigerantes R236a e 245a, respectivamente. Os experimentos foram realizados em uma placa de silício aquecida constituída de 67 canais retangulares paralelos com alta razão de aspecto, cuja altura é mais de três vezes a largura do canal. A seção transversal dos canais foi de  $0,223 \times 0,680 \text{ mm}^2$  e comprimento de 20 mm com espaçamento entre eles de  $0,080 \text{ mm}$ . O topo dos canais foi vedado com uma placa transparente para permitir a visualização do escoamento. Alguns de seus resultados para R236a são apresentados na Figura 3.15. Pode-se observar que os resultados do coeficiente de transferência de calor a baixos

fluxos de calor tendem a aumentar com o título de vapor até valores intermediários de fluxo de calor. Nesta faixa intermediária o coeficiente de transferência de calor mostra quase nenhuma influência do título de vapor. Com elevados fluxos de calor, o coeficiente de transferência de calor começa a diminuir com o aumento do título de vapor. Enquanto que o coeficiente de transferência de calor aumenta rapidamente com o aumento do fluxo de calor, a elevados fluxos de calor iniciando em  $178,4 \text{ kW/m}^2$ , um pico é alcançado no coeficiente de transferência de calor e começa a descer com o aumento fluxo de calor, pois se aproxima do fluxo crítico de secagem, DHF. Nota-se, também, que os coeficientes de transferência de calor foram medidos neste estudo a fluxos de calor na base de até  $200 \text{ kW/m}^2$ , que é a faixa de valores requerida pelos elementos de refrigeração de microprocessadores.

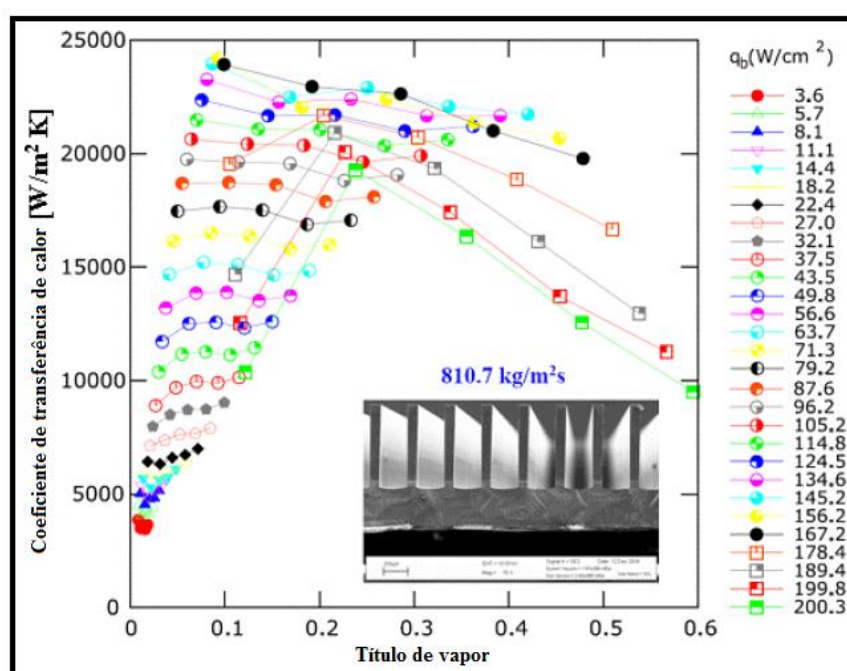


Figura 3.15 – Resultados experimentais de Agostini et al. (2008b) para o R236a em uma placa de silício com multi micro-canais,  $p_{sat}=2,73 \text{ bar}$ ,  $G=810 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sat}=25 \text{ }^\circ\text{C}$

Agostini et al. (2008a) também mediram o coeficiente de transferência de calor em ebulição para o R236a numa secção de teste de silício com 134 canais paralelos retangulares de secção transversal de  $0,067 \times 0,680 \text{ mm}^2$ , com espaçamento de  $0,092 \text{ mm}$  entre os canais sobre uma área aquecida de  $20 \times 20 \text{ mm}^2$ . Os canais tinham rugosidade de superfície de  $0,160 \pm 0,050 \text{ }\mu\text{m}$ . Eles descobriram que poderiam alcançar temperaturas uniformes na base de aproximadamente  $\pm 1,0 \text{ K}$  para fluxos de calor de base tão altos quanto  $210 \text{ kW/m}^2$ . O maior fluxo de calor de base testado foi de  $255 \text{ kW/m}^2$ , enquanto a temperatura da base da placa de silício manteve-se inferior a  $52 \text{ }^\circ\text{C}$  para uma vazão mássica total de  $0,49 \text{ l/min}$ , que corresponde a uma velocidade mássica de  $1600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . A queda de pressão nesta condição de teste foi de aproximadamente de  $0,9 \text{ bar}$ .



Muitos outros resultados experimentais podem ser encontrados na literatura para uma lista cada vez maior de fluidos de trabalho, por exemplo, nitrogênio líquido, por Qi et al. (2007a) e para o FC72 por Muwanga e Hassan (2007). O último estudo mencionado utilizou termografia de cristal líquido para medir os coeficientes locais de transferência de calor por ebulição para um canal de diâmetro  $1,067\text{ mm}$ .

Antes de concluir esta seção, vale a pena fazer alguns comentários gerais a respeito dos resultados experimentais publicados na literatura e que devem ser considerados antes de se realizar novos testes. Primeiro, a maioria dos estudos não realizou ou relatou ter realizado medições do coeficiente de transferência de calor antes de ocorrer a ebulição (escoamento monofásico), seja para um escoamento sub-resfriado laminar ou turbulento, que é uma importante referência experimental para provar que a seção de teste fornece resultados precisos e com validação dos balanços de energia para cada caso. Em segundo lugar, a maioria dos estudos não informa a rugosidade da superfície interna da seção de teste, fator que pode influenciar o processo de transferência de calor, principalmente nos teste com baixo fluxo de calor. Em terceiro lugar, conseguir condições de regime estacionário, que, em alguns casos, parece ser um desafio experimental e, portanto, torna-se indispensável que os dados sejam acompanhados de informações para quais condições eles são obtidos, ou seja, em condições de regime estável ou instável. Finalmente, para canais não circulares é importante citar qual perímetro é utilizado no cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição, o real ou baseado no diâmetro hidráulico.

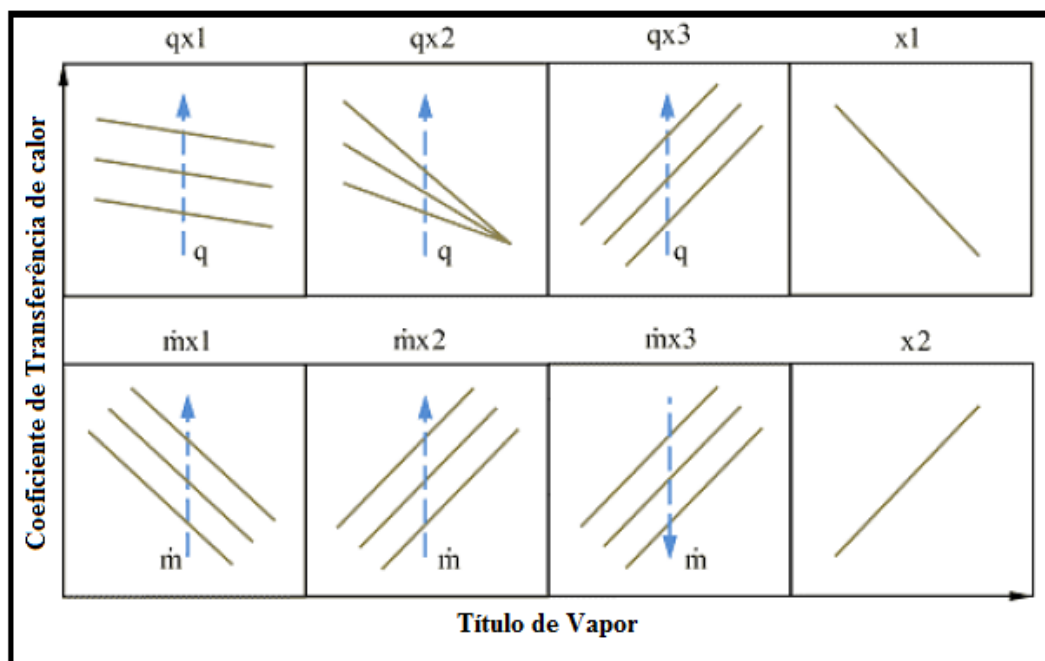


Figura 3.16 - Tendências da transferência de calor documentada por Agostini e Thome (2005), de 13 diferentes estudos sobre ebulição em micro-canais

Agostini e Thome (2005) analisaram parametricamente treze estudos publicados na literatura sobre ebulição em micro-canais, observando diferentes tendências nos dados de transferência de calor. A Figura 3.16 mostra um diagrama composto por essas principais tendências sobre o coeficiente de transferência de calor local em escoamentos com ebulição, sendo representado graficamente em função do título de vapor. O coeficiente de transferência de calor varia em função de outro parâmetro, onde uma seta indica a direção e o sentido da variação com o presente parâmetro. Por exemplo,  $qx1$  significa que o coeficiente de transferência de calor diminuiu com o aumento do título de vapor, mas, ao mesmo tempo o coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento do fluxo de calor. Em  $qx2$ , uma tendência semelhante é apresentada, exceto que os dados tendem a um mesmo valor a elevados títulos de vapor. Em contraste,  $qx3$  descreve os dados onde o coeficiente de transferência de calor aumentou com o aumento do título de vapor e fluxo de calor, portanto, uma tendência oposta àquela registrada em  $qx1$ . O grupo de dados representados por  $x1$  e  $x2$  são aqueles onde o coeficiente de transferência de calor é insensível à velocidade mássica e ao fluxo de calor. No entanto, em  $x1$  o coeficiente de transferência de calor diminuiu acentuadamente com título de vapor, enquanto que  $x2$  refere-se ao conjunto de dados que aumentou com o título de vapor. Os dados representados por  $mx1$ ,  $mx2$  e  $mx3$  mostraram três tipos de tendências em relação à velocidade mássica e título de vapor, sendo que as tendências do efeito da velocidade mássica para os casos  $mx2$  e  $mx3$  são opostos.

A maioria dos estudos analisados por Agostini e Thome (2005) apresentaram tendências de transferência de calor por ebulição representadas por  $qx1$  e  $x1$  (onze dos treze estudos), apesar de alguns estudos terem apresentado mais de um tipo de tendência, os autores concluíram que geralmente:

- com títulos de vapor muito baixos de ( $x < 0,05$ ), o coeficiente de transferência de calor ou tende a aumentar com o título de vapor ou é insensível ao título de vapor enquanto ele aumenta com o fluxo de calor;
- a baixos e médios títulos de vapor ( $0,05 < x < 0,5$ ), o coeficiente de transferência de calor aumenta com o fluxo de calor e diminui, ou é relativamente constante em relação ao título de vapor;
- a elevados títulos de vapor ( $x > 0,5$ ), o coeficiente de transferência de calor diminui drasticamente com o título de vapor e não depende mais do fluxo de calor ou velocidade mássica, o que indica uma condição do início ou atingimento da secagem da parede, ou DHF.
- o aumento do fluxo de calor causa o aumento do coeficiente de transferência de calor, exceto a elevados títulos de vapor onde ele tende a ter pouca influência (estudos mais recentes mostram, porém, que a fluxos de calor muito elevados o seu efeito é menor) e então pode até mesmo criar uma diminuição da transferência de calor com mais um aumento do fluxo de calor;
- a influência da velocidade mássica é desprezível sobre o coeficiente de transferência de calor.

As tendências opostas, esquematizadas na Figura 3.16, em geral, diferentes das tendências tipicamente encontradas em escoamentos com ebulição em macroescala, apontam para a influência de fenômenos adicionais, tais como a rugosidade superficial e de mecanismos de transferência de calor que entram em jogo na ebulição de fluidos no interior de micro-canais. Porém, não se deve descartar as dificuldades experimentais.

### 3.6.2. Mecanismos de transferência de calor em micro-canais

Os mecanismos de transferência de calor em escoamentos bifásicos em micro-canais têm sido objeto de desacordo, devido às tendências, por vezes, contraditórias entre os dados experimentais de diferentes equipes de pesquisas.

Ribatski et al. (2006) realizaram uma análise dos dados experimentais e tendências de uma um grande número de trabalhos publicados na literatura. O banco de dados é descrito na Tabela 3.12, e inclui mais de 2100 pontos de coeficiente de transferência de calor extraídos da literatura. A base de dados cobre uma grande variedade de fluidos, fluxos de calor, velocidade mássica, temperatura de saturação para diâmetros hidráulicos dos canais entre 0,425 e 4,26 mm e títulos de vapor de 0 a 1.

A Tabela 3.12 também apresenta na sua última coluna a tendência de transferência de calor e observações principais indicadas pelos autores a partir do qual as seguintes conclusões foram extraídas:

- (i) Autores distintos obtiveram tendências significativamente diferentes para o coeficiente de transferência de calor em função do título de vapor, velocidade mássica e fluxo de calor;
- (ii) O coeficiente de transferência de calor aumenta quando o diâmetro hidráulico do canal é reduzido;
- (iii) Geralmente a ebulição nucleada tem sido sugerida como o mecanismo de transferência de calor dominante em micro-canais.

De acordo com o autor, muitos trabalhos experimentais concluem, sem uma prova contundente de que a ebulição nucleada é o mecanismo dominante através da avaliação dos seus dados apenas porque encontram uma substancial dependência do coeficiente de transferência de calor com o fluxo de calor, no entanto, isso não é suficiente para provar que a ebulição nucleada é dominante ou mesmo que esteja presente. Por exemplo, Jacobi e Thome (2002) demonstraram que o efeito do fluxo de calor pode ser explicado e predito pelo processo de evaporação da fina película de líquido que ocorre em volta das bolhas alongadas no regime de escoamento intermitente do tipo “slug”, sem apresentar quaisquer pontos de nucleação. Thome et al. (2004) provaram que um modelo de transferência de calor mecanicista, neste regime, pode prever os dados obtidos de testes com sete diferentes líquidos, a partir de sete diferentes laboratórios, sem incluir a ebulição nucleada.

Assim, não é aceitável simplesmente rotular dados de escoamentos com ebulição em micro-canais como sendo dominados pela ebulição nucleada, pois este parece ser o caso apenas para o regime de escoamento borbulhante, o que ocorre a títulos muito baixos de vapor (tipicamente para  $0,01 < x < 0,05$  dependendo da velocidade mássica).

Contraditoriamente, alguns estudos experimentais de escoamentos com ebulição em micro-canais que descrevem a ebulição nucleada como mecanismo dominante a baixos títulos de vapor também relatam que o regime de escoamento observado nessas condições foi o de escoamento intermitente do tipo slug, sem apresentar qualquer escoamento borbulhado. Por isso, mais atenção é necessária na hora de descrever e interpretar a análise dos resultados experimentais de escoamentos com mudança de fase, uma vez que não é correto rotular dados como sendo de ebulição nucleada o mecanismo dominante se não há nenhum sítio de nucleação ativo nesses locais da seção de teste. No futuro, conforme cita o autor, é altamente recomendável que os pesquisadores forneçam alguma análise fundamentada para basear suas conclusões sobre o domínio de um determinado mecanismo específico de transferência de calor ao invés de apenas superficialmente anexar um rótulo conveniente, mas potencialmente incorreto.

Thome (2004b) define os principais mecanismos de transferência de calor presentes durante a ebulição em microcanais em função do regime de escoamento encontrado, como segue:

- (i) No escoamento borbulhante, ebulição nucleada e convecção da porção de líquido podem ser assumidos como dominantes;
- (ii) No escoamento intermitente tipo ‘slug’, a evaporação da fina película de líquido presa entre a bolha e a parede do canal é normalmente o mecanismo de transferência de calor mais importante, enquanto que a convecção do líquido que é seguida pelo do vapor, quando há presença de um zona seca no fim da película de líquido, são também importantes, de acordo com os seus tempos de residência relativos sobre a superfície aquecida do canal;
- (iii) No escoamento anular, a ebulição convectiva através da película de líquido deve ser dominante;
- (iv) No escoamento tipo névoa, a transferência de calor do vapor com gotículas de líquido dever ser o modo principal de transferência de calor.

Tabela 3.12 - Resumo de alguns dos mais relevantes estudos em mini e micro-canais (Ribatski et al. (2006))

Autor	Geometria	Fluido	$q''$ [kW/m <sup>2</sup> ]	$G$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$x_v$	$h$ [kW/m <sup>2</sup> K]	Observações
Agostini e Bontemps (2005)	$d_h=0,77$ mm, $L=695$ mm; $d_h=2,01$ mm, $L=690$ mm; semi-circular, vertical	R134a	4,4 - 14,6	87 e 467	0 - 0,97	1,8 - 11,0	$x_{crit}$ ( $x_v$ na secagem) com diminuição do $d_h$ ; $h$ aumenta com diminuição do $d_h$
Wambsganss et al. (1993)	$d_h=2,92$ mm, $L=368$ mm; circular, horizontal	R113	8.8 - 91,0	50- 300	0 - 0,88	1,1 - 6,3	$h = f(q'')$ ; Ebulição nucleada dominante; $h$ é independente de $x_v$ e $G$ .
Koyama et al. (2001)	$d_h=1,8$ mm, $L=340$ mm; circular, horizontal	CO <sub>2</sub>	32 e 37	250 e 260	0 - 0,82	19 - 25	$h$ é independente de $x_v$ ;
Tran et al. (1996)	$d = 2,46$ mm (circ.); $d_h = 2,40$ mm (rect.); $L=870$ mm, horizontal	R12	7,5-59,0	63 - 354	0-0,8	2,1-10,0	$(T_w - T_{sat}) < 2,75$ K $\Rightarrow h = f(G, T_{sat})$ , ebulição convectiva dominante; $(T_w - T_{sat}) > 2,75$ K $\Rightarrow h = f(q'', T_{sat})$ , ebulição nucleada dominante; $h$ é independente de $x_v$ e forma do canal
Owhaib e Palm (2003)	$d_h=0,8, 1,2$ e $1,7$ mm; $L=220$ mm; circular, vertical	R134a	3-34	50-400	0 - 0,6	1,1 - 20	$h = f(q'')$ ; $h$ é independente de $x_v$ e $G$ ; Ebulição nucleada dominante; $h$ aumenta com aumento da $T_{sat}$ e diminuição do $d_h$
Pamitran et al. (2003)	$d = 1,5$ e $3,0$ mm, $L=1500$ e $3000$ mm; circular, horizontal	R407C e R410A	5, 10, 15	300, 400, 600	0 - 1,0	0,2 - 7,2	$h$ aumentou com diminuição do $d_h$ ; $h = f(q'', x_v)$ ; $h = f(G)$ para R407C e $h_{R410A} > h_{R410C}$
Bao et al. (2000)	$d = 1,95$ mm, $L=270$ mm; circular, horizontal	R11, R123	39 - 125	167 - 560	0 - 0,85	0,9 - 14,1	$h = f(q'', T_{sat})$ ; Ebulição nucleada dominante; $h$ é independente de $x_v$ e $G$ ; Nas mesmas pressões reduzidas: $h_{R123} \approx h_{R11}$
Bang e Choo (2004)	$d = 1,67$ mm, $L=305$ mm; circular, horizontal	R22	5-30	600	0 - 0,9	0,7 - 4,7	$h = f(q'', x_v)$ ; Desprezíveis efeitos da superfície

Pettersen (2004)	$d = 0,8 \text{ mm}$ , $L = 540 \text{ mm}$ ; circular, horizontal	CO <sub>2</sub>	5-20	190-570	0.1 - 0,78	18-27,4	Até secagem, $h = f(q'', T_{sat})$ e independente do $x_v$ e $G$ ; Ebulição nucleada dominante; $x_{crit}$ diminui com aumento do $q'', T_{sat}$ e $G$ .
Yang e Fujita (2004)	$d_h = 3,6; 1,9; 0,98 \text{ e } 0,4 \text{ mm}$ ; $L = 100 \text{ mm}$ ; retangular, 52 paralelos	R113	20; 50 e 90	100 e 200	0 - 0,95	0,2 - 10,0	$h = f(q'', x_v, G, T_{sat})$ ; para $s = 2$ e $1 \text{ mm}$ comportamento similar a canais convencionais; para $s = 0,5$ e $0,2 \text{ mm}$ , $h$ diminui monotonamente com aumento do $x_v$
Sumith et al. (2003)	$d = 1,45 \text{ mm}$ , $L = 100 \text{ mm}$ ; circular, vertical	água	36; 101; 209 e 391	23 - 153	0 - 0,6	7,6 - 33,0	$h = f(G, x_v)$ ; $h = f(q'')$ somente para baixos valores de $x_v$ e velocidades superficiais; Ebulição convectiva dominante
Huai et al. (2004)	$d_h = 1,31 \text{ mm}$ , $L = 500 \text{ mm}$ ; circular, horizontal	CO <sub>2</sub>	6,8 - 17,3	283 e 310	0 - 0,91	0,9 - 12	$h = f(q'', G)$ ; Desprezível efeito do $x_v$ até $x_{crit}$
Yun et al. (2004)	$d_h = 1,44 \text{ e } 1,36 \text{ mm}$ ; retangular, horizontal	R410A	10; 15 e 20	200; 300 e 400	0,06 - 0,9	6,2 - 19,8	Efeitos reduzidos de $q''$ e $G$ ; $h = f(x_v)$ ;
Yun et al. (2005)	$d_h = 1,14, 1,53 \text{ e } 1,54 \text{ mm}$ ; retangular, horizontal	CO <sub>2</sub>	10; 15 e 20	200; 300 e 400	0,23 - 0,83	5,8 - 13	$h$ é independente de $x_v$ e $G$ ; $h = f(q'', T_{sat})$ ; $h$ aumenta com a diminuição do $d_h$
Kim et al. (2004)	$d_h = 1,31 \text{ mm}$ , $L = 455 \text{ mm}$ ; retangular, horizontal	R22	5; 10 e 15	100; 400 e 600	0,1 - 0,9	2,5 - 7,4	$h = f(q'', x_v, G, T_{sat})$ ; $x_{crit}$ diminui com aumento do $q''$ e decresce com $G$
Lin et al. (2001)	$d = 1,1 \text{ mm}$ , $L = 380 \text{ mm}$ ; circular, vertical	R141b	18 - 72	510	0 - 1,0	1,0 - 5,9	$h = f(q'', x_v)$ ; $q'' > 60 \text{ kW/m}^2$ e baixo $x_v \Rightarrow$ ebulição nucleada dominante ; $q'' < 60 \text{ kW/m}^2 \Rightarrow$ ebulição nucleada dominante independente de $x_v$
Yu et al. (2002)	$d = 2,98 \text{ mm}$ , $L = 910 \text{ mm}$ ; circular, simples	água-ethylene glycol	10 - 30	50 - 200	0 - 1,0	8,0 - 42,0	$h = f(q'')$ ; Ebulição nucleada dominante; $h$ é independente de $x_v$ e $G$

Mehendal et al. (2000)	$d_h = 0,8 \text{ mm}$ , $L=740 \text{ mm}$ ; retangular, 52 paralelos	R134a	$0 - 0,34$	$0 - 0,5 \text{ g/s}$	$0,07 - 0,25$	$0 - 9,0$	$h = f(q'')$ ; Ebulição nucleada dominante; $h$ é independente de $x_v$ e $G$
Lee e Lee (2001a)	$d_h = 0,784 \text{ e } 6,67 \text{ mm}$ , $L=300 \text{ mm}$ ; retangular, simples	R113	$0,3 - 1,58$	$50 - 200$	$0,15 - 0,75$	$1,0 - 5,0$	$h = f(x_v)$ ; Ebulição convectiva é dominante; $h$ aumenta com $x_v$ ; $q''$ tem efeito menor.
Warrier et al. (2002)	$d_h = 0,75 \text{ mm}$ , $L=307,4 \text{ mm}$ ; retangular, 5 paralelos	FC84	$0 - 5,99$	$557 - 1600$	$0,03 - 0,5$		$h = f(q'', x_v)$ ;
Wen et al. (2004)	$d_h = 1,33 \text{ mm}$ , $L=280 \text{ e } 248 \text{ mm}$ , retangular, simples	Water	$2,6 - 16,0$	$57 - 211$	$0 - 0,3$	$14 - 29$	$h \propto (q'')^{0,44}$ ; Ebulição nucleada e convectiva são importantes
Kew e Cornwell (1997)	$d=1,39-3,69 \text{ mm}$ , $L=500 \text{ mm}$ ; circular, simples	R141b	$0,97 - 9,0$	$188 - 1480$	$0 - 0,95$	$1,0-7,0$	$h = f(q'', x_v)$ ; $h$ aumenta com $x_v$ ; Ebulição nucleada e convectiva são importantes
Ravigururajan (1998)	$d_h = 0,425 \text{ mm}$ ; $L=205,2 \text{ mm}$ ; retangular, 54 paralelos	R124	$8,0 - 65,0$	$75 - 250 \text{ ml/min}$	$0-0,5$	$2,0-25,0$	$h = f(q'', x_v)$ ; $h$ aumenta com $x_v$
Yan e Lin (1998)	$d = 2,0 \text{ mm}$ , $L=100 \text{ mm}$ ; circular, 28 paralelos	R134a	$0,5 - 2,0$	$50 - 200$	$0,08 - 0,90$	$2,0 - 6,0$	$h = f(q'', x_v, T_{sat})$
Huo et al. (2004)	$d = 2,01 \text{ e } 4,26 \text{ mm}$ ; circular, simples	R134a	$1,3 - 15,0$	$100 - 500$	$0 - 0,9$	$8,0-42,0$	$h = f(q'', x_v)$ ; Ebulição nucleada e convectiva são importantes

### 3.6.3. Métodos de cálculo para previsão do coeficiente de transferência de Calor

A variedade das tendências dos resultados experimentais dos coeficientes de transferência de calor de diferentes laboratórios de pesquisa e as dificuldades inerentes à realização de estudos experimentais sobre sistemas miniaturizados tornaram desafiador desenvolver uma compreensão bem estabelecida da ebulição convectiva em micro-canais. Vários autores têm correlacionado seus resultados experimentais utilizando relações funcionais cujas variáveis são grupos adimensionais. Outros, por outro lado, têm tentado estender métodos convencionais, anteriormente desenvolvidos, de sistemas em macro-escala para a microescala, ou definir novas abordagens especificamente para escoamentos bifásicos em micro-canais. No entanto, muitas questões relativas aos mecanismos controladores da transferência de calor ainda permanecem sem uma resposta geral.

A seguir, apresenta-se uma descrição das diferentes abordagens dos modelos para previsão do coeficientes de transferência de calor para a ebulição de fluidos em escoamentos bifásicos no interior de micro-canais. Os modelos e correlações para prever o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva podem ser desenvolvidos e classificados em três grupos distintos: semi-empíricos; empíricos e fenomenológicos.

- Método empírico – baseia-se na observação experimental de grupos adimensionais que podem estar relacionados com o processo de ebulição convectiva, e que são ajustados estatisticamente a partir dos dados experimentais do coeficiente de transferência de calor;
- Modelos fenomenológicos - apoiam-se na modelagem física do fenômeno de ebulição convectiva, considerando as equações de conservação de massa, conservação de quantidade de movimento e conservação de energia;
- Método semi-empírico – como o próprio nome sugere, é uma combinação entre os dois métodos anteriormente descritos, que se utiliza uma fundamentação teórica embasada em critérios físicos para construção do modelo, ajustando alguns coeficientes com base em um banco de dados experimentais.

Vamos abordar aqui a questão da aplicação de modelos de transferência de calor de macroescala para evaporadores de micro-canais. Os modelos de transferência de calor em escoamentos bifásicos podem ser classificados em três tipos básicos, os modelos de superposição, baseados no modelo de Chen; os modelos assintóticos e os modelos baseados no padrão de escoamento. Para o primeiro tipo de modelos, Chen (1966) propôs a expressão da equação (3.55) para o coeficiente de transferência de calor local de ebulição:



$$h = Sh_{nb} + Fh_{cb} \quad (3.55)$$

no qual as contribuições de ebulição nucleada, efeito microscópico, e ebulição convectiva, efeito macroscópico, são somadas, mas corrigidas pelos um fatores de supressão de ebulição nucleada,  $S$ , e de intensificação de convecção,  $F$ . O coeficiente de ebulição nucleada  $h_{nb}$  pode ser obtido a partir da correlação de ebulição em piscina de Forster e Zuber (1955) e a contribuição de ebulição convectiva  $h_{cb}$  pode ser obtida utilizando a correlação clássica de Dittus-Boelter que representa o coeficiente de transferência de calor por convecção para um escoamento monofásico turbulento em um canal, porém, com números de Reynolds baseados somente na parte líquida do escoamento,  $G(1-x)$ . Numerosas variações do modelo, ou procedimento de Chen têm sido propostas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição. No entanto, estes modelos não são capazes de explicar os efeitos do título de vapor ou da velocidade mássica do fluido nos micro-canais. Além disso, estes modelos utilizam correlações de escoamento turbulento para o  $h_{cb}$ , enquanto que a maioria dos escoamentos de escoamento bifásico apresentam dados com número de Reynolds abaixo de 2300 para a fase de líquido e, portanto, estes métodos não são aplicáveis a escoamentos laminar com ebulição. Além disso, o fator de supressão  $S$  foi desenvolvido para uma camada limite turbulenta e, portanto, não pode ser aplicado sem restrições para a ebulição nucleada em um escoamento laminar. Assim, é incorreto aplicar ou adaptar empiricamente tais métodos para ebulição em micro-canais.

Em relação a modelos assintóticos, temos, por exemplo, a correlação de Steiner e Taborek (1992), onde a sua expressão geral desenvolvida para tubos verticais, é apresentada pela equação (3.56).

$$h^{\frac{1}{3}} = h_{nb}^{\frac{1}{3}} + h_{cb}^{\frac{1}{3}} \quad (3.56)$$

onde neste caso, a correlação de Gnielinski (Incropera e Dewitt (2003)) para escoamento de transição de laminar para turbulento, em tubos com escoamento monofásico é utilizado para obter  $h_{cb}$ . Como dito acima, não faz sentido aplicar esse método para ebulição em micro-canais envolvendo escoamento laminar, embora sua base de dados contenha dados para diâmetros de tubos entre 1,0 a 32,0 mm.

Kattan et al. (1998a), Kattan et al. (1998b) e Kattan et al. (1998c) apresentaram um modelo para ebulição em escoamento em tubos horizontais, que determina o coeficiente de transferência de calor bifásico local em função da fração do perímetro do tubo molhado pela porção de líquido e pelo regime do escoamento encontrado. A ebulição ocorre na parte do perímetro molhado pelo líquido enquanto a convecção forçada ocorre em contato com o vapor, ou perímetro seco. O coeficiente local de transferência de calor por ebulição,  $h$ , em tubos de macro escala horizontal, é dado pela equação (3.57).

$$h = \frac{r_i \theta_{seco} h_v + r_i (2\pi - \theta_{seco}) h_{molhado}}{2\pi r_i} \quad (3.57)$$

em que o raio interno do tubo é  $r_i$ , a parte do perímetro do tubo desprovido de líquido, ou seco, se for o caso, é dada por  $r_i \theta_{seco}$  e  $\theta_{seco}$  é o ângulo da área seca da circunferência interna do tubo. O perímetro molhado do tubo, é dado por  $r_i(2\pi - \theta_{seco})$ , onde o coeficiente de transferência de calor é  $h_{molhado}$ , é obtido a partir de uma expressão assintótica que combina a ebulição nucleada,  $h_{nb}$ , e ebulição convectiva  $h_{cb}$ . Neste modelo, o coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva,  $h_{cb}$ , é obtido através de um modelo para determinar a espessura da película de líquido e da fração de vazão local do escoamento. Para escoamentos anular e intermitente  $h = h_{molhado}$ . Este método pode ser aplicado para micro-canais quando  $h_{nb}$  é dominante, mas seu mapa de escoamento padrão não é aplicável à microescala e a correlação adotada para o escoamento em película líquida ( $h_{cb}$ ), é para regimes turbulentos e não o laminar, este último mais comum na microescala. Em resumo, enquanto alguns métodos de escoamentos bifásicos em macroescala às vezes reproduzem um ajuste estatístico razoável, quando transpostos à microescala raramente produzem resultados satisfatórios.

### 3.6.4. Métodos empíricos e semi-empíricos para a ebulição em micro-canais

Várias expressões empíricas para ebulição convectiva em micro-canais têm sido propostas na literatura. Abaixo são apresentadas algumas das mais citadas na literatura.

Aparentemente, um dos primeiros métodos de previsão para ebulição convectiva em canais de pequeno diâmetro foi proposto por Lazarek e Black (1982) com base em um limitado banco de dados do R113 em um tubo vertical de  $3,1 \text{ mm}$  de diâmetro. Como vimos na seção 0 este tamanho de tubo está próximo da extremidade inferior do intervalo de diâmetro da macroescala ou não é necessariamente um micro canal. Sua base de dados é composta por 728 coeficientes de transferência de calor locais, que cobre tanto escoamentos ascendentes, como descendentes. A equação (3.58) representa a correlação proposta pelos autores.

$$h = 30(Re_l)^{0,857} (Bo)^{0,714} \frac{k_l}{d_h} \quad (3.58)$$

Os intervalos para os parâmetros utilizados nos experimentos foram as seguintes: fluxo de calor de  $14$  a  $380 \text{ kW/m}^2$ ; velocidades mássicas de  $125$  a  $750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; pressões de  $1,3$  a  $4,1 \text{ bar}$ ;  $Re_l$  de  $860$  a  $5500$  e número de Boiling de  $0,00023$  a  $0,00076$ . Eles previram a maioria do seu banco de dados dentro de  $\pm 15 \%$ . Analisando a expressão da equação (3.58) percebem-se as seguintes tendências:  $h \sim q^{0,714}$ ,  $h \sim (d_i)^{-0,143}$ ,  $h \sim \dot{m}^{0,143}$  e que o coeficiente de transferência de calor não tem nenhuma dependência do título de vapor.

Zhang et al. (2004) propuseram uma versão para micro-escala da correlação de ebulição convectiva desenvolvida para macro-escala desenvolvida por Chen (1966). Na sua abordagem, a correlação de Forster e Zuber (1955) foi utilizada para prever o componente de transferência de calor por ebulição nucleada. O fator de supressão de ebulição proposto por Chen também foi utilizado. No entanto, na nova versão, para determinação do fator de intensificação de convecção do coeficiente de transferência de calor monofásico, as condições de escoamento (laminar ou turbulento), foram levados em conta. Esta correlação foi comparada com dados experimentais da literatura para água, R11, R12 e R113 tomadas a partir de 13 publicações, incluindo orientações horizontais e verticais, para canais circulares e não-circular, apresentando no geral um desvio médio de 18,3%.

Kandlikar e Balasubramanian (2004) estenderam o método de previsão de ebulição convectiva em macro-escala de Kandlikar (1990) para os canais com diâmetro inferior a 3,0 mm, levando em consideração as condições de escoamento de líquido (laminar ou turbulento) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. Uma vez que escoamentos estratificados não são encontrados em microcanais, o número de Froude foi eliminado do método, enquanto que os valores da constante empírica para o fluido/material,  $F_{sf}$ , foram mantidos os mesmos como na versão anterior. Eles propuseram novas correlações para a predição do coeficiente de transferência de calor de ebulição nucleada,  $h_{nb}$ , e do coeficiente de transferência de calor de ebulição convectiva,  $h_{cb}$ , (escolhendo o maior dos dois como sendo o seu valor de  $h$ ). O método para prever o coeficiente de transferência de calor de ebulição nucleada, utilizando-se o número de ebulição é apresentado pela equação (3.59).

$$\frac{h_{nb}}{h_l} = 0,6683 \left[ \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{1-x_v}{x_v} \right)^{0,8} \right]^{-0,2} (1-x_v)^{0,8} + 1058Bo^{0,7}(1-x_v)^{0,8}F_{sf} \quad (3.59)$$

O coeficiente de transferência de calor de ebulição convectiva é de forma similar predito pela equação (3.60).

$$\frac{h_{cb}}{h_l} = 1,136 \left[ \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{1-x_v}{x_v} \right)^{0,8} \right]^{-0,9} (1-x_v)^{0,8} + 667,2Bo^{0,7}(1-x_v)^{0,8}F_{sf} \quad (3.60)$$

Na determinação do coeficiente de transferencia de calor do líquido,  $h_l$ , para  $Re_l > 3000$ , eles recomendam o uso da correlação de Gnielinski (1976), que vem a ser uma correção na correlação de Petukhov (1970), para  $3000 < Re_l < 10000$ . Para  $Re_l < 1600$ , sugeriram a utilização do número de Nusselt para escoamento laminar totalmente desenvolvido,  $Nu = 4,364$  com uma condição de contorno do fluxo de calor uniforme. Para  $1600 < Re_l < 3000$ , eles propuseram usar uma interpolação para encontrar o valor de transição de  $h_l$ . Finalmente, para  $Re_l < 100$ , eles utilizam diretamente o coeficiente de transferencia de calor de ebulição nucleada como sendo o valor do coeficiente de

calor global do escoamento. De forma semelhante aos estudos experimentais e correlações de escoamentos com ebulição analisados acima, elas não ofereceram nenhuma prova direta de que ebulição nucleada está presente na sua base de dados, além da existência de uma dependência do fluxo de calor. Curiosamente, as equações das correlações de transferência de calor para ebulição nucleada e convectiva, equações (3.59) e (3.60) respectivamente, da correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004), são quase idênticas, exceto para os valores numéricos das duas constantes principais e um dos expoentes que se alteram.

Lee e Mudawar (2005b) investigaram o coeficiente de transferência de calor de um escoamento com mudança de fase no interior de micro-canais associado a três diferentes estágios, divididos por faixas de títulos de vapor. Para títulos de vapor extremamente baixos ( $x_v < 0,05$ ), o coeficiente de transferência de calor é determinado pelo parâmetro de Martinelli,  $X$ , pois a ebulição nucleada é dominante. Na faixa de médio título de vapor ( $0,05 < x_v < 0,55$ ), o coeficiente de transferência de calor não depende somente do parâmetro de Martinelli, mas também dos números de Boiling e Weber. Ao mesmo tempo, para elevados títulos de vapor ( $x_v > 0,55$ ), o coeficiente de transferência de calor é definido por uma correlação tradicional de ebulição em película. A correlação de Lee e Mudawar (2005b) é apresentada abaixo.

$$\begin{aligned} h &= 3,856X^{0,267}h_l & 0 \leq x_v < 0,05 \\ h &= 436,48B^{0,522}We_{lo}^{0,351}X^{0,665}h_l & 0,05 \leq x_v < 0,55 \\ h &= \max\{(108,6X^{1,665}h_v), h_v\} & 0,55 \leq x_v \leq 1,0 \end{aligned} \quad (3.61)$$

Bertsch et al. (2009a) desenvolveram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor por ebulição a partir de uma base de dados de 3899 pontos de 14 estudos da literatura. Estes dados cobrem 12 diferentes fluidos, molhantes e não-molhantes, para diâmetros hidráulicos que variam de 0,6 a 2,92 mm, e números de confinamentos de 0,3 a 4,0. As velocidades mássicas do banco de dados variaram de 20 a 3000 kg/m<sup>2</sup>s, para fluxos de calor de 0,4 a 115,0 kW/m<sup>2</sup>, com títulos de vapor entre 0 a 1,0, e temperaturas de saturação de -194 a 97 °C. A correlação semi-empírica, similar à de Chen (1966), é baseada na sobreposição das contribuições de ebulição nucleada e ebulição convectiva, conforme equação (3.55). A correlação Cooper (1984), equação (3.63), é utilizada para o cálculo da parcela de ebulição nucleada, na equação (3.62). Já para a porção de ebulição convectiva os autores fazem uma sobreposição dos coeficientes de transferência de calor do líquido e do vapor a partir das porções de vapor e líquido do escoamento, conforme a equação (3.64).

$$h = h_{nb}(1 - x) + h_{cb}[1 + 80(x_v^2 - x_v^6)\exp(-0,6Co)] \quad (3.62)$$

$$h_{nb} = 55 \left(\frac{p}{p_{crit}}\right)^{0,12} \left[-\log\left(\frac{p}{p_{crit}}\right)\right]^{-0,55} M_w^{-0,5} + q^{0,67} \quad (3.63)$$

$$h_{cb} = h_{lo}(1 - x) + h_{vo}x \quad (3.64)$$

Warrier et al. (2002) propuseram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor com base nos seus dados do escoamento com ebulição do FC84, no interior de cinco microcanais paralelos rectangulares de diâmetro hidráulico de  $0,75 \text{ mm}$ . O coeficiente de transferência de calor da fase líquida,  $h_l$ , é calculada a partir de um método de escoamento completamente desenvolvido para escoamento turbulento, conforme a equação (3.65), onde  $Bo$  é o número de ebulição. Como se pode observar, nesta correlação o coeficiente de transferência de calor é fortemente dependente do título de vapor. Muwanga e Hassan (2007) testaram a correlação de Warrier et al. (2002) para seus dados experimentais para o fluido refrigerante FC72. Eles alteraram a correlação proposta, utilizando uma correlação de escoamento em desenvolvimento para o coeficiente de transferência de calor da fase líquida,  $h_l$ , com o intuito de aumentar os valores previstos. Muwanga e Hassan (2007) verificaram que este método tende a superestimar significativamente seus resultados para um canal de  $1,067 \text{ mm}$  de diâmetro, apesar de manter as mesmas tendências experimentais.

$$h = \left[ 1 + 6,0Bo^{\frac{1}{16}} - 5,3(1 - 855Bo)x_v^{0,65} \right] h_l \quad (3.65)$$

Todos os métodos de microescala acima descritos são essencialmente modificações ou provêm de idéias de métodos de escoamentos com ebulição em macroescala, e, assim, assumem que ebulição nucleada é o mecanismo de transferência de calor predominante, sem apresentarem uma prova contundente da sua existência para os dois regimes de escoamento que são encontrados em microcanais: “slug” (bolha alongada) e anular. Além disso, a utilização de correlações de transferência de calor de escoamentos monofásicos para um escoamento anular não é uma boa representação física da realidade, uma vez que a convecção que ocorre através da fina película de líquido é regulada pelo número de Reynolds da película e da espessura da película, e não pelo número de Reynolds da tubulação e pelo diâmetro do canal. Além disso, semelhante ao modelo de Nusselt para a condensação em película laminar, o coeficiente de transferência de calor local do escoamento anular laminar depende da condução de calor através da película de líquido e não é, portanto, apropriado calcular o seu valor em termos da solução de Nusselt,  $Nu_l=4,36$ , pois o valor da espessura da película local varia, enquanto que no segundo caso isso não ocorre.

Apesar dos comentários acima, os métodos totalmente empíricos geralmente podem ser aptos a prever a bases de dados experimentais. Por outro lado, deve-se recordar que, por causa de todas as tendências opostas nos dados publicados, tal como ilustrado no diagrama de Agostini e Thome (2005), Figura 3.16, apresentado anteriormente, nenhuma correlação existente é capaz de prever todas as diversas tendências do coeficiente de transferência de calor encontradas.

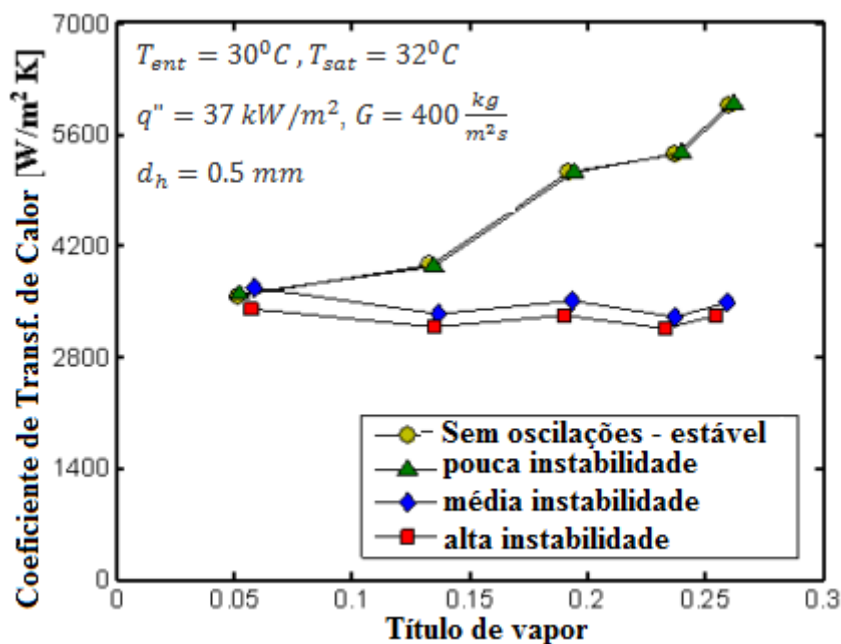


Figura 3.17 - Resultados do coeficiente de transferência de calor do R245f para escoamentos estáveis e instáveis, Consolini (2008)

Em parte, este problema de várias tendências encontradas possivelmente de forma não intencional surgem pois muitas publicações apresentam aparentemente uma base de dados de resultados experimentais de ebulição combinando escoamentos estáveis e instáveis, sem fazer distinção entre os resultados da sua base de dados. Para abordar esta questão e as tendências resultantes, Consolini (2008) mediu o coeficiente de transferência de calor local de ebulição para R134a, R245f e R236fa em condições estáveis e em condições de instabilidade leve, média e alta. A Figura 3.17 mostra alguns dos seus resultados de transferência de calor para o R245fa. Com baixos títulos de vapor, não há nenhum efeito de instabilidade do escoamento sobre o coeficiente de transferência de calor, mas com o aumento do título de vapor os dados estáveis e ligeiramente instáveis divergem completamente dos dados de média e alta instabilidade, o que resulta em duas correntes distintas no que diz respeito ao título de vapor (um ascendente e um descendente). Notadamente, observa-se a tendência de não haver influência do título de vapor sobre o coeficiente de transferência de calor para os dados de escoamentos significativamente instáveis. Entretanto, esta divergência entre os resultados para escoamentos estáveis e instáveis foi mais evidente para baixos valores de pressão do fluido utilizado, como o R245fa,  $p < 2 \text{ bar}$ , enquanto que o efeito foi quase insignificante para fluidos que trabalham a alta pressão como o R134a por exemplo,  $p > 6 \text{ bar}$ .

### 3.6.5. Métodos fenomenológicos para previsão da ebulição em micro-canais

Jacobi e Thome (2002) propuseram uma teoria para o processo de ebulição convectiva baseada na presença de uma bolha alongada (slug) em microcanais, modelando a evaporação da fina película de líquido existente entre a bolha e a parede do canal e também representando a convecção da fase líquida entre duas bolhas consecutivas. O foco do estudo foi demonstrar que o mecanismo de evaporação de fina película de líquido foi o principal mecanismo de transferência de calor, e controla a transferência de calor em escoamentos intermitentes do tipo slug em microcanais, e não a ebulição nucleada como citado anteriormente em muitos estudos experimentais. Jacobi e Thome (2002) mostraram que o mecanismo de transferência de calor da fina película de líquido ao longo do comprimento das bolhas foi muito dominante em comparação a convecção do líquido que ocorre entre duas bolhas consecutivas. Além disso, o modelo de evaporação da fina película de líquido previu que  $h \sim q^n$ , onde o expoente  $n$  depende da frequência de geração da bolha alongada e da espessura inicial da película de líquido, estabelecida pela passagem da bolha. Ou seja, o mecanismo de transferência de calor da evaporação da fina película, sem quaisquer sítios de nucleação em escoamentos do tipo slug, produz o mesmo tipo de dependência funcional como a curva de ebulição nucleada. Assim, a ebulição nucleada em microcanais tende a ocorrer apenas em pontos próximos do início da ebulição (a títulos de vapor muito baixos). Os autores também concluíram que a jusante deste ponto o mecanismo de transferência de calor da evaporação da fina película de líquido domina o processo de ebulição em microcanais no regime de escoamento do tipo slug, até que o regime de escoamento mude para anular. Assim, eles conseguem provar que não é fisicamente correto e lógico manipular correlações de ebulição em macroescala e transformá-las para aplicações de ebulição em microcanais. Por outro lado, a correlação de ebulição em macroescala e as correlações de ebulição nucleada em piscina na verdade, não modelam o processo físico de ebulição nucleada, eles apenas mostram a dependência do fluxo de calor no processo de ebulição nucleada, uma vez que o modelo de escoamento do tipo slug de Jacobi e Thome (2002) mostra uma forte e direta dependência do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , sobre a frequência de bolhas alongadas no processo de evaporação da fina película de líquido. Isso provavelmente explica por que essa dependência da ebulição nucleada é incorretamente identificada nos documentos anteriores.

Após este trabalho inicial, um modelo de ebulição de três zonas com escoamento do tipo slug (bolha alongada) em microcanais foi proposto em um artigo de duas partes propostos por Thome et al. (2004) e Dupont et al. (2004), ou seja, um versão atualizada do modelo de duas zonas anteriormente proposto por Jacobi e Thome (2002).

A Figura 3.18 apresenta o esquema da geometria assumida no modelo Thome et al. (2004), onde  $\delta_0$  é a espessura do filme inicial de líquido após o “slug” de líquido,  $d$  é o diâmetro interno do tubo,  $L_v$  é o comprimento da bolha de vapor, incluindo o comprimento da porção da

parede seca de vapor,  $L_{seco}$ , e o comprimento da película de líquido retido pela bolha,  $L_{film}$ ,  $L_l$  é o comprimento do “slug” de líquido entre duas bolhas sucessivas e  $L_p$  é o comprimento do conjunto “slug” de líquido mais bolha. A frequência de geração das bolhas foi obtida a partir de sucessivas nucleações e crescimento de bolhas através da sua subsequente partida. As bolhas que então escoam a jusante alongam-se devido ao seu crescimento em função da evaporação da fina película do filme de líquido preso entre a bolha e o canal aquecido. Assim, o slug de líquido, líquido entre duas bolhas sucessivas, é arrastado para o filme preso nesta camada e se evapora, como consequência o comprimento de líquido,  $L_l$ , diminui e o comprimento de vapor,  $L_v$ , aumenta.

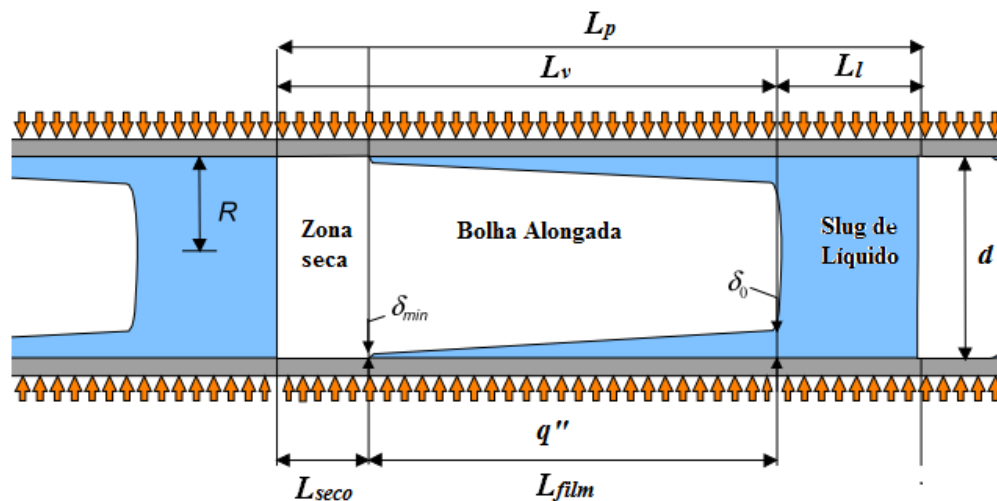


Figura 3.18 – Diagrama ilustrativo da região de três zonas composta por um slug de líquido, uma bolha alongada e um slug de vapor, Thome et al. (2004)

O título de vapor local, o fluxo de calor, o diâmetro interno do micro canal, a taxa de fluxo de massa e as propriedades físicas do fluido na pressão de saturação local são parâmetros de entrada para o modelo. O modelo de três zonas consegue prever o coeficiente de transferência de calor em cada zona e o coeficiente de transferência de calor médio local do ciclo em um local fixo ao longo de um micro canal durante a evaporação de uma bolha alongada a uma condição uniforme e constante de fluxo de calor. O coeficiente de transferência de calor médio no tempo é obtido durante a passagem cíclica de (i) um slug de líquido, (ii) a evaporação do filme de líquido entre a parede do canal e uma bolha alongada, e (iii) um slug de vapor, quando presente.

No desenvolvimento do modelo as seguintes considerações foram realizadas:

1. O regime de escoamento é assumido como sendo de uma bolha alongada (slug);
2. As fases de vapor e líquido viajam com a mesma velocidade (escoamento homogêneo) e o escoamento é estável;
3. O fluxo de calor é uniforme e constante com o tempo ao longo da superfície interna do micro canal;
4. O estado do fluido é de líquido saturado na entrada do micro canal, com bolhas alongadas geradas a uma frequência  $f_p$  ainda desconhecida;



5. Toda a energia entregue ao fluido é utilizada para vaporizar a fase líquida, de maneira que a temperatura do líquido e do vapor permaneçam a  $T_{sat}$ , ou seja, nem o líquido ou o vapor é superaquecido;
6. A pressão de saturação local é usada para determinar a temperatura de saturação local e nenhum efeito intermitente devido à queda de pressão é ignorado (mas podem ser incluídas no cálculo da variação do título de vapor,  $x_v$ , justamente com o fluxo de calor na de parede);
7. A película de líquido permanece presa à parede, enquanto a influência da tensão de cisalhamento de vapor sobre a película de líquido é insignificante, de modo que a película continua lisa, sem ondulações;
8. A espessura da fina película de líquido é muito pequena em relação ao raio interno do tubo:  $\delta_o \ll R$ ;
9. A inércia térmica da parede do canal pode ser negligenciada durante este processo de transferência de calor cíclico.

No desenvolvimento do modelo, os autores tomaram como base resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor local médio de seis diferentes laboratórios, abrangendo sete diferentes fluidos (R11, R12, R113, R123, R134a, R141b e CO<sub>2</sub>), conforme Dupont et al. (2004). Todos estes trabalhos em conjunto compreendem 1591 dados de teste, que abrangem diâmetros dos canais na faixa de 0,77 a 3,1 mm, velocidades mássica de 50 a 564 kg/m<sup>2</sup>s, pressões de 1,24 a 57,66 bar, fluxos de calor de 5 a 178 kW/m<sup>2</sup> e títulos de vapor de 0,01 a cerca de 0,99. O banco de dados comporta cinco estudos com um único canal e duas configurações de teste com multi-microcanais.

A equação geral do modelo para o coeficiente de transferência de calor local médio é dado pela equação (3.66).

$$h = \frac{t_l}{\tau} h_l(z) + \frac{t_{film}}{\tau} h_{film}(z) + \frac{t_{seco}}{\tau} h_{seco}(z) \quad (3.66)$$

onde  $t_l$ ,  $t_{film}$  e  $t_{seco}$  representam respectivamente os tempos de permanência do líquido, do filme de líquido e da zona seca no ponto  $z$ .  $h_l$ ,  $h_{film}$  e  $h_{seco}$  são respectivamente os coeficientes de transferência de calor local do líquido, da película de líquido, e  $\tau$  é o período de surgimento do par, líquido mais vapor, definido pela equação (3.67).

$$f = \frac{1}{\tau} = \left[ \frac{\rho_l c_{p,l} \Delta T_{sat}}{\rho_v \Delta i_{lv} R} \right] \frac{12 \alpha_l}{\pi} \quad (3.67)$$

Os valores de  $t_l$ ,  $t_{film}$  e  $t_{seco}$  são determinados a partir das equações (3.68), (3.69) e (3.70).

$$t_l = \frac{L_l}{U_p} = \frac{\tau}{1 + \frac{\rho_l}{\rho_v} \frac{x_v}{1 - x_v}}; \quad t_v = \frac{L_v}{U_p} = \frac{\tau}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{1 - x_v}{x_v}} \quad (3.68)$$

$$t_{film} = \begin{cases} t_v & , \quad \text{se não ocorrer secagem} \\ \frac{\rho_l \Delta i_{lv}}{q''} [\delta_o - \delta_{min}] & , \quad \text{se secagem ocorrer} \end{cases} \quad (3.69)$$

$$t_{seco} = \begin{cases} 0 & , \quad \text{se não ocorrer secagem} \\ t_v - t_{film} & , \quad \text{se secagem ocorrer} \end{cases} \quad (3.70)$$

onde  $\delta_o$  é a espessura inicial da película de líquido e determinada pela equação (3.71).

$$\delta_o = C_{\delta_o} \left( 3 \sqrt{\frac{\nu_l}{U_p d}} \right)^{0,84} [(0,07Bo^{0,41})^{-8} + 0,1^{-0,8}]^{-\frac{1}{8}} \quad (3.71)$$

$C_{\delta_o}$  é um parâmetro experimental e  $\delta_{min}$  é a espessura mínima da película de líquido antes da secagem ocorrer. Dupont et al. (2004) simplificaram a espessura mínima da película de líquido para  $0,3 \mu m$  para todos os refrigerantes.

Finalmente, os coeficientes de transferência de calor para cada zona são apresentados nas equações (3.72), (3.73) e (3.74).

$$Nu_l = \begin{cases} 0,91Pr_l^{1/3} \sqrt{\frac{Re_l d}{L_l}} & , \text{escoamento laminar} \\ \frac{(\xi/8)}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8}(Pr_l^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d}{L_l}\right)^{2/3} \right] & , \text{escoamento turbulento} \end{cases} \quad (3.72)$$

$$Nu_v = \begin{cases} 0,91Pr_v^{1/3} \sqrt{\frac{Re_v d}{L_v}} & , \text{escoamento laminar} \\ \frac{(\xi/8)}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8}(Pr_v^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d}{L_v}\right)^{2/3} \right] & , \text{escoamento turbulento} \end{cases} \quad (3.73)$$

$$h_{film} = \frac{k_l}{\delta_o - \delta_{final}} \ln \left( \frac{\delta_o}{\delta_{final}} \right) \quad (3.74)$$

Onde o coeficiente de arrasto  $\xi$  é definido pela equação (3.75).

$$\xi = (1,82 \log(Re) - 1,64)^2 \quad (3.75)$$

O modelo de três zonas de Thome et al. (2004) previu 67% de todo sua base de dados dentro de  $\pm 30\%$ , enquanto que avaliando somente os dados de um único canal ele capturou 83% da base de dados dentro desse intervalo. O modelo de bolha alongada (slug) foi desenvolvido utilizando

tudo o banco de dados de transferência de calor, assim, inevitavelmente, incluiu dados de escoamentos borbulhados e anulares dentro de sua análise, pois nenhum método comprovado estava disponível naquele momento para selecionar apenas dados de transferência de calor de escoamentos do tipo slug.

O modelo de três zonas tem sido comparado a novos dados experimentais em algumas publicações independentes como, por exemplo, o trabalho realizado por Shiferaw et al. (2009) com o R134a em um tubo de aço inoxidável de  $2,01\text{ mm}$  de diâmetro a pressão de  $8\text{ bar}$ . O modelo de três zonas previu a maior parte dos dados experimentais do coeficiente de transferência de calor dentro da faixa de desvio de  $\pm 20\%$ , independentemente do regime de escoamento. Entretanto quando a pressão do sistema foi alterada para  $12,0\text{ bar}$ , os dados experimentais do coeficiente de transferência de calor foram menos previsto, apresentando um desvio de  $\pm 30\%$  em relação ao modelo, mostrando uma tendência de sob prever os coeficiente transferência de calor com o aumento da pressão.

Agostini et al. (2008c) também comparou seus dados experimentais obtidos a partir da sua secção de teste de silício com 67 canais rectangulares paralelos, com elevada relação de aspecto, de  $0,223\text{ mm}$  de largura,  $0,680\text{ mm}$  de altura e  $20,0\text{ mm}$  de comprimento, com  $0,080\text{ mm}$  entre as aletas dos canais. Foram utilizados na comparação apenas os dados experimentais para títulos de vapor superiores a  $5\%$ , correspondendo um total de 1438 pontos, para o R245fa e R236fa. O modelo de três zonas foi aplicado utilizando a rugosidade da superfície medida de  $0,17\text{ }\mu\text{m}$ , ao invés do valor inicial determinado pelo modelo de  $0,3\text{ }\mu\text{m}$ . O modelo previu  $90\%$  dos seus dados dentro da faixa de desvio  $\pm 30\%$ . Estes mesmos dados experimentais quando comparados aos valores calculados utilizando as correlações de Kandlikar e Balasubramanian (2004) e Zhang et al. (2004), por exemplo, capturaram respectivamente  $58\%$  e  $19\%$  do seus bancos de dados dentro da faixa de desvio de  $\pm 30\%$ .

Consolini (2008) realizou comparação da sua extensa base de dados dos fluidos R134a, R236fa e R245f para condições de escoamentos estáveis em seções de teste de aço inoxidável com diâmetros entre  $0,510$  e  $0,790\text{ mm}$  para cinco dos métodos de previsão do coeficiente de transferência de calor apresentados neste capítulo. Utilizando o mapa padrão de escoamento diabático de Revellin e Thome (2007a), para eliminar os dados de escoamento anular, ele verificou que  $77\%$  dos seus dados experimentais foram previstos dentro da faixa de desvio de  $\pm 30\%$  pelo modelo de três zonas (mas ainda incluindo os dados de escoamento borbulhado). Excluindo os dados de escoamentos borbulhados, ou seja, para baixos títulos de vapor, a precisão do modelo teria melhorado. Em relação às outras correlações, Lazarek e Black (1982), surpreendentemente capturou  $88\%$  de toda a base de dados experimental dentro da faixa de desvio de  $30\%$ , enquanto que Tran et al. (1996) apresentaram apenas  $4\%$  dentro deste intervalo, Kandlikar e Balasubramanian (2004) compreenderam  $21\%$  dentro desta faixa, e a correlação de Zhang et al. (2004) apresentou  $58\%$  dos pontos dentro desta faixa.

Fica claro que o modelo de três zonas, por vezes, dá previsões razoavelmente precisas de dados independentes, embora muitas vezes isso não aconteça, parece subestimar resultados a baixos títulos de vapor, onde o regime de escoamento é borbulhante, sendo a ebulição nucleada aparentemente o mecanismo dominante de transferência de calor.

Concluindo, o modelo de três zonas ilustra a importância da variação cíclica do coeficiente de transferência de calor em regime de escoamento de bolha alongada e a forte influência da transferência de calor: (i) a frequência de bolha; (ii) a espessura da película de líquido mínimo e (iii) formação inicial da espessura da película de líquido. Proporcionando uma orientação física para melhor compreender os fundamentos do processo de transferência de calor em micro-canais.

### **3.7. Resumo**

Neste capítulo, foram apresentadas as principais características de escoamentos bifásicos e em ebulição no interior de tubos e dutos. As diferenças entre escoamentos em macro e micro-canais foram discutidas. Os diferentes modos e mecanismos que influenciam na ebulição foram mostrados, bem como, os regimes de escoamento obtidos em micro-canais. Diversas correlações e modelos propostos para a determinação de ONB, regime do escoamento, queda de pressão, e para o coeficiente de transferência de calor em escoamentos bifásicos com ebulição foram apresentados. Por fim, a influência de parâmetros do escoamento sobre o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão por atrito, obtidos por diferentes autores, também foram apresentadas nesse capítulo.

## Capítulo 4 – Materiais - Ebulição convectiva em microcanais paralelos

---

### 4.1. Introdução

Com o intuito de alcançar os objetivos deste trabalho, dispõe-se de um aparato experimental que permite uma abordagem geral do problema de ebulição em mini e micro-canais, graças à obtenção de curvas de ebulição, queda de pressão, entre outros.

Neste capítulo é realizada uma descrição da bancada experimental da seção de teste utilizada para a obtenção dos resultados experimentais. Todo o sistema de aquisição de dados, como sensores e atuadores utilizados também são descritos. Uma simulação computacional de aquecimento da seção de teste é realizada para analisar a uniformidade de distribuição da temperatura ao longo da seção de teste. As principais propriedades e características do fluido de trabalho são também apresentadas, bem como os cuidados no carregamento do fluido de trabalho na seção de teste. Finalizando, as condições de teste são definidas e as máximas incertezas experimentais são apresentadas.

### 4.2. Bancada experimental

A Figura 4.1 mostra um diagrama esquemático da bancada experimental utilizada para investigar a transferência de calor e a queda de pressão do escoamento do fluido refrigerante R134a durante a ebulição em microcanais.

A configuração de teste consiste em um ciclo térmico hermeticamente fechado composto por: uma bomba de engrenagem (10, Figura 4.1) da com velocidade variável; a seção de teste onde ocorre a ebulição do refrigerante; um condensador, (1, Figura 4.1), resfriado por um banho térmico, (5, Figura 4.1); um total de dez válvulas para proteger o sistema, regular e controlar o escoamento, e toda a instrumentação necessária para as medições.

O circuito térmico ainda dispõe de um filtro (6, na Figura 4.1) para o fluido refrigerante, com poros de  $7,0\ \mu\text{m}$ , com o intuito de manter o líquido livre de contaminantes. Dois pré-quecedores (2 e 3, na Figura 4.1) também fazem parte do circuito, e são utilizados para ajustar o grau de sub-resfriamento do fluido refrigerante antes de entrar na seção de teste.

Ainda fazem parte do sistema, um condensador (1, na Figura 4.1) e um dos pré-aquecedores (2, na Figura 4.1), que são permutadores de calor do tipo tubo-em-tubo, e que são alimentados por banhos térmicos independentes (4 e 5, na Figura 4.1) com temperaturas controladas externamente, permitindo o controle da temperatura no intervalo de  $-20$  a  $30\ ^\circ\text{C}$ .

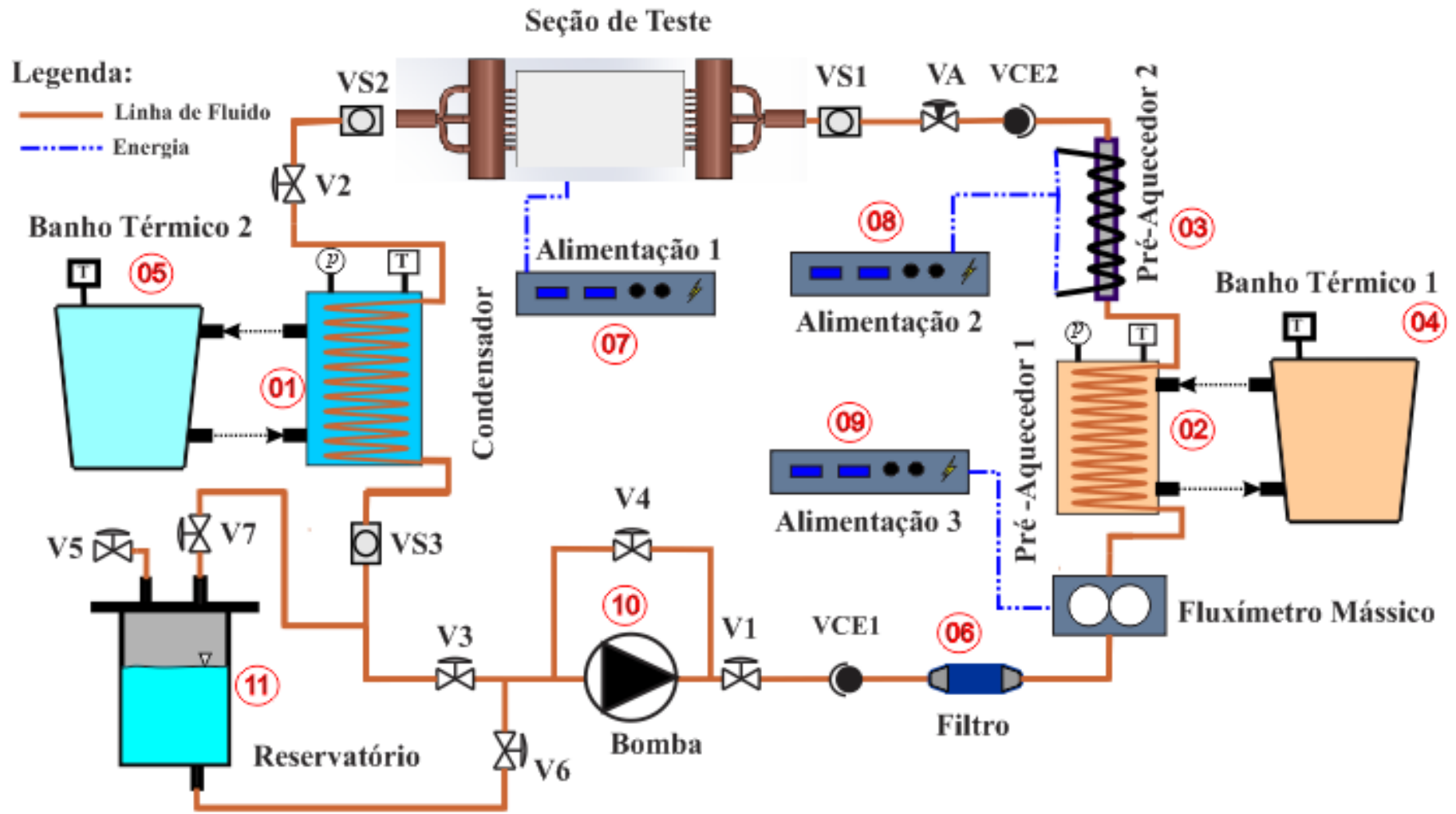


Figura 4.1 - Diagrama esquemático da bancada experimental

Na Tabela 4.1 são apresentados todos os componentes utilizados na construção da bancada de testes e seus respectivos fabricantes.

Tabela 4.1 - Lista dos componentes da bancada experimental

	Nome	Descrição	Fabricante	Modelo
1	Condensador	Condensador refrigerado a água (tubo em tubo)	Lab.Boiling	Tanque, $V_{tanque} = 5.0 l$ $L_{tubo} = 3 m$ , $d_{i,tubo} = 1/4''$
2	Pré-aquecedor 1	Pré-aquecedor aquecido água (tubo em tubo)	Lab.Boiling	Tanque, $V_{tanque} = 3.5 l$ $L_{tubo} = 2 m$ , $d_{i,tubo} = 1/4''$
3	Pré-aquecedor 2	Tubos pré-aquecedores	Lab.Boiling	$P = 535 W$ , $L = 1.32 m$
4	Banho 1	Banho térmico do condensador	Lauda	RK8 KP
5	Banho 2	Banho térmico do pré-aquecedor	Micro-química	MQBMP01
6	Filtro	Filtro do fluido refrigerante	Danfoss	DML 162
7	Alimentação 1	Fonte de alimentação elétrica da seção de teste	Agilent	N6702A
8	Alimentação 2	Fonte de alimentação elétrica dos tubos pré-aquecedores	Heinzinger	125-10
9	Alimentação 3	Fonte de alimentação elétrica dos transdutores	Agilent	E3631A
10	Bomba	Bomba de engrenagens com variador de velocidade	Tuthill	Série D 0.19
11	Reservatório	Reservatório de fluido refrigerante	Lab. Boiling	Tanque, $V_{tanque} = 5.0 l$
12	VS1	Visualizador antes da seção de teste	Danfoss	SGN 6, $1/4''$
13	VS2	Visualizador após a seção de teste	Danfoss	SGN 6, $1/4''$
14	VS3	Visualizador após condensador	Danfoss	SGN 6, $1/4''$
15	V1	Válvula de regulagem de vazão	Danfoss	BML/ $1/4''$
16	V2	Válvula após seção de teste	Danfoss	BML/ $1/4''$
17	V4	Válvula by-pass da bomba	Danfoss	BML/ $1/4''$
18	V5	Válvula de carregamento	Danfoss	BML/ $1/4''$
19	V6	Válvula do reservatório	Danfoss	BML/ $1/4''$
20	V7	Válvula do reservatório	Danfoss	BML/ $1/4''$
21	VA	Válvula Agulha antes da seção de teste	Contec	VA910L-04/ $1/4''$
22	VCE1	Válvula de Retenção após bomba	Danfoss	NRV 6 / $1/4''$
22	VCE2	Válvula de retenção antes da seção	Danfoss	NRV 6 / $1/4''$

O segundo pré-aquecedor (3, na Figura 4.1), consiste de três tubos montados em série e aquecidos uniformemente por uma resistência elétrica do tipo fita, enrolada em contato com sua superfície externa de cada tubo. O monitoramento dessa temperatura é feito através do software LABVIEW, que controla a fonte elétrica que alimenta a resistência através de um controle PID

(Proporcional-Integral-Derivada), controlando assim a temperatura na entrada da seção de teste, e mantendo-a na temperatura desejada.

O projeto básico da bancada foi construído durante o trabalho de mestrado de Dario (2008) e, no presente trabalho de tese foram feitas modificações a fim possibilitar um melhor controle das condições de teste.

A Figura 4.2 mostra o diagrama de fases de pressão-entalpia ( $p-i$ ) do R134a do circuito principal apresentado, para pressão em torno de  $700 \text{ kPa}$  e título de vapor de até  $40\%$ , no qual o fluido entra sub-resfriado na seção de teste. O objetivo do ciclo térmico do fluido refrigerante é o de permitir a circulação contínua e controlada do refrigerante que passará na seção de teste. O ciclo térmico do fluido refrigerante possui vários instrumentos que possuem interface com o sistema de aquisição de dados, para assim fornecer um “feedback” de certos parâmetros importantes para o controle do experimento, como velocidade mássica, temperatura, pressão, título de vapor entre outros.

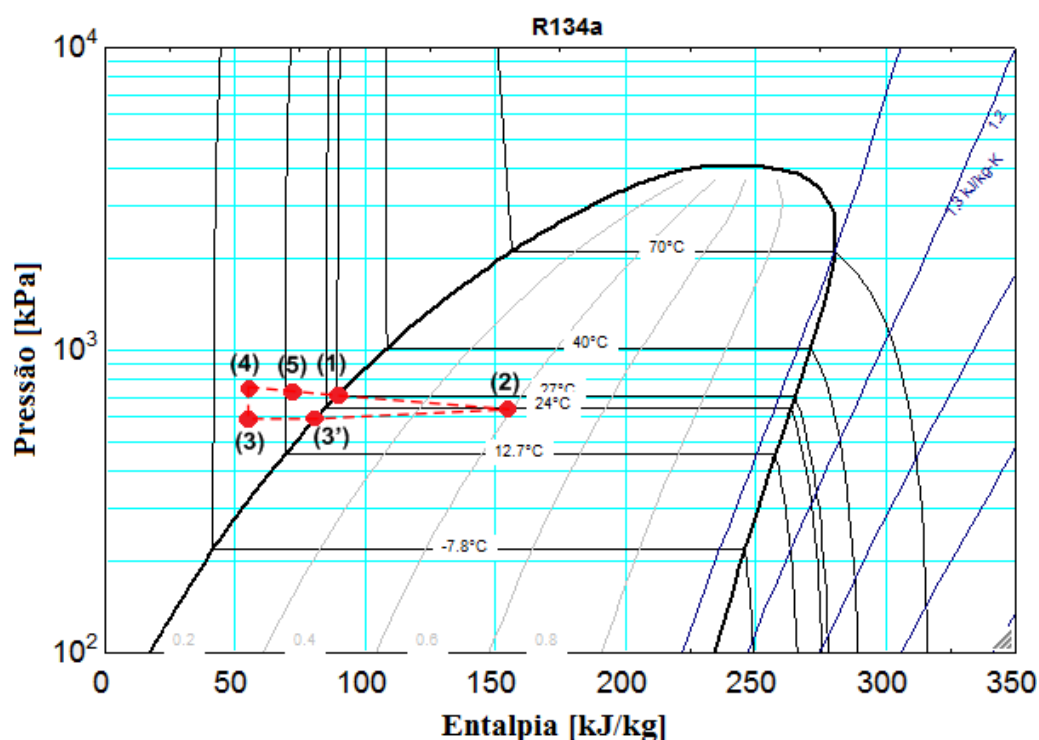


Figura 4.2 – Diagrama pressão – entalpia da bancada experimental com o R134a

O refrigerante líquido é bombeado através de uma bomba de engrenagem de velocidade variável do ponto (3) para o ponto (4). A utilização de uma bomba de engrenagem elimina a necessidade de óleo de refrigeração, de modo que os testes realizados podem ser realizados com o refrigerante puro. A vazão mássica do fluido refrigerante pode ser ajustada para o valor desejado através das válvulas reguladoras de escoamento do bypass, V1 e V2. O fluido refrigerante passa então um medidor de fluxo de massa do tipo coriolis e em seguida através do pré-aquecedor 1, passando do ponto (4) para o ponto (5). Na sequência, o fluido é novamente aquecido no pré-



aquecedor 2, tubos aquecedores, até alcançar o grau de subresfriamento desejado, ponto (1), na entrada da seção de teste. Ao entrar na seção de teste ainda subresfriado o fluido é aquecido até tornar-se saturado, ponto (1), e começar a evaporar até sair da seção de teste e alcançar o ponto (2). Visores, *VS1* e *VS2*, posicionados imediatamente e respectivamente antes e após a seção de teste permitem ao operador verificar visualmente a presença de vapor no escoamento. Além disso, uma válvula do tipo agulha foi instalada, *VA* (ver Figura 4.1), antes do visor *VS1*, tendo como função principal reduzir a propagação de instabilidades a partir da seção de teste comumente verificadas na ebulição em microcanais.

Os componentes da bancada são interligados por tubos de cobre de diâmetro igual a  $1/4''$ , os quais são conectados aos equipamentos através de conexões flangeadas.

## 4.2. Seção de Teste

A Seção de teste é apresentada esquematicamente em vista explodida, na Figura 4.3 Este conjunto é formado por nove micro-canais de cobre paralelos (1), os quais são soldados com estanho entre duas placas de cobre (2). As placas de cobre (2) foram usinadas longitudinalmente em uma de suas faces com o formato do diâmetro externos desses nove micro-canais de cobre. Ressalta-se, quando da usinagem e principalmente no processo de soldagem dos micro tubos nas placas de cobre, foi tomado o cuidado para não haver falhas de preenchimento da região de contato entre as placas e os tubos capilares, o que comprometeria o experimento. As dimensões das duas placas de cobre são de  $120\text{ mm}$  de comprimento, por  $60\text{ mm}$  de largura e  $4,1\text{ mm}$  de espessura. Também fazem parte do conjunto duas resistências do tipo “*skin heater*” (3), posicionadas nas duas faces externas do conjunto formado pelas placas de cobre (2) e micro-canais (1), conforme pode ser observado na Figura 4.3. Cada uma dessas “*skin heater*” possui um valor de resistência de  $12,5\ \Omega$ . É importante ressaltar também que foi tomado o cuidado de aplicar pasta térmica no contato entre as superfícies da “*skin heater*” (3) e as placas de cobre (2) com a finalidade de reduzir a resistência de contato e uniformizar a distribuição de calor para a placa. Acima e abaixo do conjunto, duas placas de Teflon (PTFE) (4) unem por pressão as “*skin heater*” (3) ao conjunto placas mais micro-canais, (1) e (2). Estas placas (4) têm como finalidade isolar termicamente a seção de teste e evitar perdas de calor para o ambiente. Todo o conjunto é unido por placas de aço com parafusos utilizadas na fixação do teflon e também para manter o conjunto compacto e rígido. Toda esta montagem é, ainda, isolada do ambiente externo com lã de rocha.

Completando a seção de teste, duas regiões de “*plenum*” (5), uma posicionada na entrada e outra na saída dos micro-canais (1), que têm como objetivo equalizar as pressões antes da entrada do fluido nos micro-canais e também funcionam como distribuidor e coletor do escoamento. As distribuições do escoamento nos “*plena*” de entrada e saída da seção de teste é realizada por meio de três tubos de acesso e de saída, respectivamente, que penetram em cada “*plenum*”. De acordo

com a revisão bibliográfica do *capítulo 9* e do trabalho desenvolvido em Dario et al. (2013), e que encontra-se anexo a esta tese no *apêndice G*, com esta configuração de montagem e número de tubos na entrada e saída (três vias), espera-se obter uma distribuição uniforme de vazão nos microcanais paralelos.

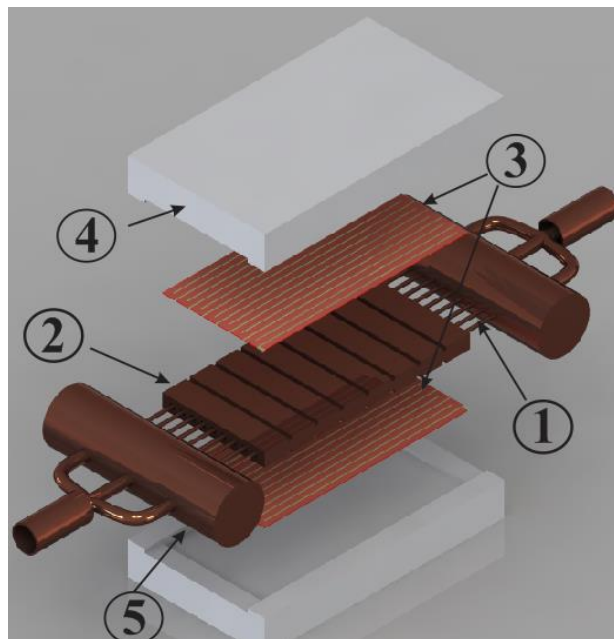


Figura 2.3

Figura 4.3 - Vista explodida da seção de teste: (1) micro-canais; (2) placas de cobre; (3) “skin heater”; (4) blocos de teflon; 5) Regiões de Plenum

Os microcanais (1) utilizados na seção de teste são tubos capilares de cobre, com diâmetros nominal interno de  $0,031''$  (aproximadamente  $0,8\text{ mm}$ ) e externo de  $2,0\text{ mm}$ , com  $150,0\text{ mm}$  de comprimento. Medições nos diâmetros internos em tubos idênticos aos utilizados neste trabalho foram realizadas por Goss Jr (2011) mostraram que os tubos utilizados apresentam  $d=0,77\pm 0,01\text{ mm}$ . A medição da rugosidade desses tubos não foi realizada neste trabalho, pois varia pouco entre diferentes lotes fornecidos de uma mesma empresa conforme observações feitas de outros trabalhos onde este tubo foi utilizado.

Tabela 4.2 - Rugosidade dos tubos capilares, medidas de outros autores.

<b>Referência</b>	<b>Rugosidade Média <i>Ra</i> (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>Incerteza (95% de confiança) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>
Gonçalves (1994)	0,59	0,15
Boabaid (1994)	0,58	0,15
Zangari (1998)	0,59	-

Assim, o valor da rugosidade foi determinado a partir de um levantamento de outros trabalhos publicados na UFSC, no laboratório de pesquisa POLO, que realizaram a medição de rugosidade média interna,  $Ra$ , de tais tubos. O valor da rugosidade,  $Ra$ , representa a média aritmética dos valores absolutos das imperfeições, em relação à linha média, dentro de um percurso de medição é apresentada na Tabela 4.2.

O tubo distribuidor (“*plenum*” de entrada, (5), Figura 4.3) e o coletor (“*plenum*” de saída, (5), Figura 4.3), ou manifolds de entrada e saída da seção de teste, foram produzidos em aço, os quais foram unidos aos tubos capilares através de brasagem com liga de prata. Eles possuem diâmetro interno e comprimento de  $20,0\text{ mm}$  e  $80,0\text{ mm}$ , respectivamente, onde suas extremidades são vedadas com uma liga de prata.

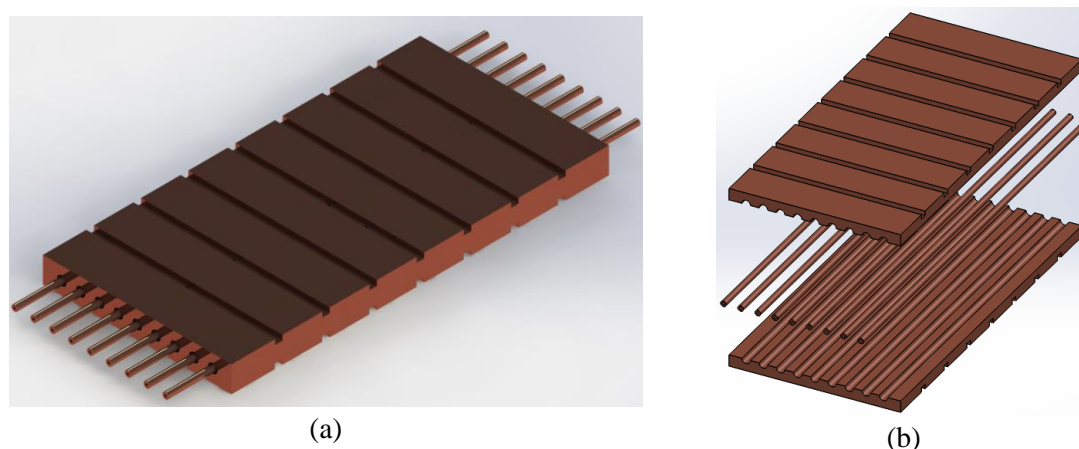


Figura 4.4 – Esquema de fabricação e soldagem da seção de teste: (a) Seção montada e soldada; (b) Seção de teste com vista explodida

Na construção da seção de teste, após a união dos microcanais com os distribuidores, por brasagem, os capilares são unidos às placas de cobre, a qual apresentam nove ranhuras cada uma, com raio de  $1,0\text{ mm}$ , que servem de alojamento para os tubos, Figura 4.4 (b). Esse acoplamento é promovido através de solda de estanho, com o intuito de diminuir a resistência de contato entre o tubo e a placa de cobre.

A superfície da placa e dos micro-canais foi previamente limpa com ácido sulfúrico, para eliminação das impurezas, o que facilita a brasagem. O conjunto placas de cobre e tubos são então aquecidos de forma homogênea e estanho líquido é introduzido nas ranhuras, preenchendo os espaços vazios. A Figura 4.4 (a) mostra a montagem do conjunto de microcanais mais placas de cobre.

Na Tabela 4.3, são listadas as principais dimensões do conjunto de micro-canais e placas investigadas, em conjunto, respectivamente com o seu valor dimensional e suas incertezas de fabricação.

Tabela 4.3 - Detalhes dimensionais da seção de testes

<b>Dimensão</b>	<b>Medição e Incerteza</b>
Diâmetro interno dos microcanais	$0,77 \pm 0,01 \text{ mm}$
Comprimento dos microcanais	$150,0 \pm 0,2 \text{ mm}$
Diâmetro externo dos microcanais	$2,0 \pm 0,2 \text{ mm}$
Comprimento das placas	$120,0 \pm 0,2 \text{ mm}$
Largura das placas	$60,0 \pm 0,2 \text{ mm}$
Espessura das placas	$4,1 \pm 0,2 \text{ mm}$
Diâmetro dos distribuidores	$20,0 \pm 0,2 \text{ mm}$
Comprimento dos distribuidores	$80,0 \pm 0,2 \text{ mm}$

### 4.3. Uniformidade do aquecimento a seção de teste

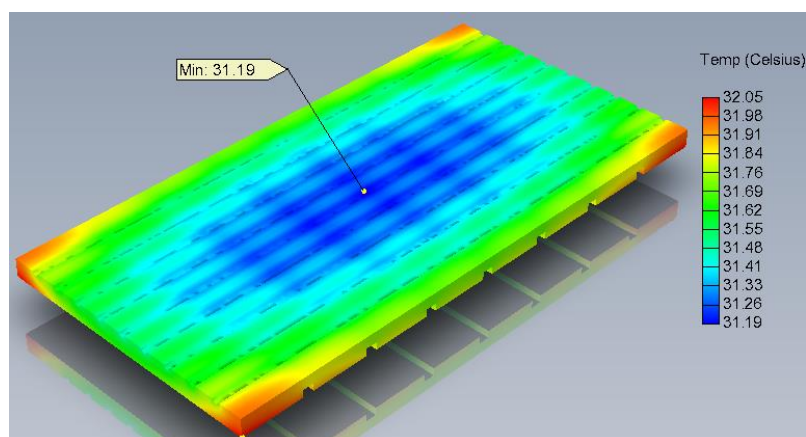
A fim de analisar a uniformidade da distribuição da temperatura nas direções laterais e vertical, foi realizada uma simulação computacional usando o software de simulação computacional de condução de calor do Solidworks (2012). A geometria da peça de teste foi modelada através do mesmo software, e as seguintes condições de contorno foram utilizadas:

- Todos os lados, exceto a superfície molhada pelo líquido e a superfície aquecida pela resistência elétrica, são adiabáticas.
- O bloco de cobre está no estado de equilíbrio, e consiste de cobre puro. A temperatura do fluido ( $T_f=25^\circ\text{C}$ ), o coeficiente de transferência de calor ao longo dos microcanais foi considerado constante ( $h=6 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ), na qual se aproxima mais de um escoamento bifásico, e uma potência de entrada de calor uniforme ( $P=100 \text{ W}$ ), uniformemente distribuído ao longo da superfície dos microcanais.

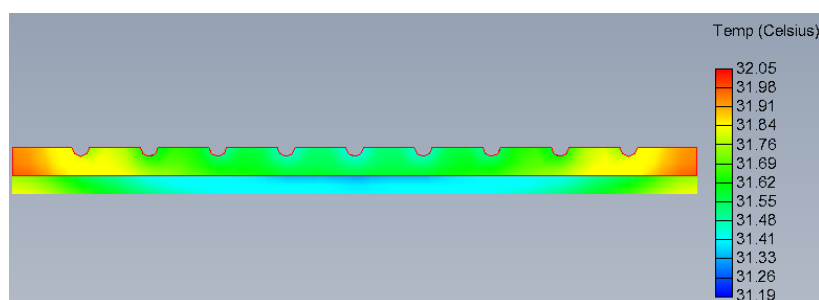
Na Figura 4.5 são apresentados os resultados da simulação em duas parcelas. A primeira parte, 3D (a) apresenta uma visão geral da seção de teste com corte entre as placas (simétrico), com o fluido escoando ao longo dos microcanais. A distribuição de temperatura é bastante uniforme nesta direção. Apenas perto do fundo dos microcanais a distribuição da temperatura torna-se mais complexa.

Na Figura 4.5 (b) nos mostra a distribuição de temperatura de um corte horizontal transversal no centro da placa de cobre com os canais. É a mais informativa, uma vez que confirma o pressuposto de uma temperatura uniforme de base para o cálculo do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição. Apenas os canais mais afastados do centro, nas laterais esquerda e direita demonstram uma temperatura de base, diferente quando comparado com os outros canais. O

desvio entre as temperaturas máxima e mínima ficou abaixo de  $0,3^{\circ}\text{C}$  no corte transversal mostrado na Figura 4.5 (b).



(a)



(b)

Figura 4.5 – Distribuição de temperatura na seção de teste: (a) Vista 3D; (b) Corte vertical transversal no meio da seção de teste

#### 4.4. Carregamento do Sistema e qualidade do refrigerante

De modo a alcançar os melhores resultados de medições de transferência de calor, houve o cuidado de trabalhar com refrigerante sem reuso. A bomba de engrenagens também permitiu manter o refrigerante livre de contaminação por óleo de lubrificação, como é o caso nos circuitos com bombeamento com bombas centrífugas comuns.

Antes de cada carregamento do circuito da bancada de teste em ebulição, o mesmo foi evacuado em média durante três horas, e depois carregado com o fluido na sua fase líquida a partir da válvula V5 do reservatório, componente (11) da Figura 4.1.

O circuito foi evacuado, durante várias horas e depois carregado com o fluido refrigerante na sua fase líquida a partir de uma válvula do reservatório.

## 4.5. Fluido Refrigerante

A escolha do refrigerante é importante na otimização do desempenho de um sistema de compressão mecânica do vapor. O fluido refrigerante deve possuir um elevado calor latente de vaporização para reduzir a vazão mássica necessária, e assim produzir boas características de transferência de calor com o intuito de reduzir o tamanho do trocador de calor. Ele também deve estar a uma pressão superior à pressão ambiente, a fim de impedir que o ar e a umidade se inflitrem no sistema. Por outro lado, a pressão não deve ser muito elevada a fim de permitir um design leve dos componentes do trocador de calor. Outras características desejáveis são a boa resistência química contra o envelhecimento dentro da faixa de funcionamento e a compatibilidade química com: metais, borrachas e plásticos usados em sistemas de refrigeração. O refrigerante também deve ser não-inflamável, não-tóxico e ambientalmente amigável. A maioria dos refrigerantes usados no passado (CFCs e HCFCs) atacam a camada de ozônio e contribuem para o efeito de estufa. Vários deles, como o R11, R12 e R22, por exemplo, já foram banidos e não podem mais ser comercializados, enquanto outros serão banidos em um futuro próximo.

Outros refrigerantes de alto desempenho, tais como amônia, iso-butano e propano são tóxicos ou inflamáveis. Novos refrigerantes de baixa pressão, tais como R236fa e R245f, foram introduzidos em grandes aplicações. Eles podem ter vantagens devido à sua pressão de saturação mais baixa em condições ambientes, mas geralmente têm um potencial de aquecimento global, GWP, muito elevado (“*Global Warming Potential*” ou Fator de Aquecimento Global, é uma medida de como uma determinada quantidade de gás do efeito estufa contribui para o aquecimento global), na ordem de 6000 a 8000 em comparação com 1300 para o R134a. Atualmente, o R134a é o fluido utilizado na maioria dos sistemas de compressão de vapor de pequeno e médio porte, entretanto o R245f e R236fa podem ser consideradas alternativas viáveis. Portanto, neste estudo de ebulição em microcanais o fluido refrigerante R134a foi o selecionado.

O R134a (1,1,1,2-Tetrafluoretano), cuja fórmula molecular é  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ , é um fluido sintético introduzido no mercado no começo dos anos noventa, com o objetivo de substituir o R12. A Tabela 4.4 apresenta algumas propriedades do R134a à pressão de 7,0 bar, obtidas através do software EES.

Tabela 4.4 - Propriedades termo físicas dos R134a à pressão de 7 bar ( $p=700$  kPa)

Propriedades	R134a
Peso Molecular	102 kg/mol
Temperatura Crítica, $T_{crit}$	101,0°C
Temperatura de Saturação, $T_{sat}$	26,69 °C
Massa específica do líquido, $\rho_l$	1200 kg/m <sup>3</sup>
Massa específica do vapor, $\rho_v$	30,0 kg/m <sup>3</sup>
Calor Latente de Vaporização, $i_{lv}$	176,3 kJ/kg
Condutividade térmica do líquido, líquido, $k_l$	0,08243 W/m-K
Calor específico do líquido, $c_{p,l}$	1429 J/kg
Difusividade Térmica do Líquido, líquido, $\alpha_l$	$4,804 \times 10^{-8}$ m <sup>2</sup> /s
Viscosidade cinemática do líquido, líquido, $\nu_l$	$1,59 \times 10^{-7}$ Pa.s
Número de Prandtl do líquido, $Pr_l$	3,302
Tensão Superficial do líquido, $\sigma_l$	$7,855 \times 10^{-3}$ N/m

#### 4.6. Plano de aquisição de dados e medição

Na Figura 4.6 é mostrado um mapa completo das instalações de medição, com todos os sensores, exceto os sensores de temperatura dentro da seção de teste. As posições exatas dos referidos sensores são mostrados na Figura 4.6.

A resistência elétrica, skin heater,  $Res$ , de resistência de 12,5  $\Omega$ , e incerteza média de  $\pm 0,01$   $\Omega$ , e são alimentadas por uma fonte de alimentação da marca Agilent N6702A,  $P_{w01}$ . A fonte de alimentação  $P_{w01}$  apresenta uma incerteza padrão de 0,1% do valor de tensão aplicada.

A vazão mássica do fluido refrigerante é medida utilizando-se um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis com 0,1 % de incerteza do valor medido na faixa de medição dada. Pressões em diferentes pontos da instalação são tomadas por meio de transdutores de pressão absoluta com uma amplitude de 20 bar para medições com R134a .

Os transdutores de pressão apresentam incerteza de 0,25% do fundo de escala. Para a medição da pressão diferencial entre as regiões de plenum da seção de teste, foi utilizado um transdutor diferencial em um intervalo de 70,0 kPa e 0,1% de incerteza da faixa de medição utilizada.

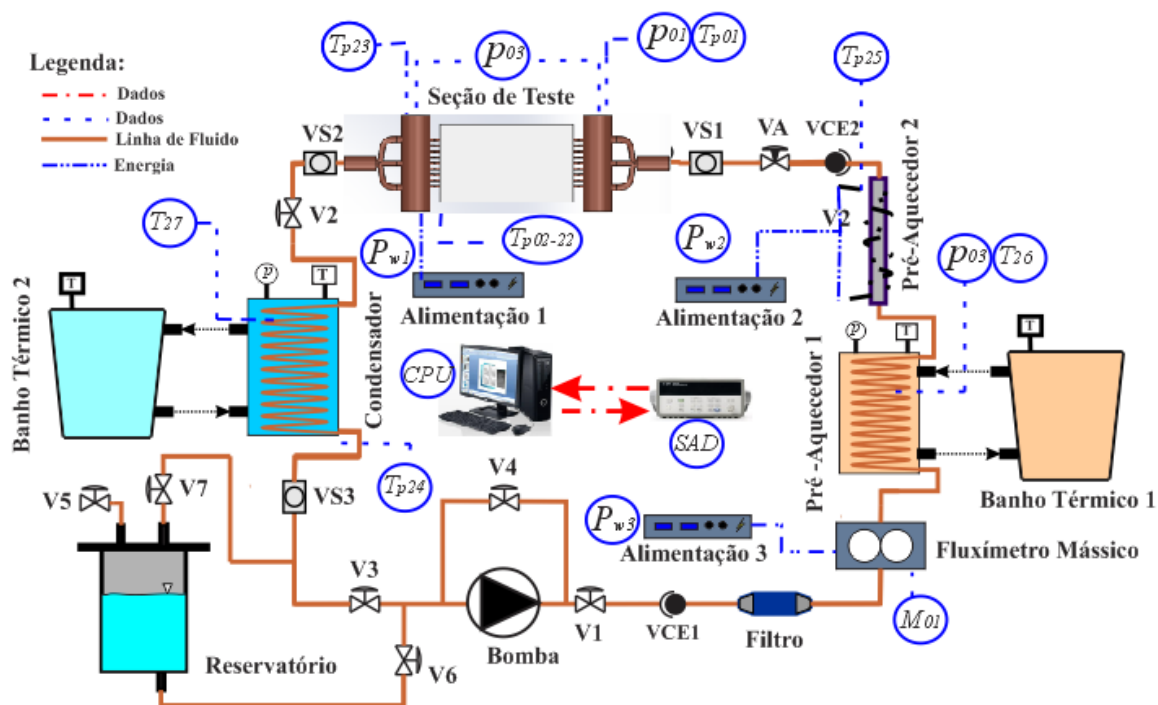


Figura 4.6 - Mapa completo de medição da bancada experimental

Todas as temperaturas foram medidas usando termopares do tipo *E*. Eles foram calibrados e apresentaram uma incerteza média de  $\pm 0,2^\circ\text{C}$  após a sua calibração, considerando-se todos os efeitos de incerteza. O processo de calibração é apresentado no Apêndice A. No caso das medições de temperatura do fluido na entrada e saída da seção de teste os termopares foram diretamente inseridos no escoamento com a finalidade de diminuir o tempo de resposta e precisão da medição.

Tabela 4.5 – Lista de sensores, fontes de alimentação e resistência elétrica

#	Nome	Descrição	Faixa de Medição	Incerteza
1	$T_{x,x,x}$	Termopares do tipo E (Omega)	$-110$ a $140^\circ\text{C}$	$\pm 0,20^\circ\text{C}$
2	$p_{01}$ , $p_{02}$	Transdutor absoluto de pressão / Wärme WTP-4010	$0,1$ a $1000$ kPa	$\pm 0,10\%$ do fe / $\pm 1,0$ kPa
3	$p_{03}$	Transdutor diferencial de pressão (Zurich)	$0-100$ kPa	$\pm 0,1\%$ do fe / $\pm 0,1$ kPa
4	$M_{01}$	Fluxímetro mássico de Coriolis/Siemens - MASSFLO 2100 DI 1.5	$0 - 65$ kg/s	$\pm 0,1\%$ do vm
5	$P_{W01}$	Fonte de alimentação elétrica/Agilent N6702A	$I=0-12$ A; $V=0-100$ V	$\pm 1,0\%$ do vm
6	$P_{W02}$	Fonte de alimentação elétrica / PTN 125-10	$I=0-10$ A; $V=0-125$ V	$\pm 1,0\%$ do vm
7	$Res$	“Skin Heater” (resistência elétrica da seção de testes)	$12,5\ \Omega$	$\pm 0,1\ \Omega$
8	$SAD$	Sistema de Aquisição de dados / Agilent 34970A	$5\ \frac{1}{2}$ dígitos	$\pm(0,05\%V_m + 4 \times 10^{-6})$

\*vm- valor medido; fe – fundo de escala



A faixa de medição e incerteza para todos os sensores utilizados na instalação estão listados na Tabela 4.5. Foi tomado o devido cuidado para calibrar com precisão todos os sensores antes do uso e para não operá-los fora das suas faixas de medição especificadas.

Uma análise de incerteza experimental padrão de Holman (2001) foi usada para estimar a propagação das incertezas dos resultados obtidos, ver Apêndice B. As incertezas média e máxima nas medições dos coeficientes de transferência de calor locais foram iguais a 11,9 % e 14,9 %, respectivamente. A menor incerteza foi alcançada em condições de alto sub-resfriamento e a máxima incerteza resultou de condições de baixas vazões mássicas e baixos fluxos de calor. As incertezas média e máxima em termos do cálculo do fluxo de calor foram iguais a 2,1% e 3,8%, respectivamente.

A Tabela 4.6 indica as incertezas relativas da velocidade mássica, do fluxo de calor, do título de vapor e dos coeficientes de transferência de calor.

Um balanço de energia na seção de teste e uma comparação do escoamento monofásico com a literatura mostrou desvios de medição abaixo da incerteza de medição. Isso dá confiança no método proposto e na incerteza de medição. Mais informações sobre o balanço de energia e medições monofásicas podem ser encontrados no Apêndice C.

Tabela 4.6 – Incertezas experimentais relativas

Parâmetro	Incerteza Relativa (%)
Velocidade mássica ( $G$ )	< 1.5
Fluxo de calor ( $q''$ )	< 3.8
Título de vapor ( $x_v$ )	< 4.1
Coefficiente de Transferência de calor ( $h$ )	< 14.9

As tomadas de temperatura da seção de teste foram realizadas por 21 termopares do tipo  $E$  distribuídas entre sete seções transversais, mais um na entrada e outro na saída dos micro-canais. A distribuição dos 21 termopares entre as sete seções transversais é apresentada na Figura 4.7, eles estão posicionados em ambos os lados da seção de teste com espaçamento de 15 mm entre cada seção transversal, e a 1,0 mm da superfície interna do micro canal. A fixação dos termopares na base das canaletas próprias para sua fixação é realizada por uma mistura de cola instantânea (superbonder) e pó de cobre. Após a fixação dos termopares as canaletas são preenchidas com pasta térmica.

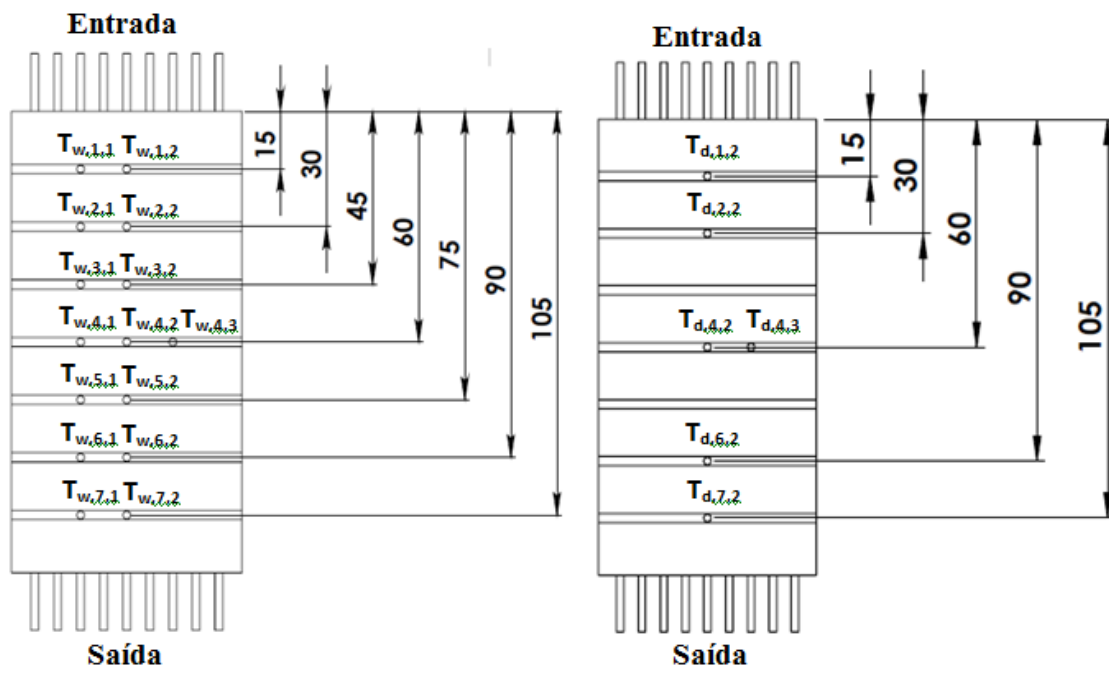


Figura 4.7 - Localização dos termopares na seção de teste de cobre, com dimensões em mm, lado esquerdo superior e lado direito inferior da placa de cobre com os microcanais

## Capítulo 5 – Descrição dos procedimentos experimentais - Ebulição convectiva em microcanais paralelos

Neste capítulo, serão descritos todos os procedimentos e análises feitas durante a realização dos testes, bem como no tratamento dos dados experimentais obtidos. Inicialmente o procedimento experimental adotado na realização dos testes é apresentado. Em seguida, as instabilidades sofridas pelo sistema são avaliadas. Uma avaliação da uniformidade do fluxo de calor e da distribuição da vazão mássica entre os micro-canais paralelos também é realizada neste capítulo. Finalizando, é verificada a repetitividade dos resultados, e o modo de como os dados experimentais foram tratados.

### 5.1. Procedimento de realização dos testes

Os testes são realizados seguindo uma planilha, onde as seguintes condições de entrada são previamente definidas: o grau de sub-resfriamento na entrada,  $\Delta T_{sub}$ ; a pressão na entrada da seção de teste,  $p_{ent}$ ; a velocidade mássica média,  $\bar{G}$ , e o fluxo de calor médio,  $\bar{q}''$ .

Uma vez satisfeitas todas estas condições, é realizada a aquisição de dados na frequência de uma aquisição por segundo, utilizando o sistema de aquisição de dados, SAD, indicado na Tabela 4.5. Esses pontos são salvos no microcomputador através do software LABVIEW. O procedimento completo, que vai desde a definição das condições até a leitura dos dados, é apresentado no esquema do diagrama da Figura 5.1. Após esta etapa, inicia-se a etapa de tratamento dos dados, a qual é descrita nas próximas seções.

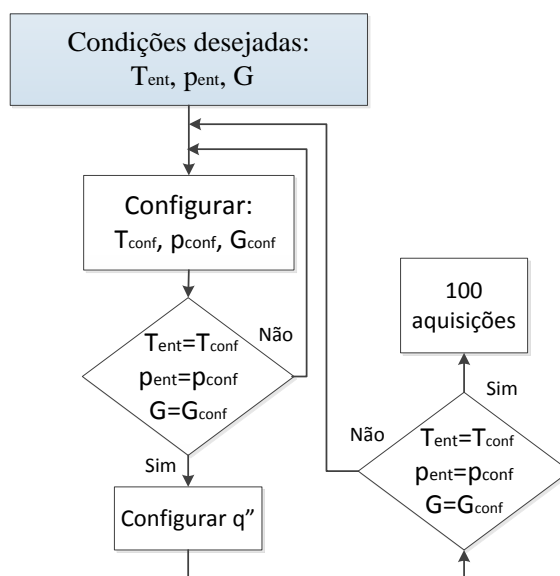


Figura 5.1 – Procedimento adotado nos testes

## 5.2. Avaliação da estabilidade durante os testes

Uma característica importante na realização dos testes é a estabilidade do sistema como um todo. Durante a realização dos testes deseja-se o mínimo possível de oscilações dos parâmetros de entrada, como: nível de pressão absoluta na entrada da seção de teste, velocidade mássica e grau de sub-resfriamento. Outros parâmetros como a queda de pressão nos microcanais também são indicadores que permitem uma avaliação do grau de estabilidade dos testes. As Figuras 5.2 e 5.3 mostram os níveis de oscilação desses parâmetros durante a aquisição de dados para duas situações de teste distintas.

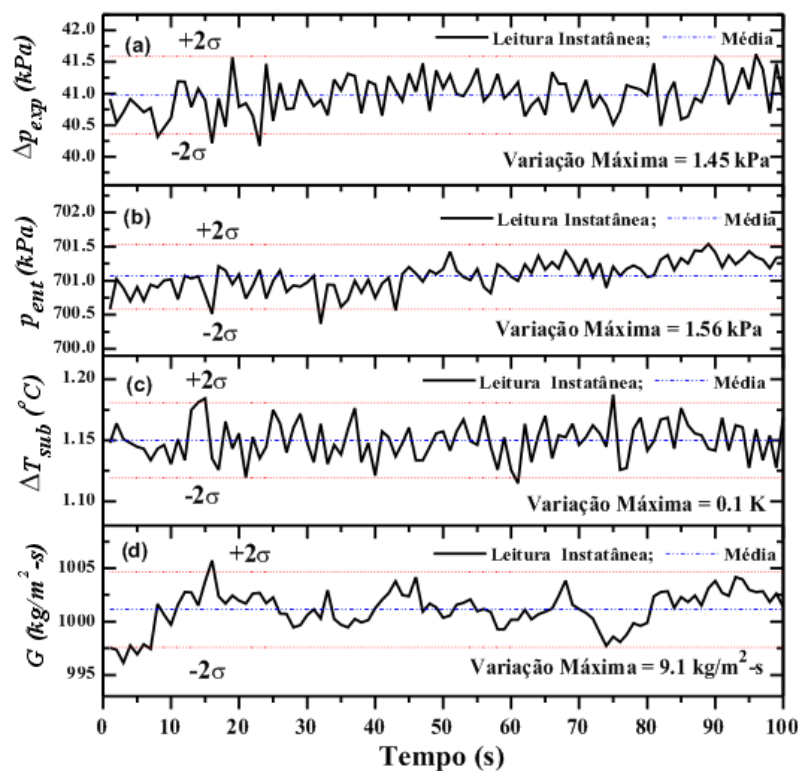


Figura 5.2 – Variação temporal dos parâmetros de entrada e da queda de pressão nos micro-canais,  $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ;  $p_{ent}=701 \text{ kPa}$ ;  $\Delta T_{sub}=1,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\Delta p_{exp}=40,9 \text{ kPa}$ ;  $q''=170 \text{ kW/m}^2$ .

Analisando as Figuras 5.2 e 5.3 notam-se pequenas oscilações nos parâmetros de entrada para ambos os casos, evidenciando que todos os parâmetros de entrada são bem controlados durante os testes e não apresentam grandes oscilações que poderiam comprometer os experimentos. Entre os parâmetros de entrada analisados, aquele que apresentou maiores oscilações foi a velocidade mássica média entre os micro-canais, mas mesmo assim essas oscilações sempre estiveram dentro da faixa de até dois desvios padrões. Comparando os dois casos analisados, Figura 5.2 e Figura 5.3, observa-se que para maiores velocidades mássicas,  $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ , as amplitudes das oscilações foram maiores, indicando uma maior instabilidade do escoamento quando comparado ao caso de

menor velocidade mássica. Entretanto, essas oscilações foram consideradas muito pequenas e não comprometem a qualidade dos resultados experimentais.

Durante a realização dos testes os parâmetros de entrada, bem como as temperaturas de parede da seção de teste foram monitoradas e puderam ser controladas através da interface do software LABVIEW, que executa o controle, a aquisição de dados e o monitoramento através da interface desenvolvida e apresentada pela Figura 5.4.

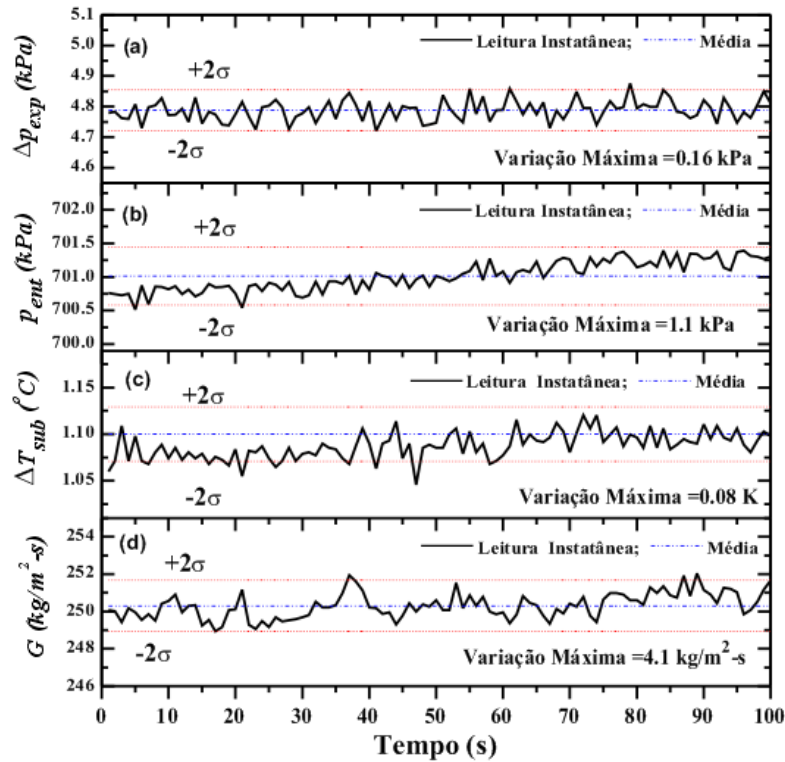


Figura 5.3 - Variação temporal dos parâmetros de entrada e da queda de pressão nos micro-canais,  $G=250,1 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ;  $p_{ent}=701 \text{ kPa}$ ;  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\Delta p_{exp}=4,79 \text{ kPa}$ ;  $q''=50 \text{ kW/m}^2$ .

A partir da interface do LABVIEW apresentada na Figura 5.4 as oscilações dos parâmetros de entrada puderam ser monitoradas e controladas. Assim, todos os dados coletados durante os testes foram realizados com níveis aceitáveis de oscilações como os apresentados nas Figura 5.2 e Figura 5.3.

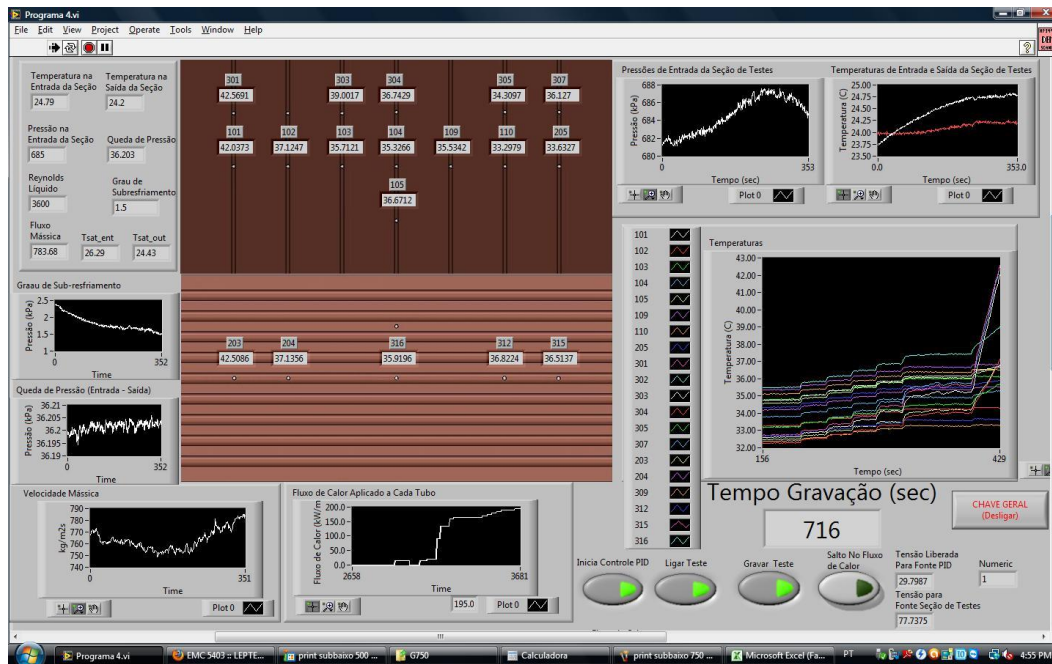


Figura 5.4 - Interface do software LABVIEW

### 5.3. Avaliação da uniformidade da distribuição de calor entre os microcanais

Com o intuito de avaliar a uniformidade do fluxo de calor e distribuição da vazão mássica entre os micro-canais paralelos, foram instalados vinte e um termopares ao longo da seção de teste conforme ilustrado no esquema da Figura 4.7.

Os termopares foram divididos em sete seções ao longo da seção de teste. Na Figura 5.5 é realizada uma comparação entre as temperaturas medidas pelos termopares nas seções 2,4 e 6 da seção de teste e seus respectivos coeficientes de transferência de calor. As temperaturas medidas nas laterais são levemente superior àquelas da parte central de uma mesma seção. Esse comportamento também foi verificado em todas as três seções analisadas. Esta diferença de temperatura entre a região central e as laterais, da mesma seção, já era esperada, conforme verificado a partir da simulação realizada e demonstrada na Figura 4.5. Quanto as temperaturas medidas em um mesmo ponto nas placas superior e inferior a diferença foi mínima para todos os pontos verificados. Esses resultados evidenciam para uma distribuição quase uniforme do fluxo de calor e da distribuição do escoamento entre os micro-canais paralelos.

Quanto ao coeficiente de transferência de calor, percebe-se que pequenas diferenças de temperatura de parede podem provocar grandes variações no coeficiente de transferência de calor. Neste caso, uma diferença de temperatura de  $0,25\text{ }^{\circ}\text{C}$  entre a região central e as laterais de uma mesma seção equivale a coeficientes de transferência de calor com diferenças de até  $1,0\text{ kW/m}^2\text{-K}$ .

Entretanto, esta diferença do coeficiente de transferência de calor para todos os pontos de uma mesma seção encontram-se dentro da região de incerteza.

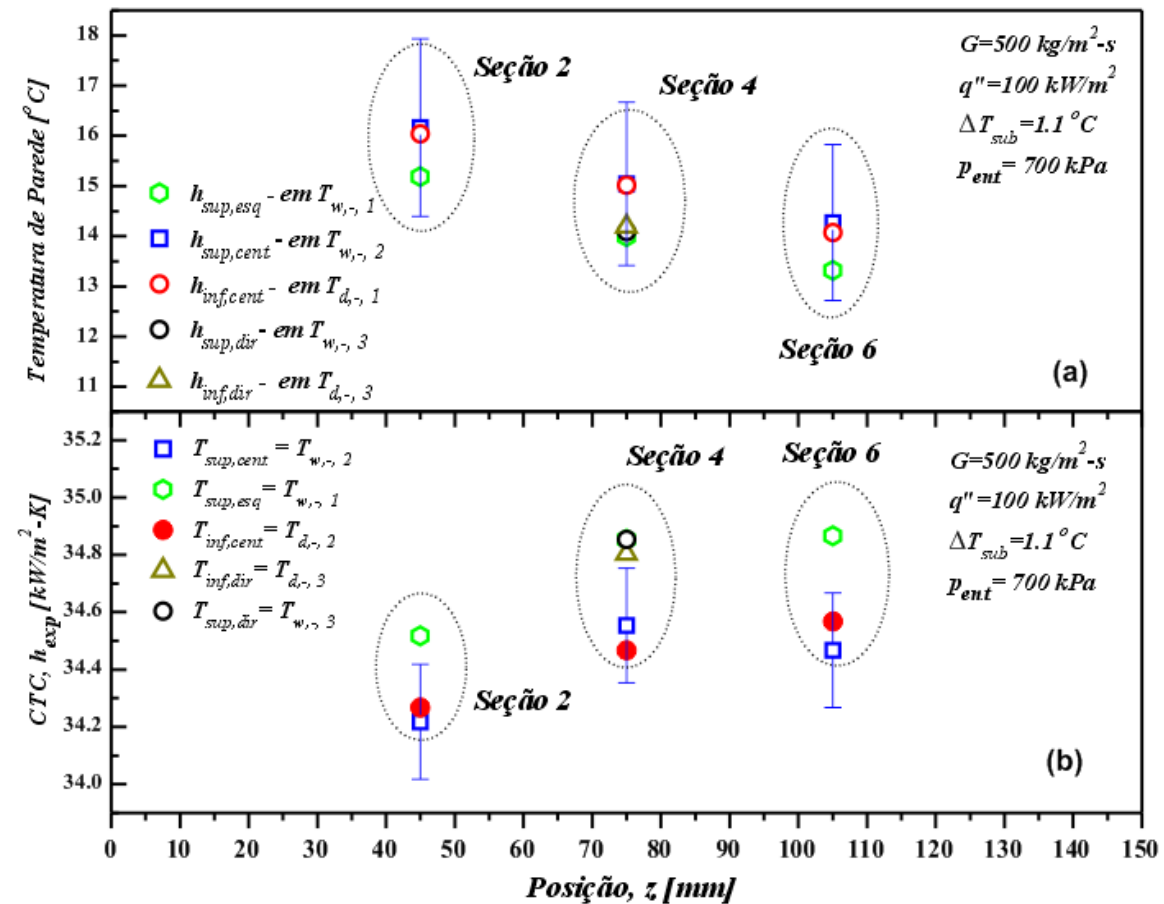


Figura 5.5 – Comparação entre as temperaturas de parede e coeficiente de transferência de calor dos termopares das seções 2, 4 e 6 da seção de teste

A partir desta análise foi decidido que os coeficientes de transferência de calor em cada seção seriam calculados a partir da média entre a médias do termopares posicionados no centro e a média dos termopares posicionados nas laterais conforme equação (5.1).

$$\bar{T}_i = \bar{T}_{i,cent} + \bar{T}_{i,lat} \quad (5.1)$$

onde  $\bar{T}_{i,cent}$  e  $\bar{T}_{i,lat}$  são respectivamente a média das temperaturas medidas pelos termopares do centro e a média das temperaturas medidas pelos termopares na lateral. Assim em cada seção  $i$  um coeficiente de transferência de calor médio é determinado.

## 5.4. Repetitividade dos dados experimentais

Com o intuito de verificar a reprodutibilidade dos experimentos, os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor bifásico em condições de teste similares são comparados na Figura 5.5.

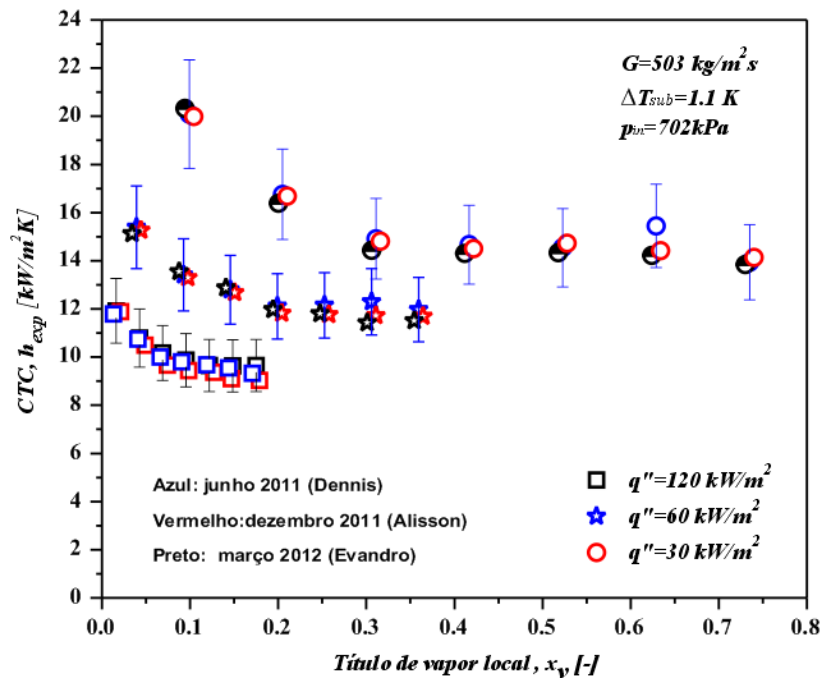


Figura 5.6 – Reprodutibilidade das medições do coeficiente de transferência de calor,  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$

Os três conjuntos de dados foram registrados em intervalos superiores a três meses e nos intervalos entre esses testes a seção de teste foi desmontada e remontada. A carga de fluido de trabalho também foi renovada a cada início de nova campanha de testes e aquisição de dados. Analisando os dados percebe-se que apesar do longo período entre os testes há uma boa reprodutibilidade dos resultados para o coeficiente de transferência de calor, onde as variações entre as medições para cada caso encontram-se dentro das faixas das incertezas de medição.

## 5.5. Tratamento dos dados experimentais

Os micro-canais na seção de teste estão divididos ao longo de seu comprimento em quatro regiões distintas: uma região monofásica adiabática na entrada com  $15,0 \text{ mm}$  de comprimento,  $L_{mono,ad}$ ; uma região monofásica diabática de comprimento indefinido,  $L_{mono,aq}$ ; uma região bifásica diabática de comprimento indefinido,  $L_{sat,aq}$ , e finalizando na saída uma região bifásica adiabática com  $15,0 \text{ mm}$  de comprimento,  $L_{sat,ad}$ , conforme a Figura 5.7.



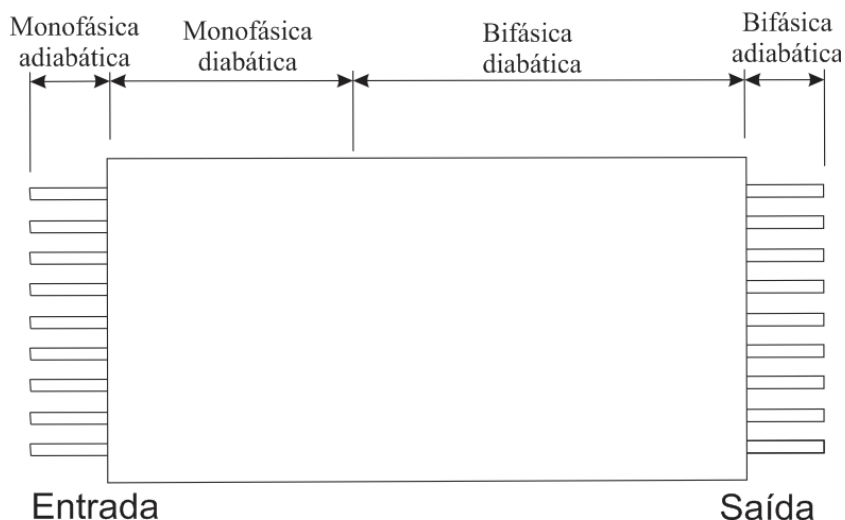


Figura 5.7 – Regiões dos micro-canais

O tratamento dos dados experimentais foram realizados utilizando um código desenvolvido em MATLAB que divide a seção de teste em diversos segmentos e permite o cálculo de todas as propriedades do escoamento em cada posição da seção de teste.

O programa consiste basicamente na divisão do micro canal em 150 partes iguais de 1,0 mm, onde se tem sempre os parâmetros no início de cada segmento e são calculados os valores nas extremidades do mesmo. O segmento  $N_i$ , por exemplo, utiliza como parâmetros de entrada, os mesmos valores calculados no final do segmento  $N_{i-1}$ . E assim é feito até o último segmento. Simplificando, conforme o fluido escoar pelos micro-canais suas propriedades físicas se alteram. Logo, nos procedimentos de cálculo as propriedades do fluido foram calculadas a cada segmento a partir da temperatura e da pressão medidas na entrada dos micro-canais. Este procedimento foi possível através de uma iteração contínua entre os softwares de simulação, MATLAB (2007), e de cálculo das propriedades físicas, EES (2009).

A Figura 5.8 apresenta a sub-rotina do programa desenvolvido com o resumo do procedimento adotado no tratamento de dados.

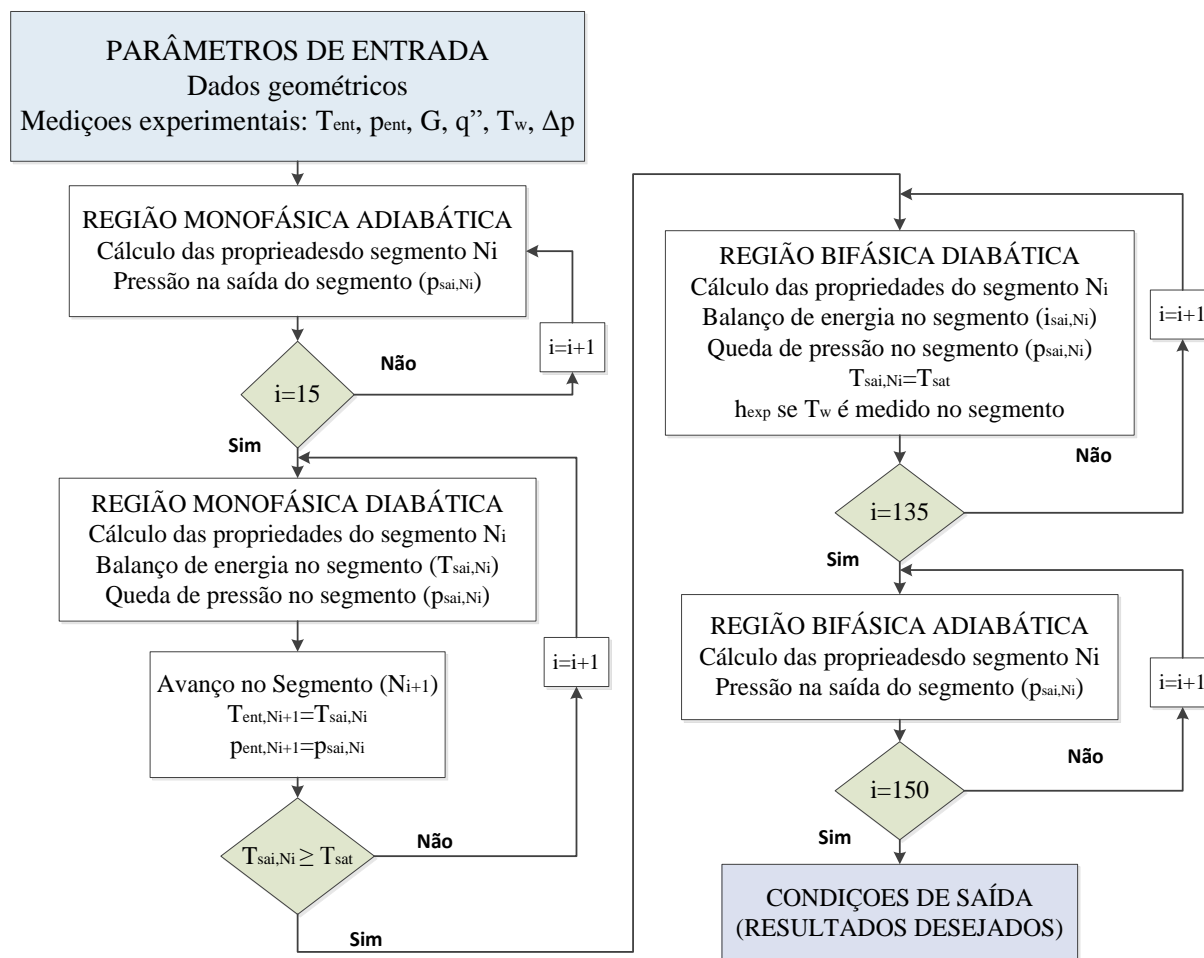


Figura 5.8 – Sub-rotina do programa desenvolvido no software MATLAB para tratamento dos dados experimentais

### 5.5.1. Velocidade mássica média, $\bar{G}$

A velocidade mássica média nos microcanais, considerando-se que a distribuição de vazão seja uniforme entre os micro-canais paralelos, é definida como sendo a razão entre a vazão mássica,  $\dot{m}$ , medida pelo fluxímetro mássico de Coriolis e a área interna da seção transversal do micro canal,  $A_{Tr}$ , dividida pelo número de canais,  $N$ , definidas pelas equações (5.2) e (5.3), respectivamente.

$$\bar{G} = \frac{\dot{m}}{NA_{Tr}} \quad (5.2)$$

$$A_{Tr} = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (5.3)$$

onde  $d_i$  representa o diâmetro interno dos microcanais da seção de teste em metros.

### 5.5.2. Fluxo de calor médio, $\bar{q}''$

O fluxo de calor médio,  $\bar{q}''$ , aplicado a cada micro canal da seção de teste, considerando-se uma distribuição de calor uniforme sobre toda a placa suporte dos microcanais e, conseqüentemente, sobre os microcanais, é definido pela razão entre a potência elétrica aplicada na seção de teste,  $P$ , e a área superficial interna do tubo,  $A_{aq}$ , considerando apenas a região aquecida, dividido pelo número de micro-canais paralelos,  $N$ , conforme equação (5.4).

$$\bar{q}'' = \frac{P}{NA_{aq}} \quad (5.4)$$

onde:

$$A_{aq} = \pi d_i L_{aq} \quad (5.5)$$

Desta forma, estas aproximações também consideram desprezíveis os gradientes de temperatura e, conseqüentemente, a condução axial nos microcanais. A potência elétrica fornecida,  $P$ , é calculada pelo produto entre a tensão e a corrente elétrica fornecidas pela fonte de alimentação  $P_{wot}$ , conforme equação (5.6).

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (5.6)$$

onde  $V$  e  $R$  são respectivamente a diferença de potencial elétrico liberado pela fonte de alimentação, em *Volts*, e a resistividade da resistência aquecedora em *ohms* (“*skin heater*”).

### 5.5.3. Comprimento de escoamento sub-resfriado, $L_{sub}$

A distância desde a entrada nos microcanais em que o escoamento permanece monofásico e teoricamente subresfriado, aqui chamado de comprimento monofásico, é determinado através da resolução de um processo iterativo, equações (5.7), (5.8) e (5.9). O procedimento consiste na determinação da distância em que o fluido refrigerante alcança a temperatura de saturação. A temperatura de saturação depende da pressão local. Logo, têm-se duas variáveis dependentes que se alteram desde a entrada do fluido no microcanal até o fluido tornar-se saturado, pressão e temperatura locais. A temperatura local do fluido e a pressão de saturação são calculadas a partir das equações (5.7) e (5.8), respectivamente.

$$T_{f,z} = \frac{\bar{q}'' \pi d_i z}{c_p \bar{G} A_{Tr}} + T_{ent} \quad (5.7)$$

$$p_{sat,z} = p_{ent} - \Delta p_{mono,z} \quad (5.8)$$

$$T_{sat,z} = f(p_{sat,z}) \quad (5.9)$$

O procedimento iterativo consiste em realizar pequenos incrementos ao longo do eixo do microcanal, a partir da entrada,  $z$ , até que a temperatura local do fluido,  $T_{f,z}$ , seja igual à temperatura de saturação no mesmo ponto,  $T_{sat,z}$ , avaliada na pressão local,  $p_{sat,z}$ , ou seja  $T_{f,z} = T_{sat,z}(p_{sat,z})$ . Quando ambas forem iguais teremos assim o ponto onde o fluido passa para o regime saturado,  $z_{sat}$ , e conseqüentemente o comprimento do escoamento sub-resfriado,  $L_{sub}$ , que é definido pela equação (5.10).

$$L_{sub} = \frac{\bar{G}A_{Tr}[c_p(T_{sat,z} - T_{ent})]}{q''\pi d_i} \quad (5.10)$$

A queda de pressão na região sub-resfriada é calculada a partir da equação (3.28) de Darcy-Weisbach, utilizando o fator de atrito definido pela lei de Hagen-Poiseuille, equação (3.30), para escoamentos laminares,  $Re < 2300$  e a correlação de Dittus e Boelter (1985), equação (3.31), para escoamentos turbulentos,  $Re > 2300$ . Sendo que a pressão absoluta na entrada do micro canal,  $p_{ent}$ , é determinada pelo transdutor de pressão absoluto,  $p_{02}$ , e a temperatura de entrada no micro canal é medida por um termopar localizado no plenum de entrada,  $T_{ent}$ .

#### 5.5.4. Pressão ao longo da região bifásica, $p_{sat,z}$

A determinação da pressão ao longo do comprimento dos micro-canais é determinada assumindo que ela possui uma variação linear ao longo da região de escoamento bifásico. Para isso, devemos conhecer a pressão no início da região bifásica,  $p_{sat,Lsub}$ , e a pressão de saída dos micro-canais,  $p_{sai}$ . A primeira,  $p_{sat,Lsub}$ , é determinada através do procedimento iterativo descrito na seção 5.5.3. A segunda,  $p_{sai}$ , é obtida subtraindo-se a queda de pressão total nos micro-canais,  $\Delta p_{tot,exp}$ , da pressão de entrada,  $p_{ent}$ , conforme equação (5.11).

$$p_{sai} = p_{ent} - \Delta p_{tot,exp} \quad (5.11)$$

onde  $\Delta p_{tot,exp}$  é medido pelo transdutor de pressão diferencial,  $p_{03}$

Assim, a equação para se calcular a pressão em um determinado comprimento  $z$  dentro da região bifásica,  $p_{sat,z}$ , dos micro-canais é determinada pela equação (5.12).

$$p_{sat,z} = p_{sai} + \frac{(z - L_{sub})(p_{sat,Lsub} - p_{sai})}{(L_{total} - L_{sub})} \quad (5.12)$$

onde  $L_{total}$  é o comprimento total dos micro-canais em m.

#### 5.5.5. Temperatura do fluido ao longo da região bifásica, $T_{sat,z}$

A temperatura do fluido numa certa posição  $z$  da região bifásica,  $L_{sat}$ , dos micro-canais é função da sua pressão de saturação local,  $p_{sat,z}$ , determinada pela equação (5.12). Logo, a

temperatura do fluido na região saturada,  $T_{sat,z}$ , é determinada pela equação (5.13), calculada diretamente pelo software de propriedades físicas EES (2009).

$$T_{sat,z} = f(p_{sat,z}) \quad (5.13)$$

### 5.5.6. Título de vapor, $x_{v,z}$

O vapor na região bifásica é gerado a partir de duas contribuições principais: a primeira devido ao calor que é fornecido diretamente ao sistema e a segunda devido à queda de pressão, que diminui a pressão de saturação do fluido provocando conseqüentemente alteração da temperatura de saturação e a evaporação do líquido, fenômeno conhecido como “*flashing*”.

A primeira contribuição,  $x_{v,q}$ , é determinada a partir de um balanço térmico de energia entre o ponto de início da região saturada,  $z_{sat}$ , e a posição  $z$  da região bifásica, determinada pela equação (5.14).

$$x_{v,q} = (z - L_{sub}) \left( \frac{\bar{q}'' A_S}{A_{Tr} \bar{G} L_{tot} i_{lv}(z)} \right) \quad (5.14)$$

onde  $i_{lv}(z)$  é a entalpia latente de vaporização avaliada no ponto  $z$ , em  $kJ/kg$ .

A segunda contribuição,  $x_{v,flash}$ , é determinada a partir da variação da temperatura de saturação ao longo da região bifásica conforme equação (5.15).

$$x_{v,flash} = \frac{c_p(z) [T_{sat}(z) - T_{sat}(z_{sat})]}{i_{lv}(z)} \quad (5.15)$$

onde  $i_{lv}(z)$  e  $c_p(z)$  e  $T_{sat}(z)$  são respectivamente a entalpia de vaporização, em  $kJ/kg$ , o calor específico a pressão constante, em  $kJ/kg-K$  e a temperatura de saturação do fluido, em  $^{\circ}C$ , avaliada na seção transversal distante  $z$ , desde o início da seção de teste, e  $T_{sat}(z_{sat})$  representa a temperatura média do líquido no local, distante  $z_{sat}$  da entrada da seção de teste, em que se iguala à temperatura de saturação, correspondente à pressão local. Logo,  $z_{sat}$  representa, portanto, nominalmente, o início da região saturada.

Assim, a expressão geral de  $x_v$  é dada pela equação (5.16).

$$x_{v,z} = x_{v,flash} + x_{v,q} \quad (5.16)$$

### 5.5.7. Coeficiente de Transferência de calor bifásico, $h_z$

O coeficiente de transferência de calor local por ebulição é calculado de acordo com a equação (5.17).

$$h_z = \frac{\bar{q}''}{T_{w,i}(z) - T_{sat}(z)} \quad (5.17)$$

onde  $\bar{q}''$  é fluxo de calor médio aplicado a cada micro canal, em  $kW/m^2$ , dado pela equação (5.4);  $T_{sat}(z)$  é a temperatura de saturação local na posição  $z$ , em  $^{\circ}C$ , definida pela equação (5.13) e  $T_{w,i}(z)$  é a temperatura interna local da parede no ponto  $z$ , em  $^{\circ}C$ . Ela é estimada através da lei de Fourier, considerando condução unidimensional e superfície externa adiabática com distribuição de calor uniforme na seção de teste, de acordo com a equação (5.18).

$$T_{w,i}(z) = T_w(z) - \bar{q}'' \frac{w}{k_{sol}} \quad (5.18)$$

onde  $w$ ,  $k_{sol}$  e  $T_w(z)$  são respectivamente a distância entre a parede interna do micro canal e a posição do termopar, em  $m$ , a condutividade térmica do sólido (cobre), em  $kW/m-K$ , e a temperatura medida pelo termopar no ponto  $z$ , em  $^{\circ}C$ .

## Capítulo 6 – Resultados e discussões - Ebulição convectiva em microcanais paralelos

Neste capítulo, são apresentados os resultados de transferência de calor, queda de pressão e da determinação do ONB obtidos na bancada experimental descrita no Capítulo 4, utilizando os procedimentos descritos no capítulo 5. Inicialmente, são caracterizadas as condições de teste, e a determinação dos padrões de escoamento utilizando-se, um mapa de padrões de escoamento apresentado no capítulo 3. Em seguida, é avaliada a influência de vários parâmetros, como: do padrão de escoamento bifásico; da temperatura de saturação; do grau de sub-resfriamento; do fluxo de calor e da velocidade mássica, sobre o coeficiente de transferência de calor bifásico com ebulição convectiva. Na sequência, são discutidas as influências do título de vapor, da velocidade mássica, do fluxo de calor e da temperatura de saturação do fluido sobre a queda de pressão bifásica no interior de microcanais. Após, os dados experimentais do coeficiente de transferência de calor para ebulição convectiva no interior de micro-canais são confrontados com os valores obtidos por modelos e correlações apresentados na seção 3.6. Os resultados experimentais para a queda de pressão são então comparados com os determinados a partir de algumas das correlações e modelos apresentados na seção 3.5. Por fim, os dados experimentais de determinação de ONB são apresentados, onde é realizada uma análise crítica em função dos parâmetros de entrada. Ainda nesta seção, são apresentados, analisados e discutidos também alguns comportamentos distintos encontrados durante a determinação de ONB do R134a em micro-canais paralelos.

### 6.1. Caracterização das condições de teste

Foram obtidos um total de 1160 pontos experimentais para o coeficiente de transferência de calor bifásico e 181 para a queda de pressão bifásica, sem contar outros 47 pontos de determinação de ONB. Os testes experimentais englobam as condições apresentadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Parâmetros de teste analisados

Parâmetros	Valores
Velocidade mássica média, $G$ [ $kg/m^2 \cdot s$ ]	250; 500; 750 e 1000
Fluxo de calor médio, $q''$ [ $kW/m^2$ ]	5,0 - 220,0
Título de vapor; $x_v$ [-]	0 - 0,89
Pressão de entrada, $p_{ent}$ [ $kPa$ ]	600; 700 e 900
Temperatura de Saturação, $T_{sat}$ [ $^{\circ}C$ ]	21,55; 26,7 e 31,5
Grau de Sub-resfriamento, $\Delta T_{sub}$ [ $^{\circ}C$ ]	1,0; 10,0 e 20,0

Para as condições de teste descritas, acima, o menor número de confinamento,  $Co$ , determinado a partir da equação (3.6), foi de  $1,01$  para o caso com maior pressão absoluta ( $p_{ent}=900$  kPa). Já o diâmetro de transição, calculado a partir da equação (3.11), foi de  $0,77$  e  $0,68$  mm para as pressões absolutas, na entrada, de  $700$  kPa e  $900$  kPa, respectivamente. Adotando o critério do número de confinamento para  $Co > 0,5$ , o valor calculado está bem acima deste limite, já para o segundo critério de transição os valores encontram-se na fronteira entre macro e micro escala. Logo, em virtude da grande discordância dos vários critérios de transição existentes, e das faixas de velocidade mássica e pressão testadas e do fluido de teste utilizado, no presente estudo, a fronteira entre macro e micro escala foi considerada como sendo de  $1,0$  mm. Assim, esses resultados expressam que nas condições testadas, o escoamento no interior dos micro-canais paralelos devem ser influenciados por efeitos de microescala

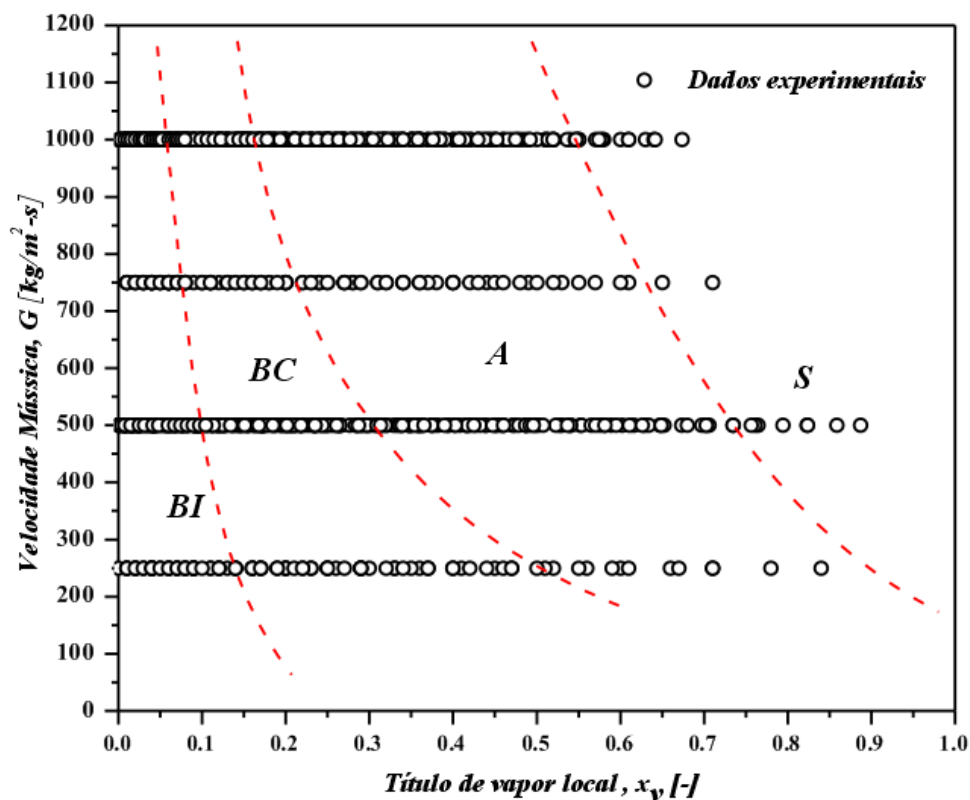


Figura 6.1 – Pontos experimentais plotados no mapa de padrões proposto Revellin e Thome (2007a)

Na Figura 6.1 todos os pontos experimentais do presente estudo foram plotados no mapa padrão de escoamentos para micro-canais proposto por Revellin e Thome (2007a) apresentado na seção 3.4.2. Nota-se uma distribuição quase que homogênea dos pontos experimentais entre os três padrões de escoamento de bolhas isoladas (BI), bolhas confinadas (BC) e anular (A). Alguns pontos chegaram a alcançar a região de secagem, provavelmente para elevados fluxos de calor, onde o fluxo de calor de secagem foi alcançado. Outros mapas padrões de escoamento bifásico poderiam ter sido utilizados para avaliar o padrão de escoamento nos microcanais, como por exemplo o mapa



padrão de escoamentos desenvolvido por Ong e Thome (2011). No entanto, optou-se pelo mapa padrão de escoamentos de Revellin e Thome (2007a) por ele ter sido desenvolvido à partir de uma base de dados que compreende as mesmas situações experimentais utilizados neste estudo.

## 6.2. Resultados de transferência de calor bifásica

### 6.2.1. Curva de Ebulição

A fim de caracterizar a transferência de calor em ebulição dentro dos microcanais, algumas curvas de ebulição foram estabelecidas a partir das medições realizadas na seção de teste. Cada curva de ebulição corresponde a um conjunto de dados, no qual a velocidade mássica é mantida constante e o fluxo de calor é diminuído progressivamente de um valor máximo (neste caso próximo ao DHF) a zero. As curvas de ebulição são apresentadas na Figura 6.2, onde a variação do fluxo de calor médio da superfície interna em cada microcanal é plotada em função do superaquecimento da parede.

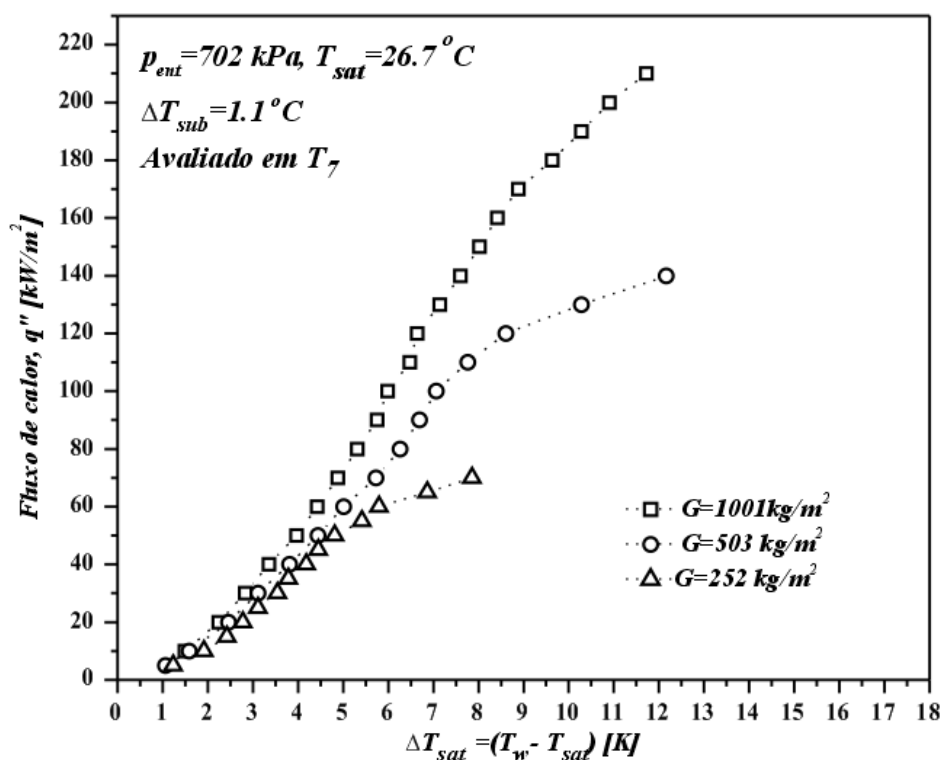


Figura 6.2 – Curvas de ebulição para distintas velocidades mássicas

Na Figura 6.2 são apresentadas as curvas de ebulição avaliadas na posição  $T_7$  da seção de testes, para três valores de velocidade mássica média nos canais: 252; 503 e 1001  $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ , com pressão média na entrada de 702 kPa e grau de sub-resfriamento de 1,1  $^\circ\text{C}$ . A análise dos resultados

da curva de ebulição mostram a influência do fluxo de calor sobre o superaquecimento da parede independente da velocidade mássica apresentada. Percebe-se também uma pequena influência da velocidade mássica sobre o superaquecimento da parede para baixos fluxos de calor, entretanto, para fluxos de calor mais elevados, quando estes se aproximam do fluxo de calor de secagem da parede a influência da velocidade mássica torna-se mais evidente atenuando os efeitos do fluxo de calor.

### 6.2.2. Influência do regime de escoamento sobre a transferência de calor

Nas Figuras 6.3, 6.4 e 6.5, são apresentados os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor local médio com as respectivas barras de incerteza experimental em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor, com pressão média na entrada de  $702 \text{ kPa}$ , e grau e sub-resfriamento na entrada de  $1,1^\circ\text{C}$ . Os limites de transição do padrão de escoamento previstos pelo mapa padrão de escoamentos de Revellin e Thome (2007a) também são incorporados aos resultados das Figura 6.3, 6.4 e 6.5.

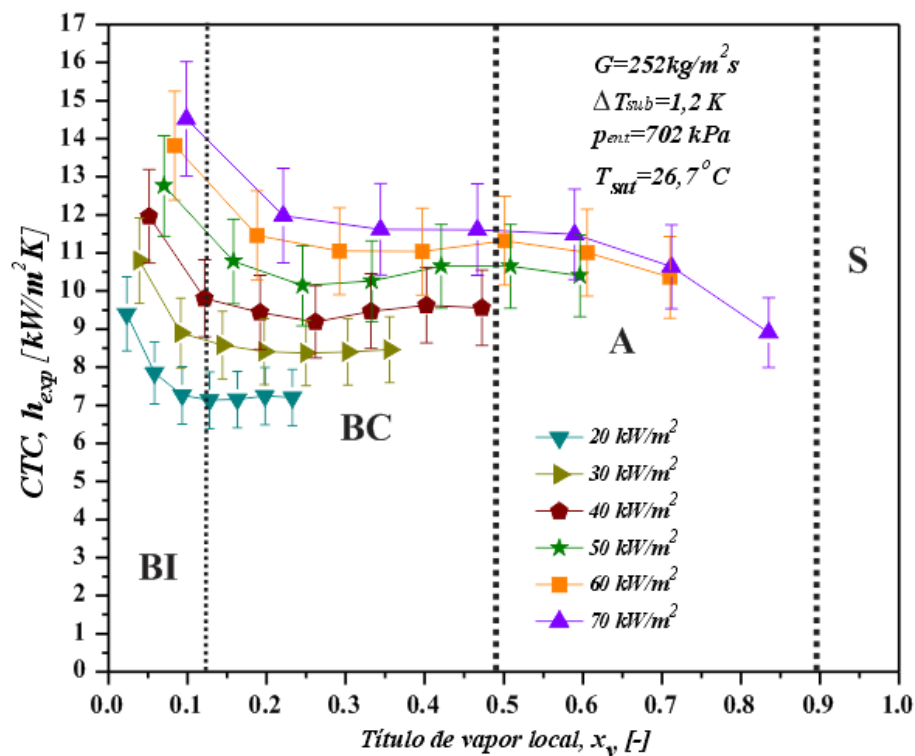


Figura 6.3 – Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin e Thome (2007a),  $G=252 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ ,  $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$

Na Figura 6.3, a influência dos padrões de escoamento sobre o coeficiente de transferência de calor para a velocidade mássica de  $252 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  é apresentada. Percebe-se grande influência do

padrão de escoamento sobre o coeficiente de transferência de calor para todos os fluxos de calor testados, principalmente a moderados e elevados fluxos de calor. Para baixos títulos de vapor,  $0 < x_v < 0,12$ , o padrão de escoamento encontrado é o de bolhas isoladas (BI). Neste intervalo o CTC é elevado, e tende a diminuir com o aumento do título de vapor. Este comportamento, diminuição do CTC, está ligada diretamente a mudança do padrão de escoamento de bolhas isoladas (BI) para bolhas confinadas (BC). Esta mudança do padrão de escoamento, de (BI) para (BC), altera os mecanismos de transferência de calor envolvidos durante a mudança de fases nos microcanais, passando da transferência de calor tipicamente governada pela ebulição nucleada para um comportamento governado pela evaporação cíclica da fina película de líquido aprisionada entre a bolha de vapor e a parede e o escoamento de líquido entre duas bolhas consecutivas.

Quando o regime de escoamento passa a ser de bolhas confinadas (BC), na Figura 6.3,  $0,12 < x_v < 0,49$ , o CTC passa a ser praticamente constante com a variação do título de vapor, tendendo a apresentar um ligeiro aumento próximo da região de transição de bolhas confinadas para anular (BC/A) caracterizando uma região de predominância do regime de ebulição convectiva. Na região anular (A), baseando-se na previsão do mapa de padrões de Revellin e Thome (2007a), que compreende títulos de vapor na faixa de  $0,49 < x_v < 0,89$ , os dados experimentais apresentados são para elevados fluxos de calor e nesta região o CTC diminui com o aumento do título de calor para este padrão de escoamento. Essa diminuição do CTC torna-se mais evidente e representativa quando o escoamento se aproxima da região de transição do regime de escoamento anular para secagem (A/S), como pode ser observado para fluxo de calor de  $70 \text{ kW/m}^2$ .

Na Figura 6.4, são apresentados os resultados do coeficiente de transferência de calor de forma similar aos apresentados na Figura 6.3, para velocidade mássica de  $503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Nesses resultados, em função da velocidade mássica ser superior ao caso da Figura 6.3, as regiões de regime de escoamento de bolhas isoladas (BI) e bolhas confinadas (BC) são menores quando comparadas com a velocidades mássica de  $252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , conforme pode ser observado na Figura 6.1. Contudo o comportamento do coeficiente de transferência de calor apresentado na região de bolhas confinadas (BI) é semelhante ao encontrado nos resultados para velocidade mássica de  $252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , com predominância de um CTC mais elevado nesta região em relação aos outros padrões de escoamento. Para fluxos de calor moderados a elevados,  $80 < q'' < 140 \text{ kW/m}^2$  na região de bolhas confinadas (BC), o CTC diminui gradativamente até alcançar a região anular (A). Na região anular (A), o CTC permanece quase constante, com uma leve tendência de incremento e posterior diminuição quando o escoamento aproxima-se da linha de transição de anular para secagem (A/S). No entanto, para baixos fluxos de calor, o CTC permaneceu constante neste regime de escoamento, apresentando comportamento similar ao apresentado na Figura 6.3. Pode-se observar ainda, com o auxílio da Figura 6.1, que a região de secagem (S) aumenta com o aumento da velocidade mássica, ou seja, o título de vapor que representa esta linha de transição diminui com o aumento da velocidade mássica. Para velocidade mássica de  $503 \text{ kg/m}^2\text{s}$  esta transição ocorre a um título de vapor de 76%, conforme

a linha de transição do mapa de Revellin e Thome (2007a). move-se que ocorre a a menores títulos de vapor . Esse regime foi alcançado somente para fluxo de calor de  $140 \text{ kW/m}^2$ , onde coeficiente de transferência de calor apresenta um declínio devido a secagem parcial da parede do microcanal.

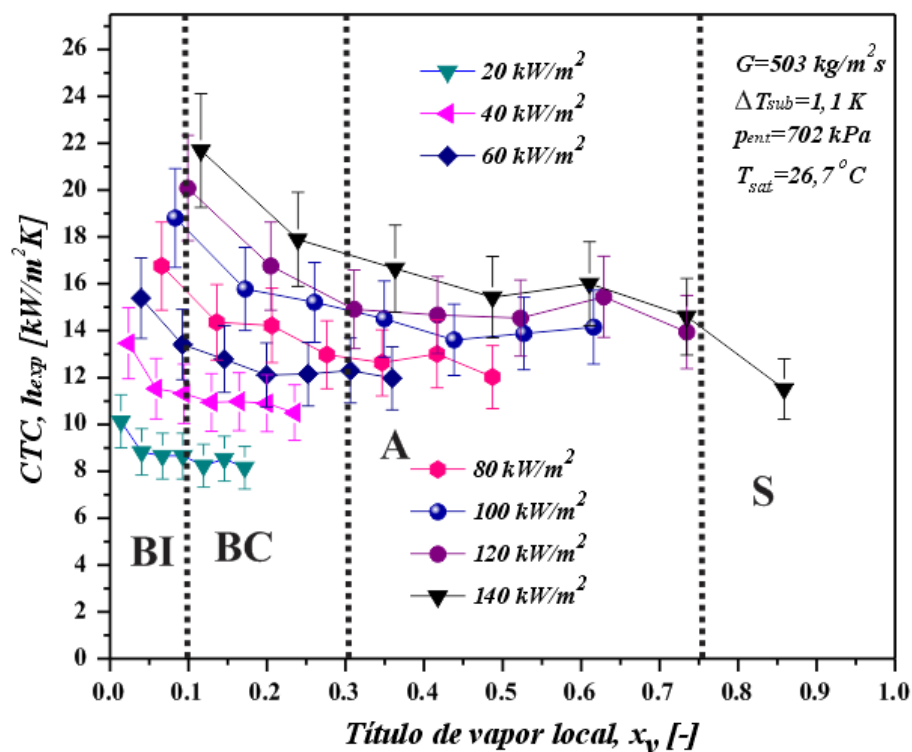


Figura 6.4 - Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin e Thome (2007a),  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ ,  $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$

Finalizando as análises sobre a influência do regime de escoamento sobre o CTC, a Figura 6.5 mostra os resultados do CTC em função do título de vapor local para velocidade mássica de  $1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Para esta velocidade mássica,  $1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , a maioria dos pontos de CTC analisados encontram-se na região anular, conforme pode ser observado na Figura 6.1. No entanto, para a região de bolhas isoladas (BI), observou-se a mesma tendência dos resultados apresentados anteriormente, para todos os fluxos de calor testados. a.

Para baixos a moderados fluxos de calor,  $40 \leq q'' \leq 120 \text{ kW/m}^2$  na região de bolhas confinadas (BC), na Figura 6.5, o CTC apresenta comportamento quase que constante, com uma pequena tendência de inversão de comportamento quando o escoamento se aproxima da região de transição para o regime anular (A), onde ele começa a aumentar com o aumento do título de vapor. Na região anular, para esses fluxos de calor, o CTC mantém essa leve tendência de aumento, mantendo o mesmo comportamento para a região anular (A). Já para elevados fluxos de calor,  $q'' \geq 140 \text{ kW/m}^2$ , o CTC diminui acentuadamente na região de bolhas confinadas (BC), até alcançar a região de regime anular (A), onde mantém-se quase que constante, com leve tendência de diminuição, até

aproximar-se da região de transição de anular para secagem (A/S), que nesse caso foi de 54 %. Somente dois pontos de CTC foram observados na região de secagem, no entanto, dois bem próximos da linha de transição. Para o ponto de CTC do fluxo de  $210 \text{ kW/m}^2$ , na região de secagem (S), pode-se observar que o CTC já é afetado pela secagem parcial da parede do micro-canal, que tende a diminuir.

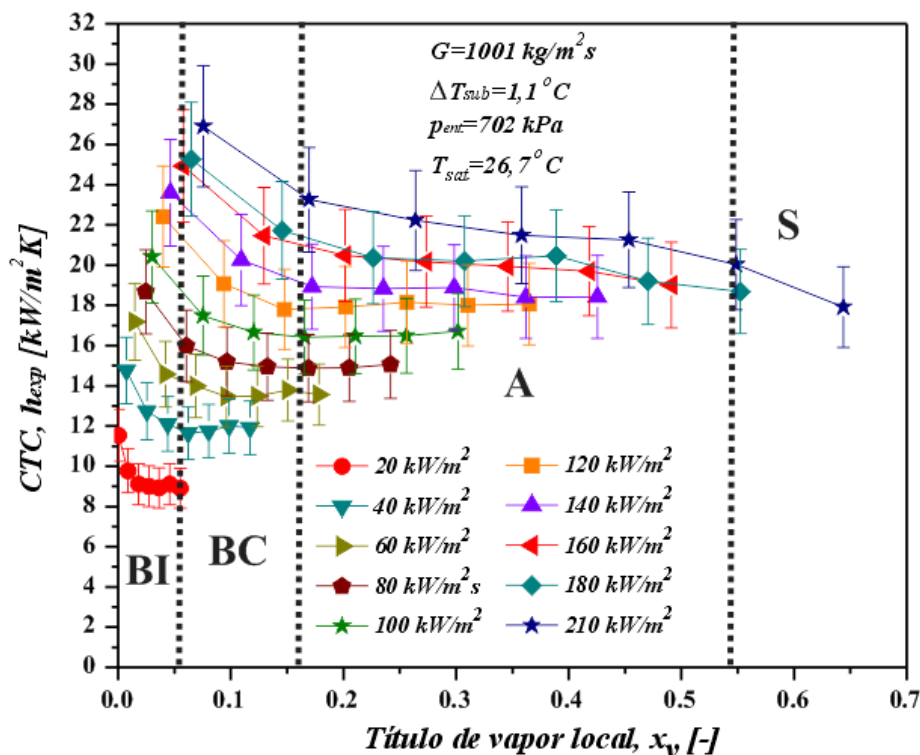


Figura 6.5 - Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin e Thome (2007a),  $G=1001 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ \text{C}$ ,  $T_{sat}=26,7^\circ \text{C}$

Os resultados apresentados acima, Figuras 6.3, 6.4 e 6.5 indicam que o CTC tem forte influência do regime de escoamento durante a ebulição em micro-canais. Em virtude da presença de diferente mecanismo de transferência de calor em cada regime de escoamento verificado nos micro-canais. Por exemplo, na região de bolhas isoladas (BI) fica evidente que o regime de ebulição nucleada é predominante, devido a ocorrência da nucleação que ocorre nesta região do escoamento. Entretanto, nas regiões de regime de escoamento de bolhas confinadas (BC) e anular (A) percebe-se que o regime de ebulição convectiva é predominante, mas não deixando de ser influenciada pelo fluxo de calor, devido principalmente a evaporação da fina pelicular de líquido que se forma entre a fase de vapor e a parede do microcanal para estes regimes de escoamento. Além disso, em cada regime de escoamento apresentado à outros fatores que entram em jogo, e que podem apresentar influência sobre o CTC, como o fluxo de calor e velocidade mássica, rugosidade da parede, pressão de saturação, etc.

### 6.2.3. Influência do fluxo de calor sobre a transferência de calor

A Figura 6.6 ilustra o efeito do fluxo de calor na ebulição convectiva do R134a no interior dos micro-canais para velocidade mássica de  $750 \text{ kg/m}^2\text{s}$  com pressão média na entrada da seção de testes de  $702 \text{ kPa}$  e grau de sub-resfriamento constante de  $1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Este mesmo efeito também pode ser verificado nas Figuras 6.3, 6.4 e 6.5.

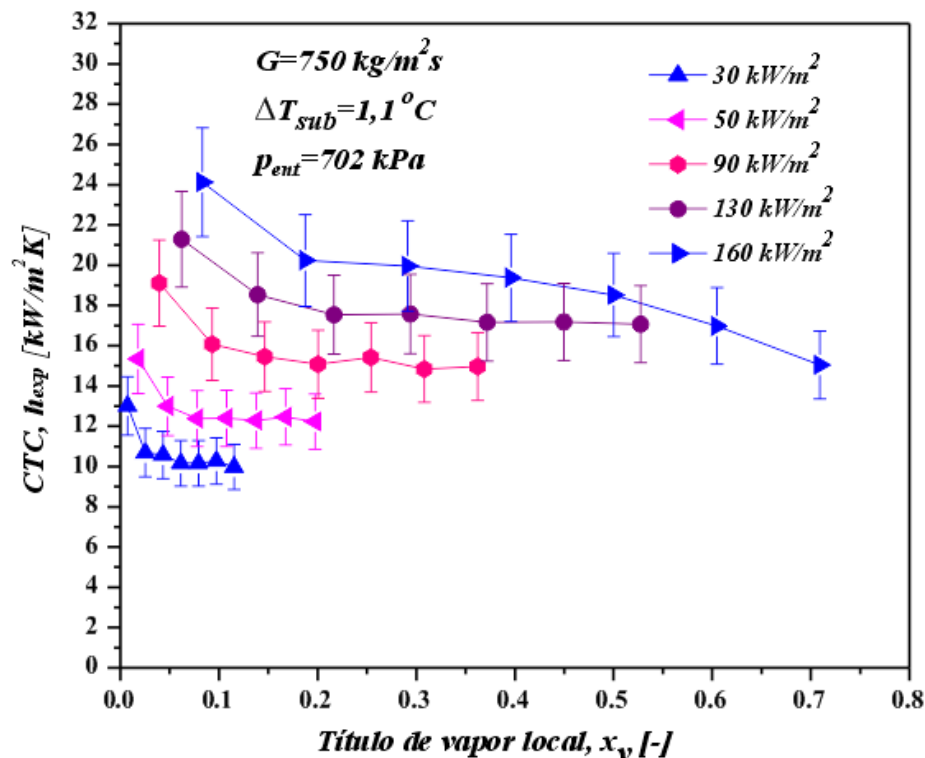


Figura 6.6 - Coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor para diferentes fluxos de calor plotados em conjunto com o mapa padrão de escoamento de Revellin e Thome (2007a),  $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{sat}=26,7 \text{ }^\circ\text{C}$

A partir da análise dos resultados, percebe-se que o CTC eleva-se com o aumento do fluxo de calor, independentemente da velocidade mássica empregada. Entretanto, esse comportamento apresentado nos microcanais difere completamente do observado em macroescala, onde o CTC aumenta com o incremento do fluxo de calor apenas em condições de baixas velocidades mássicas e títulos de vapor, conforme observado por Collier e Thome (1996) e Thome (2007). Como já mencionado na seção 3.6.2, vários autores indicam que este comportamento está relacionado com o fato de a ebulição nucleada ser o mecanismo dominante na transferência de calor durante a ebulição em microcanais, sendo esta independente do título de vapor, do padrão de escoamento encontrado e da velocidade mássica. Como já observado na seção anterior, essa é uma interpretação incorreta, na qual associa o processo de evaporação em micro-canais com dependência do fluxo de calor com a predominância do mecanismo de ebulição nucleada. Alguns trabalhos como os de

Jacobi e Thome (2002) e Thome (2004b) para escoamentos intermitentes e também o de Qu e Mudawar (2003a) desenvolvido para escoamentos anular, interpretam de forma diferente. De acordo com esses trabalhos a evaporação do filme de líquido, presente nestes regimes de escoamento, pode também resultar no aumento do CTC devido ao acréscimo do fluxo de calor imposto. Ou seja, o mecanismo de transferência de calor dominante deve ser interpretado através de uma análise mais apurada que englobe também o regime de escoamento presente, da mesma forma que foi realizado na seção anterior.

#### 6.2.4. Influência da velocidade mássica sobre a transferência de calor

As Figuras 6.7 e 6.8 mostram o efeito da velocidade mássica sobre o CTC, para fluxos de calor de  $60$  e  $120 \text{ kW/m}^2$ , respectivamente. De acordo com essas figuras, para baixos títulos de vapor o CTC é pouco afetado pela variação da velocidade mássica. Conforme o título de vapor aumenta e consequentemente o regime de escoamento se altera, passando de um escoamento de bolhas isoladas para um escoamento intermitente e posteriormente anular, fica evidente o aumento do CTC com o incremento da velocidade mássica, independente do fluxo de calor aplicado.

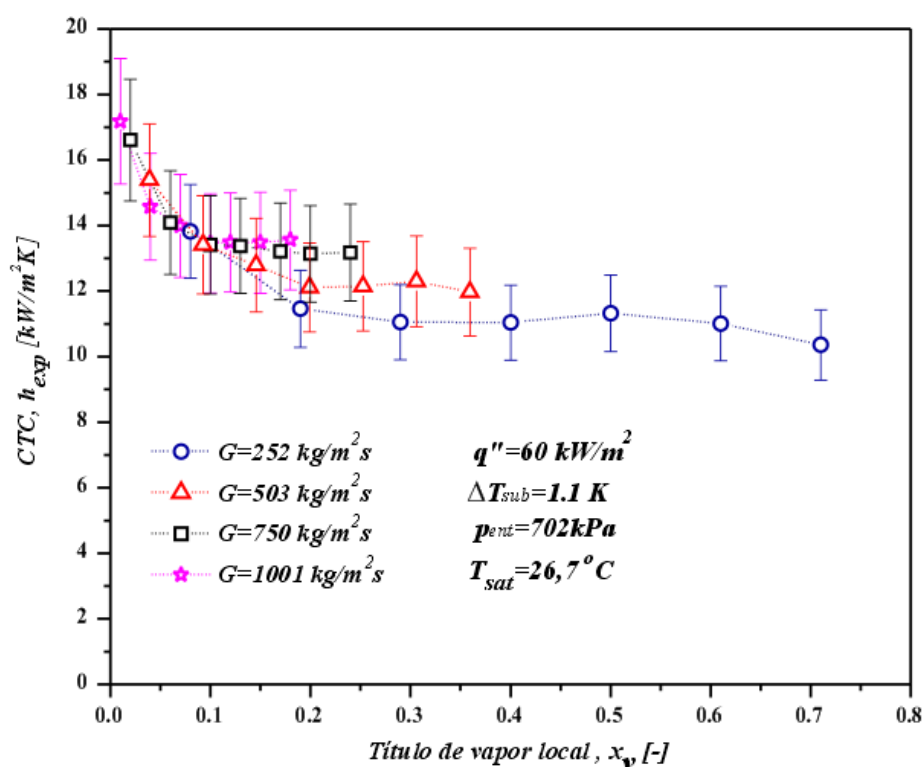


Figura 6.7 – Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência da velocidade mássica,  $q'' = 60 \text{ kW/m}^2$ ,  $p_{ent} = 702 \text{ kPa}$ ,

$$\Delta T_{sub} = 1,1^\circ\text{C}, T_{sat} = 26,7^\circ\text{C}$$

Este comportamento pode ser explicado em função do aumento da velocidade do líquido e do vapor para velocidades mássicas mais elevadas. Além do mais, quanto maiores forem as

velocidades do líquido e do vapor, respectivamente, na película de líquido e no núcleo de vapor, no caso de um escoamento anular ou intermitente, um maior nível de turbulência do escoamento bifásico é alcançado, e assim, intensificando a convecção do escoamento de vapor sobre a película de líquido e promovendo a intensificação da evaporação da fase líquida entre a interface das fases de líquido e vapor, resultando em maiores CTCs. Logo, maiores velocidades mássicas, proporcionam a intensificação do CTC quando os regimes de escoamento forem anular ou intermitente, independente do fluxo de calor aplicado.

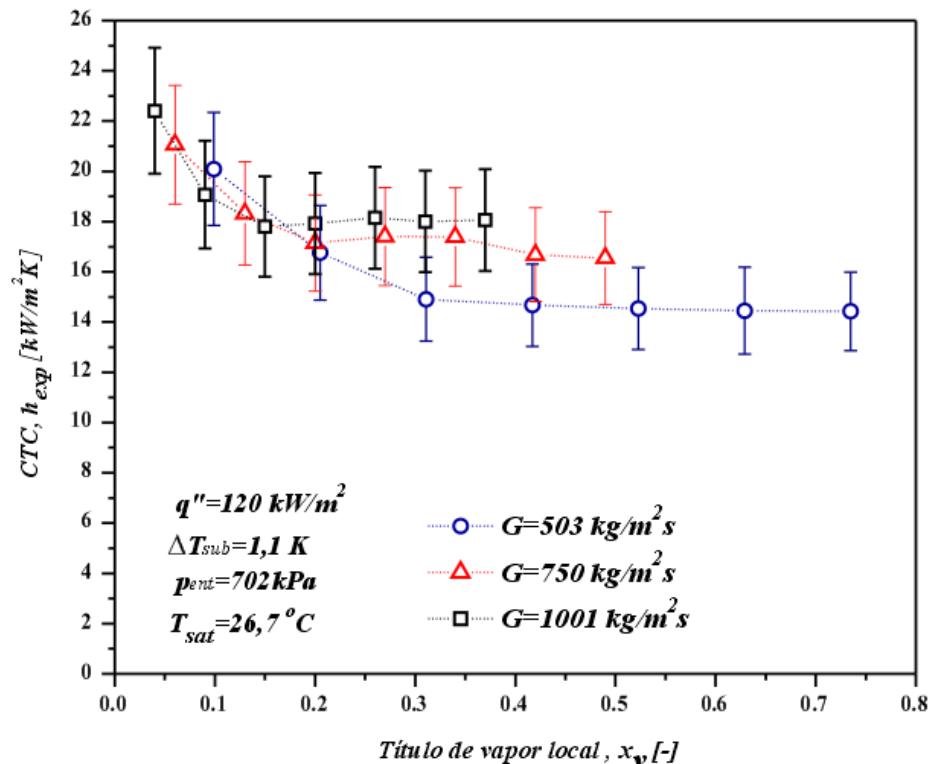


Figura 6.8 – Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência da velocidade mássica,  $q''=120 \text{ kW/m}^2$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ ,  $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$

As características observadas do CTC para baixos títulos de vapor independente da velocidade mássica são semelhantes às encontradas na ebulição convectiva em canais convencionais, e pode ser interpretada como uma evidência de que o CTC nesta região é dominada pela ebulição nucleada, e que são pouco sensíveis à velocidade mássica do escoamento.

### 6.2.5. Influência do grau de sub-resfriamento sobre a transferência de calor

As Figuras 6.9 e 6.10 apresentam o efeito do grau de sub-resfriamento na entrada sobre o CTC para duas velocidades mássicas distintas e três graus de resfriamento, sendo um caso com o fluido quase saturado,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ , e outros dois com moderado e alto grau de subresfriamento,  $\Delta T_{sub}=10^\circ\text{C}$  e  $20^\circ\text{C}$ , respectivamente.



Na Figura 6.9 com velocidade mássica de  $252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , o efeito do grau de sub-resfriamento é verificado para os fluxos de calor de  $40$  e  $70 \text{ kW/m}^2$ . Já na Figura 6.10, o mesmo efeito é verificado para velocidade mássica de  $503 \text{ kg/m}^2\text{s}$  com fluxos de calor de  $80$  e  $120 \text{ kW/m}^2$ . Observando os resultados verifica-se que o CTC é mais influenciado pelo grau de sub-resfriamento a baixos títulos de vapor. Para graus de sub-resfriamento mais elevados o CTC tende a diminuir, independente do fluxo de calor aplicado. Conforme o título de vapor aumenta esta diferença inicial no CTC devido ao grau de sub-resfriamento é atenuada, com uma tendência a quase se igualarem depois de certo título de vapor ou posição do canal.

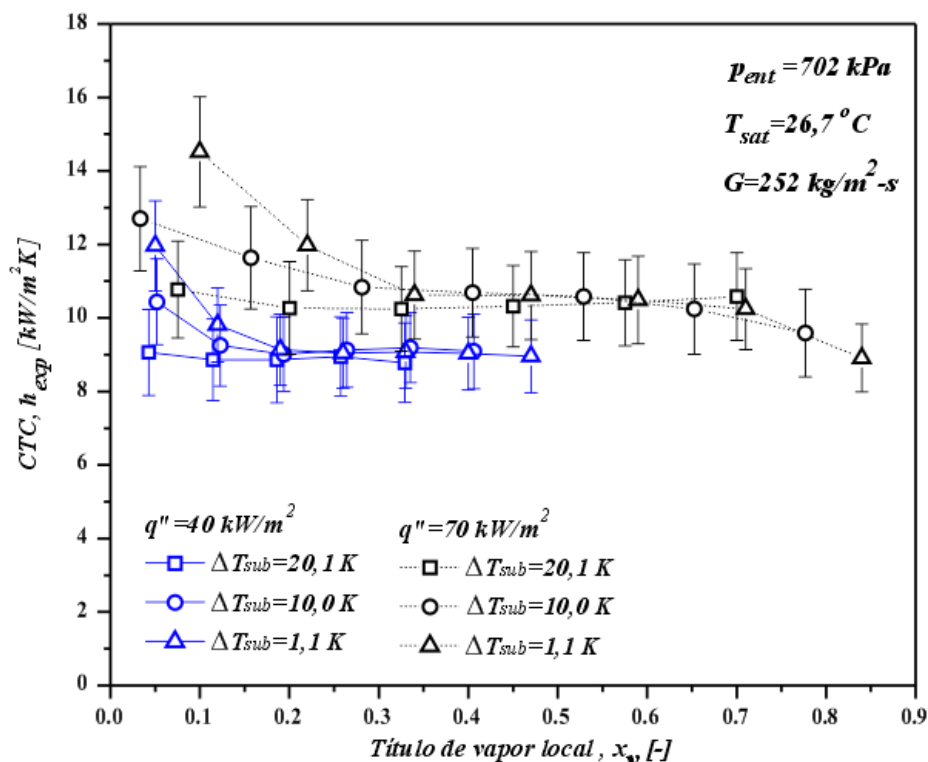


Figura 6.9 - Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência do grau de sub-resfriamento na entrada,  $G=252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=40$  e  $70 \text{ kW/m}^2$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $T_{sat}=26,7^\circ \text{C}$

Independente da velocidade mássica observada, Figuras 6.9 e 6.10, o comportamento do CTC em função do grau de sub-resfriamento foi o mesmo. A explicação mais plausível para esse comportamento é que para elevados graus de sub-resfriamento, quando o processo de nucleação ocorre, no início do canal e a baixos títulos de vapor, o fluido no centro do microcanal, devido ao perfil parabólico de temperatura do escoamento que é laminar, ainda pode estar sub-resfriado fazendo com que a ebulição nucleada ocorra de forma incipiente. Conforme o título de vapor vai aumentando, todo o fluido passa a estar saturado, e assim apresenta um comportamento similar àquele de baixos graus de sub-resfriamento ou quase saturados.

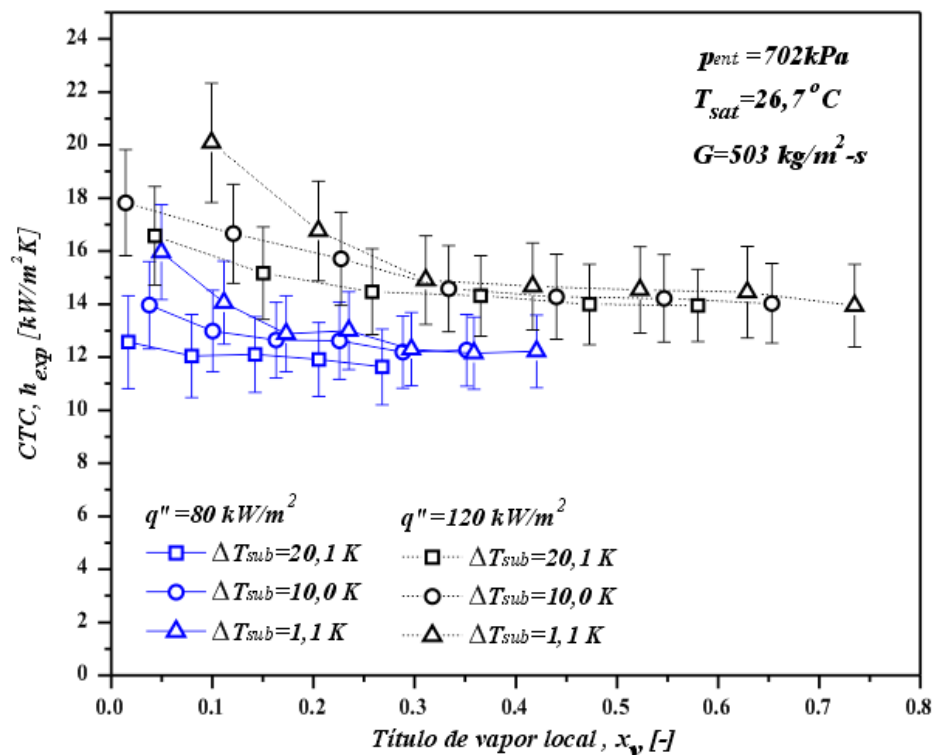


Figura 6.10 - Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência do grau de sub-resfriamento na entrada,  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=80$  e  $120 \text{ kW/m}^2$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $T_{sat}=26,7^\circ\text{C}$

Outras observações importantes verificadas com o aumento do grau de sub-resfriamento para uma mesma condição de entrada foram: o aumento do fluxo de calor de secagem e a diminuição do comprimento da região bifásica ( $L_{sat}$ ) e conseqüentemente o aumento da região monofásica ( $L_{sub}$ ).

### 6.2.6. Influência da temperatura de saturação sobre a transferência de calor

O efeito da pressão de entrada e conseqüentemente da temperatura de saturação sobre CTC é representado na Figura 6.11. Os testes foram realizados com velocidades mássicas constantes de  $503$  e  $1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor de  $80$  e  $160 \text{ kW/m}^2$  respectivamente, onde os três valores de pressão médias na entrada testadas foram  $603$ ,  $702$ , e  $901 \text{ kPa}$ , o que corresponde a temperaturas de saturação de  $21,6$ ;  $26,7$  e  $35,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Para ambos os casos analisados o CTC aumentou com o aumento progressivo da pressão de entrada e, conseqüentemente, com o aumento da temperatura de saturação. Esse aumento no CTC fica mais evidente quando comparamos os resultados para pressão de entrada de  $901 \text{ kPa}$  com os resultados de  $702$  e  $603 \text{ kPa}$ . O efeito da pressão de entrada sobre o CTC foi o mesmo independente da velocidade mássica testada e título de vapor.

Na Figura 6.12 é mostrado o efeito da pressão de entrada com a variação do fluxo de calor sobre o CTC avaliados no centro da seção de teste,  $T_4$ , para uma velocidade mássica de  $1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ . Analisando os resultados pode-se perceber que com o aumento do fluxo de calor os efeitos de pressão de entrada são mais evidentes e tornam-se mais relevantes. Logo, o fluxo de calor é um fator importante na determinação dos efeitos de pressão de entrada e consequentemente temperatura de saturação sobre o CTC.

Este comportamento apresentados aqui são similares qualitativamente aos observados durante a ebulição convectiva em macrocanais.

Existem algumas interpretações publicadas na literatura que tentam explicar os comportamentos apresentado nas Figuras 6.11 e 6.12. A primeira é que maiores pressões e temperaturas de saturação conduzem a menores tensões superficiais. Logo, a formação de vapor no processo de ebulição indica que uma superfície com menor tensão superficial pode proporcionar um coeficiente de transferência de calor mais elevado, conforme menciona Ribatski et al. (2006).

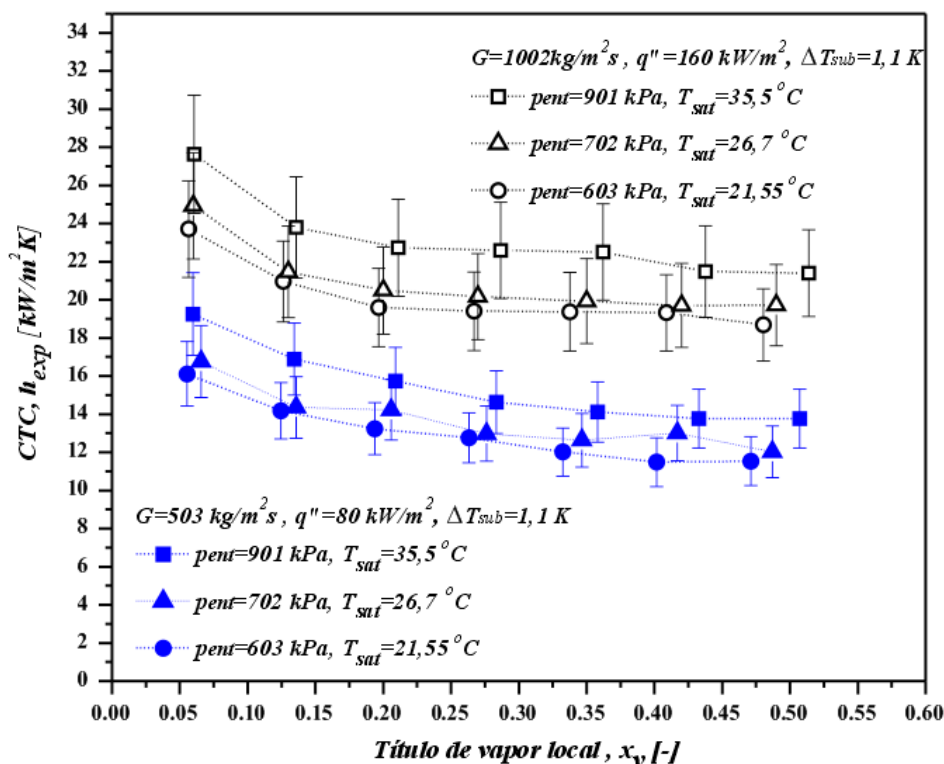


Figura 6.11 - Variação do coeficiente de transferência de calor local médio em função do título de vapor local, avaliando a influência da temperatura de saturação,  $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=160 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$  e  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=80 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$

Outra interpretação plausível é que com o aumento da pressão de saturação o diâmetro da bolha diminui. Como consequência, a frequência de geração e partida da bolha também aumenta com o aumento da pressão, conforme Sharma et al. (1996). Portanto, o crescimento da bolha e seu desprendimento da parede do tubo torna-se mais rápido a valores mais elevados de pressão para um

mesmo fluxo de calor. Na ebulição nucleada, a agitação do meio, ou turbulência local, causada pelo crescimento e desprendimento das bolhas da parede contribuem significativamente para a taxa de transferência de calor, conforme mencionado por Huo et al. (2007). Além disso, o efeito da pressão sobre o calor latente de vaporização e densidade do líquido podem também ser causas adicionais para aumentar o coeficiente de transferência de calor.

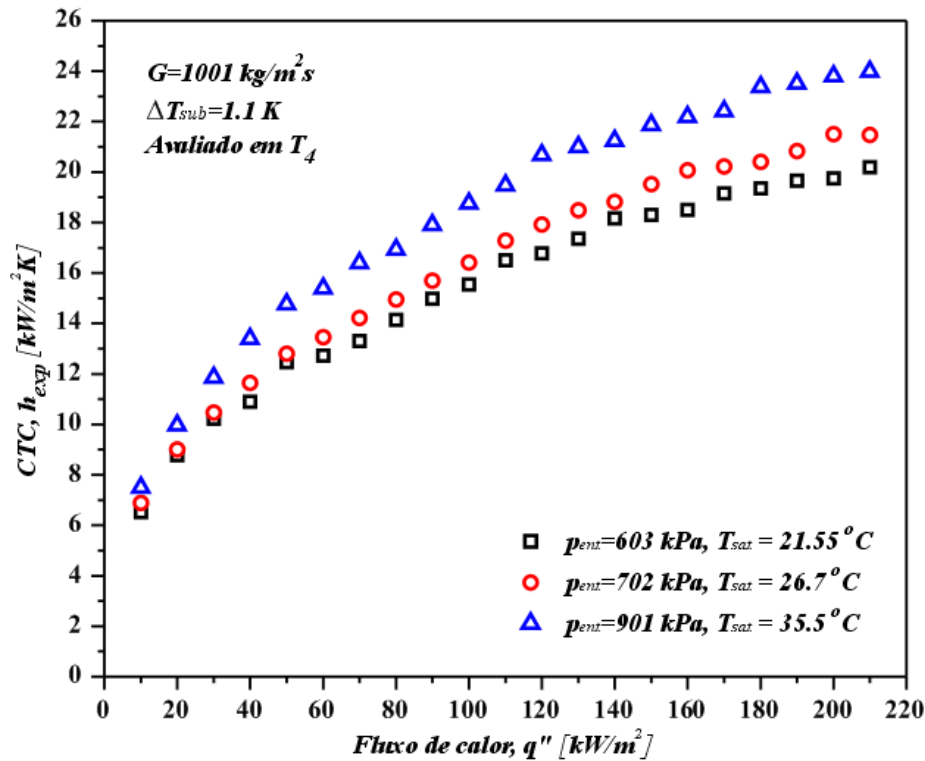


Figura 6.12 – Verificação da variação do efeito de pressão de entrada e temperatura de saturação em função fluxo de calor avaliados em  $T_4$ ,  $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ;  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ \text{C}$

Apesar de verificarmos que o aumento da pressão de saturação intensificar a transferência de calor e consequentemente diminuir o superaquecimento da parede,  $\Delta T_w = T_w - T_{sat}$ , vale ressaltar que este aumento da pressão resulta no aumento da temperatura de saturação do fluido,  $T_{sat}$ , tendo como consequência o aumento da temperatura média da parede,  $T_w$ . Resumindo, à pressões de saturação mais elevadas, a temperatura média nas paredes dos microcanais  $T_w$ , também será mais elevada em virtude do aumento de  $T_{sat}$ .

### 6.2.7. Avaliação dos resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor com modelos e correlações

Os modelos e correlações de previsão do CTC foram avaliados por meio de dois parâmetros estatísticos distintos, a incerteza média absoluta, IAM, calculada a partir da equação (6.1) e o percentual de dados dentro de uma faixa de desvio de  $\pm 30\%$  e  $\pm 20\%$ , PDF.

$$IAM [\%] = \sum_i^n \left| \frac{h_{correl,i} - h_{exp,i}}{h_{exp,i}} \right| \cdot 100 \quad (6.1)$$

$h_{exp,i}$  e  $h_{correl,i}$  representam os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente e calculados por meio de correlações, respectivamente.

A Tabela 6.2 resume os resultados estatísticos das comparações envolvendo a totalidade do banco de dados. Nela são apresentados o *IAM* e o percentual de pontos dentro das faixas de desvio  $\pm 30\%$  e  $\pm 20\%$ .

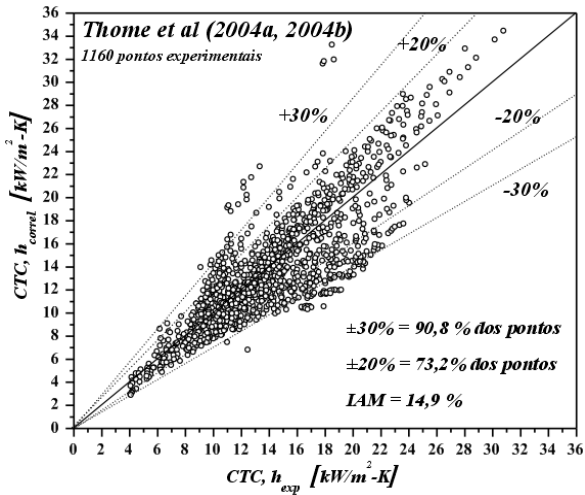
Tabela 6.2 - Resultados estatísticos da comparação dos resultados experimentais do CTC do presente estudo com os fornecidos pelos modelos e correlações

<b>Correlação e modelos</b>	<b><i>IAM</i></b>	<b><i>PDF</i> (<math>\pm 30\%</math>)</b>	<b><i>PDF</i> (<math>\pm 20\%</math>)</b>
Lazarek e Black (1982)	23,2 %	67,4 %	49,0 %
Kandlikar e Balasubramanian (2004)	37,53 %	37,2 %	-
Sun e Mishima (2009)	14,4 %	93,3 %	74,9 %
Kew e Cornwell (1997)	27,8 %	59,9 %	-
Thome et al. (2004)	14,9 %	90,8 %	73,2 %
Tran et al. (1996)	48,4 %	3,5 %	-
Yu et al. (2002)	18,2 %	81,9 %	62,5 %

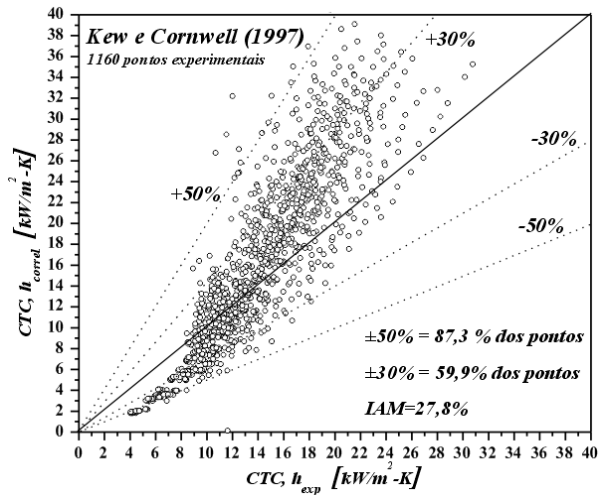
Nas Figuras 6.13 de (a) a (g) todos os 1160 pontos experimentais do coeficiente de transferência de calor são confrontados com os valores determinados a partir dos sete modelos e correlações citados acima. Em cada uma das figuras as regiões de desvio de  $\pm 30\%$  e  $\pm 20\%$  são delimitadas, ou para regiões de desvio maiores, quando for o caso. O valor do *IAM* bem como os valores do *PDF* de  $\pm 20\%$  e  $\pm 30\%$  também são informados nas figuras.

De acordo com a Tabela 6.2, a correlação de Sun e Mishima (2009) foi a que melhor previu os resultados experimentais, com um *IAM* de 14,4 % e com 93,3 % dos seus resultados dentro da faixa de  $\pm 30\%$ . A correlação desenvolvida por Sun e Mishima (2009) baseia-se na correlação Lazarek e Black (1982) incorporando efeitos de um grande banco de dados em que estão incluídos testes em mini e microcanais com grande presença de testes com R134a.

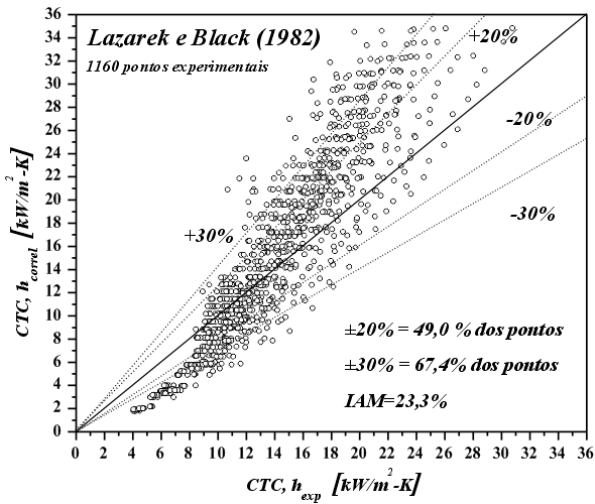
O modelo de Thome et al. (2004) foi o que apresentou o segundo menor *IAM* entre as correlações verificadas. O modelo também previu muito bem os resultados experimentais com *IAM* de 14,9 % e 90,8 % do pontos dentro da faixa de  $\pm 30\%$ .



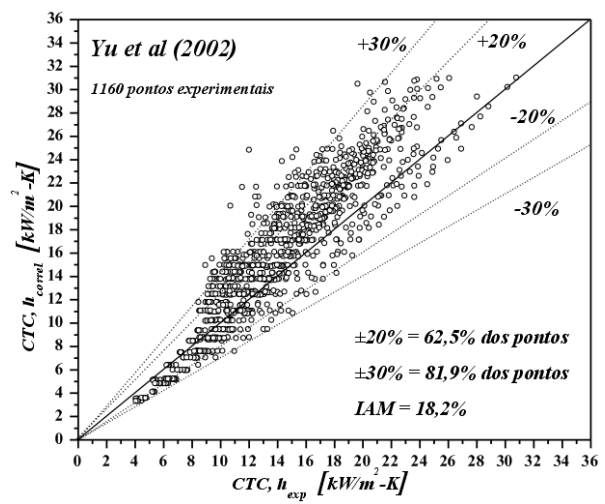
(a)



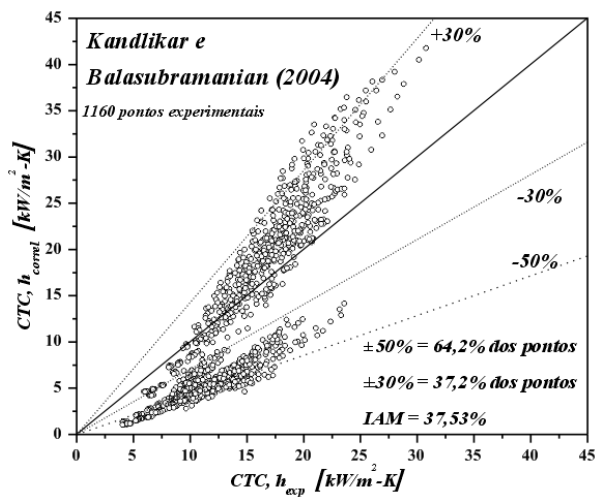
(b)



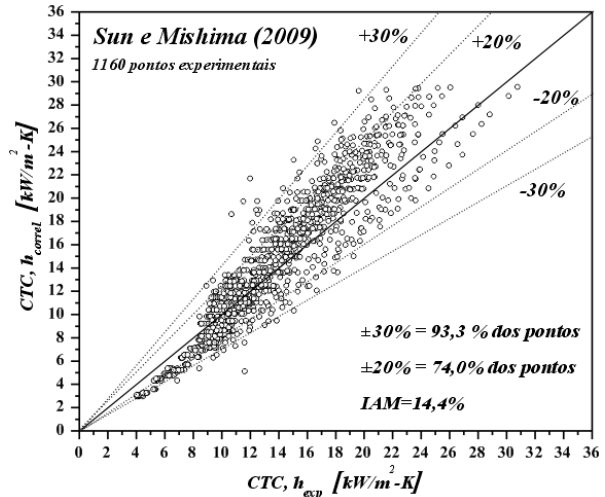
(c)



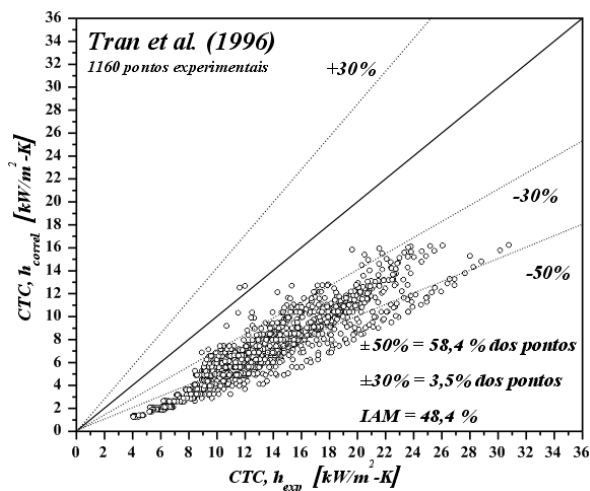
(d)



(e)



(f)



(g)

Figura 6.13 - Comparação dos resultados experimentais para a transferência de calor com modelos da literatura.

Entre as correlações testadas, outras duas correlações também se destacaram na previsão do CTC apresentando IAM inferior a 25 %, são elas: Yu et al. (2002) e Lazarek e Black (1982), apesar de ambas terem sido desenvolvidas a partir de bases de dados que não incluíam resultados de CTC com R134a, e para canais com diâmetro superiores aos testados no presente estudo.

A correlação de Kandlikar and Balasubramanian (2004) apesar de ter sido desenvolvida a partir de uma grande base de dados, na qual incluía o R134a e uma vasta faixa de diâmetros na qual estava incluso o diâmetro do presente estudo, não apresentou boa concordância com os resultados experimentais, com desvio de 37,53 %.

A correlação de Kew e Cornwell (1997) na qual foi desenvolvida à partir dos resultados do R141b para diâmetros na faixa de 1,39 a 3,69 mm também não obteve uma boa previsão dos resultados experimentais, apresentando desvio de 27,8 %.

Além da análise estatística é também importante verificar as principais tendências apresentadas pelos modelos e correlações de previsão. Pensando nisso, nas Figuras 6.14, 6.15 e 6.16, os resultados experimentais do CTC para o R134a, na seção de testes do presente estudo, são plotados em função do título de vapor em conjunto com os valores dos modelos e correlações de previsão para três situações de velocidade mássica e fluxo de calor distintas.

Analisando as Figuras 6.14, 6.15 e 6.16 em conjunto percebe-se que apesar da correlação de Sun e Mishima (2009) apresentar o menor valor de IAM ela não acompanha as tendências dos resultados experimentais. Em contrapartida, a correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004) apesar de não apresentar boa concordância com os resultados experimentais apresentou tendências parecidas com os resultados alcançados, independente das condições testadas. Já o modelo de três fases de Thome et al. (2004), que baseia-se na transferência de calor por convecção no regime de

bolha confinada, sem qualquer contribuição de ebulição nucleada também representou muito bem a tendência de todos os resultados experimentais, apesar de o autor mencionar que o mesmo deve ser utilizado somente no regime de escoamento para o qual foi desenvolvido. No entanto, verificou-se que ele fornece satisfatórias previsões podendo se estender para o regime de escoamento anular, tal como mencionado pelos estudos realizados por Chen et al. (2006).

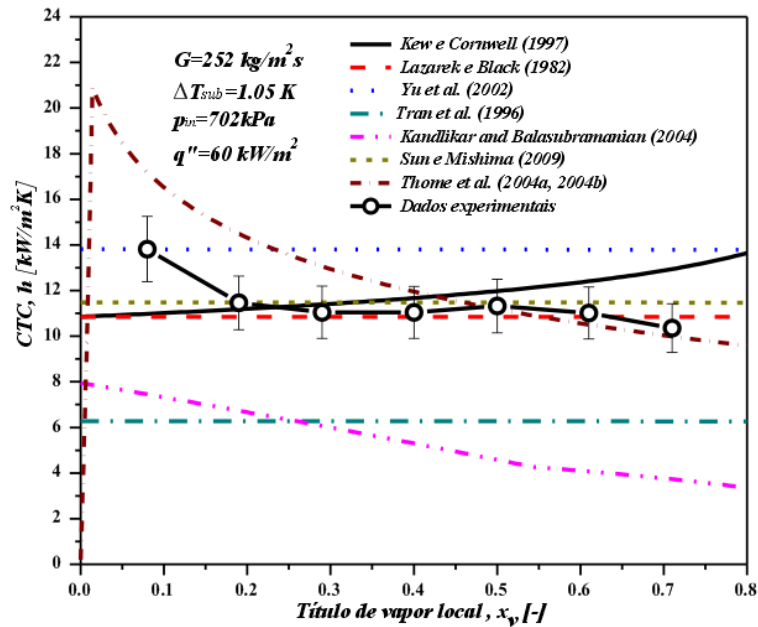


Figura 6.14 – Resultados experimentais e das correlações testadas em função do título de vapor,  $G=252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ;  $p_{\text{ent}}=702 \text{ kPa}$ ;  $\Delta T_{\text{sub}}=1,05 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $q''=60 \text{ kW/m}^2$

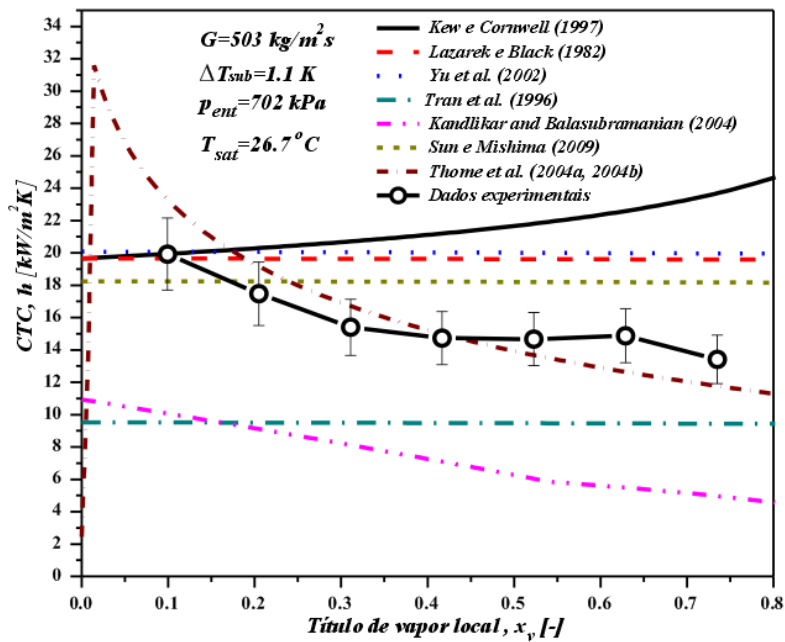


Figura 6.15 - Resultados experimentais e das correlações testadas em função do título de vapor,  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ;  $p_{\text{ent}}=702 \text{ kPa}$ ;  $\Delta T_{\text{sub}}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $q''=120 \text{ kW/m}^2$



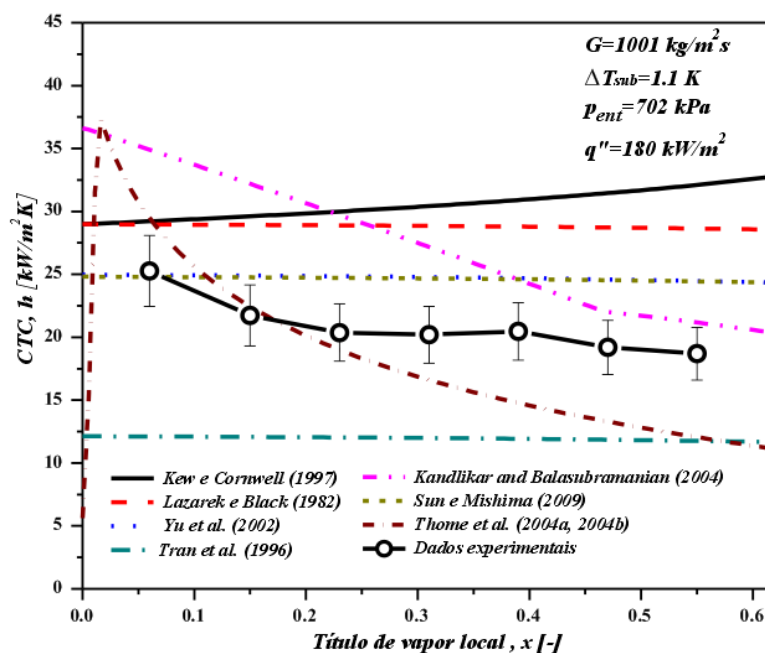


Figura 6.16 - Resultados experimentais e das correlações testadas em função do título de vapor,  $G=1001 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ;  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ;  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $q''=180 \text{ kW/m}^2$

### 6.3. Resultados de queda de pressão bifásica

Nesta seção, os resultados experimentais para a queda de pressão bifásica serão analisados. Inicialmente, é feita a comparação entre dois métodos distintos de determinação experimental da queda de pressão do escoamento bifásico nos microcanais, mostrada na Figura 6.17.

Na Figura 6.17, para  $G=1001 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$  e com fluxo de calor variando de  $10$  a  $210 \text{ kW/m}^2$ , a queda de pressão experimental medida diretamente pelo transdutor diferencial  $p03$  é comparada com aquela determinada indiretamente através da pressão absoluta de entrada, medida pelo transdutor diferencial  $p01$ , subtraída da pressão de saturação na saída do canal, avaliada através da temperatura de saturação na saída,  $T_{sai}$ .

Analisando os resultados conclui-se que ambos os métodos de avaliação experimental apresentam resultados bem próximos. No entanto a queda de pressão medida através do transdutor de pressão diferencial,  $p03$ , apresenta uma incerteza de medição bem menor do que aquela presente no outro método,  $0,1 \%$  do fe, que é de  $0,1 \text{ kPa}$ , conforme Tabela 4.5. Logo todos os resultados de queda de pressão bifásica serão verificados através das medições realizadas com o transdutor diferencial  $p03$ .

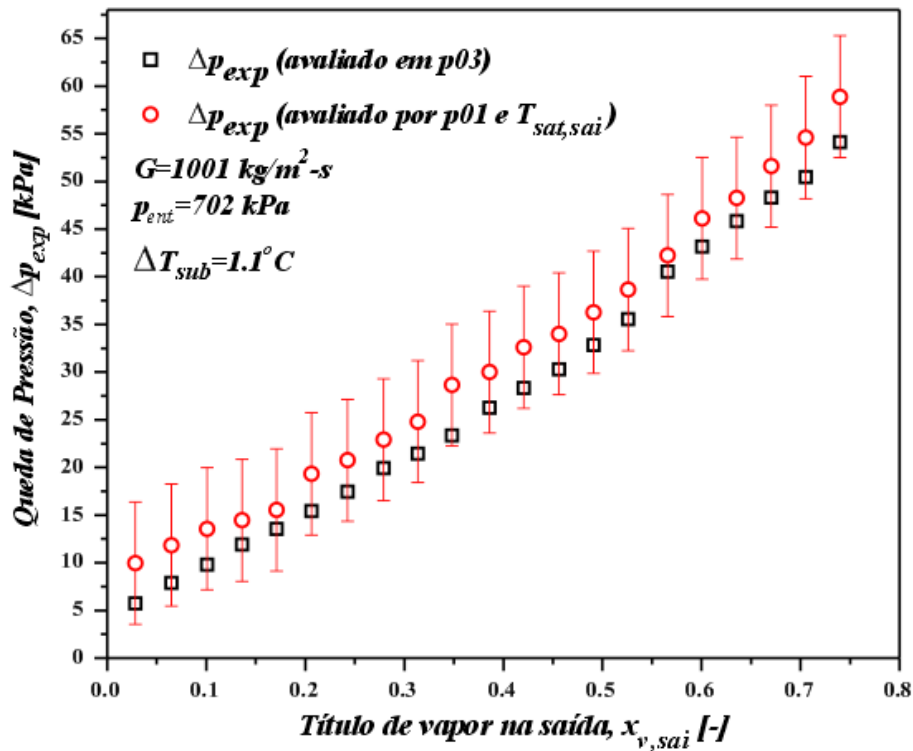


Figura 6.17 – Comparação dos dados experimentais avaliados através do transdutor diferencial  $p03$  e através da pressão absoluta de entrada,  $p01$ , e pressão de saturação na saída.

### 6.3.1. Análise de cada componente de queda de pressão

Nas Figuras 6.18 (a), (b), (c) e (d) os três componentes de queda de pressão,  $\Delta p_{at}$ ,  $\Delta p_{ac}$ , e  $\Delta p_{tot}$ , são plotados em função do comprimento do microcanal. Na região monofásica,  $L_{sub}$ , a queda de pressão por atrito,  $\Delta p_{at}$ , é calculada utilizando a correlação de Blasius (1913), equação (3.32). Já na região bifásica a queda de pressão por atrito,  $\Delta p_{at}$ , é calculada a partir do modelo homogêneo, equação (3.39), e a parcela de queda de pressão por aceleração do escoamento,  $\Delta p_{ac}$ , a partir da equação (3.37).

Nas Figuras 6.18 (a) e (b) o grau de sub-resfriamento na entrada é de  $1,1^\circ \text{C}$ , para velocidades mássicas de  $1002$  e  $503 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ , respectivamente, e os fluxos de calor são iguais a  $60$  e  $120 \text{ kW/m}^2$ , respectivamente. Já nas Figuras 6.18 (c) e (d) o grau de resfriamento é de  $20,0^\circ \text{C}$ , com velocidades mássicas de  $1002$  e  $503 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  mas aplicando fluxos de calor de  $120$  e  $210 \text{ kW/m}^2$ , respectivamente.

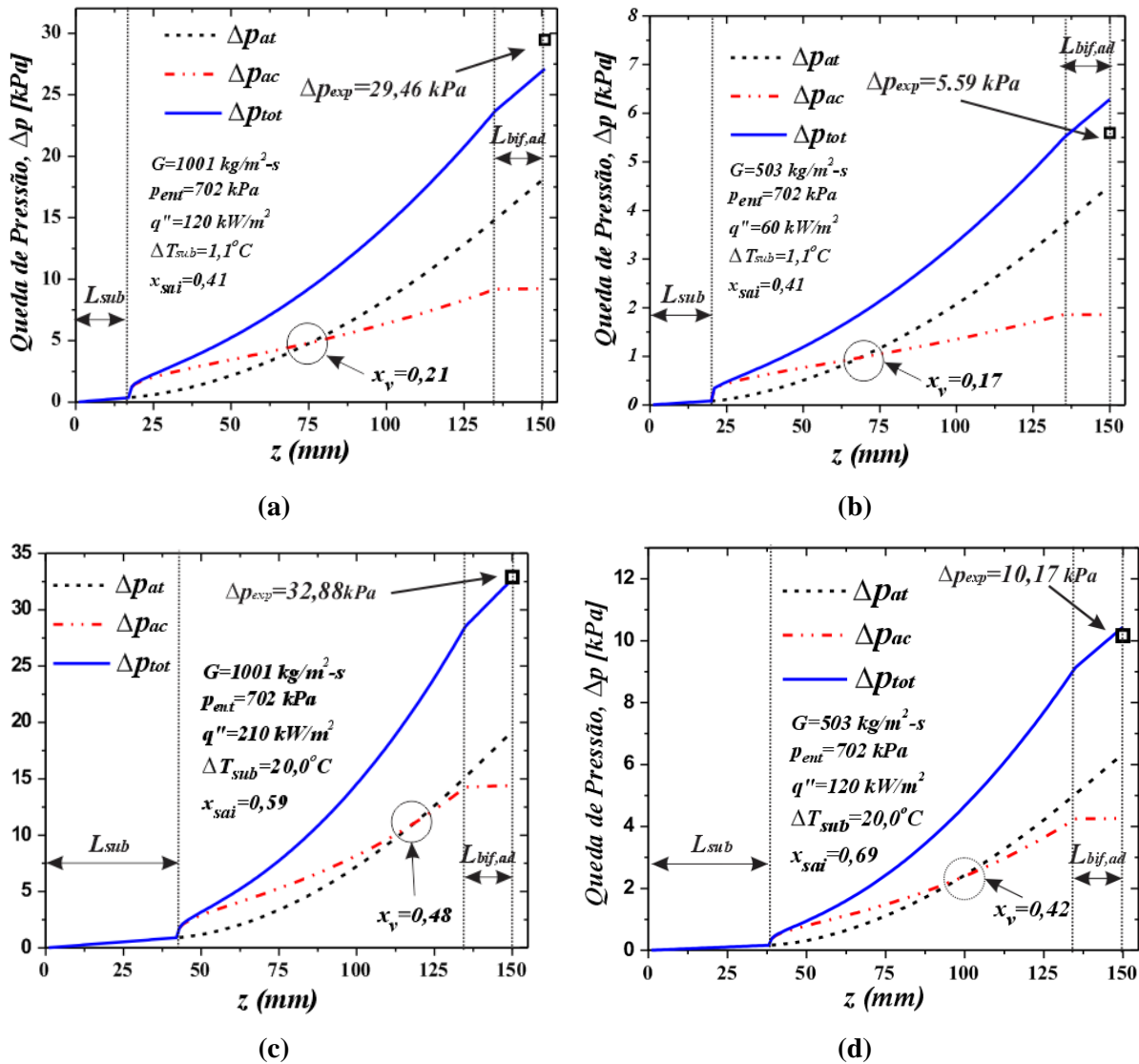
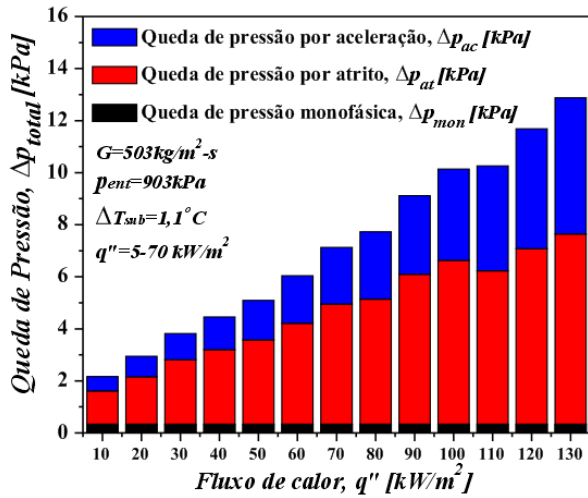


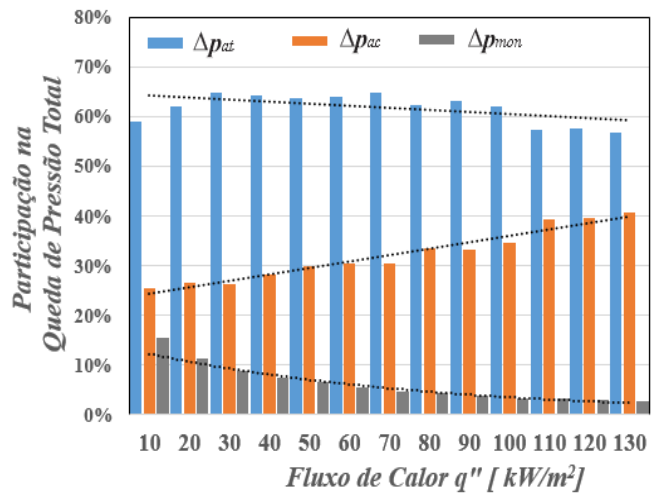
Figura 6.18 – Contribuições de queda de pressão,  $\Delta p_{at}$ ,  $\Delta p_{ac}$ , e  $\Delta p_{tot}$ , em função do comprimento do canal. (a)  $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ,  $q''=120 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ ,  $\Delta p_{exp}=29,46 \text{ kPa}$ ; (b)  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ,  $q''=60 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1^\circ\text{C}$ ,  $\Delta p_{exp}=5,59 \text{ kPa}$ ; (c)  $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ,  $q''=210 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=20,0^\circ\text{C}$ ,  $\Delta p_{exp}=32,88 \text{ kPa}$ ; (d)  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ,  $q''=120 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=20,0^\circ\text{C}$ ,  $\Delta p_{exp}=10,17 \text{ kPa}$

Analisando essas figuras percebe-se na região bifásica que inicialmente  $\Delta p_{ac}$  é superior a  $\Delta p_{at}$ . Conforme o título de vapor vai aumentando ao longo do comprimento do canal,  $\Delta p_{at}$  acaba superando a contribuição de  $\Delta p_{ac}$ . Esse comportamento foi verificado para todas as situações demonstradas. Outra característica importante é o comprimento da região bifásica, que é superior para situações com os menores valores de  $\Delta T_{sub}$ . Outra característica também observada é o comportamento da  $\Delta p_{ac}$  na região bifásica adiabática,  $L_{bif,ad}$ .  $\Delta p_{ac}$  se manteve constante nesta região, devido ao fato de não haver variação do título de vapor, logo o escoamento não é acelerado.

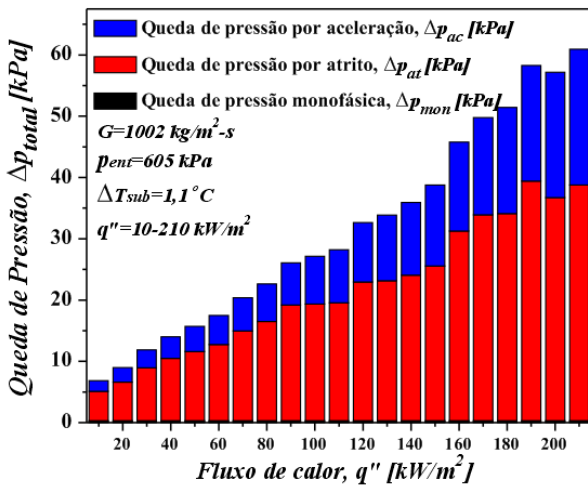
Nas Figuras 6.19 (a) e (c) as contribuições totais da queda de pressão experimental por atrito, aceleração e monofásica são plotadas em função do fluxo de calor para duas situações distintas.



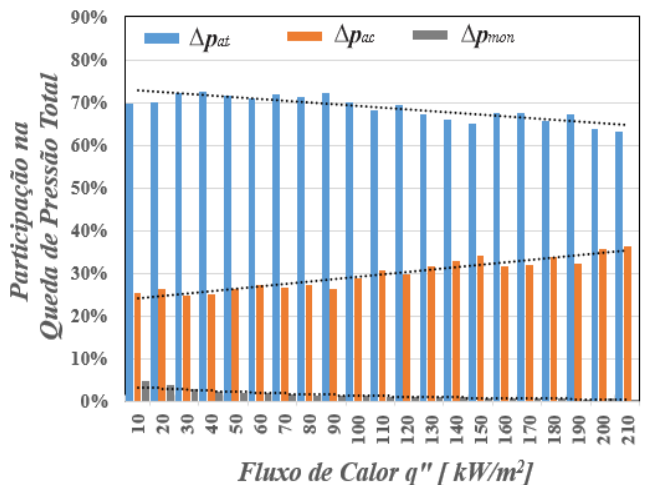
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.19 – Contribuições de queda de pressão experimental,  $\Delta p_{at}$ ,  $\Delta p_{ac}$ , e  $\Delta p_{tot}$ , em função do comprimento fluxo de calor. (a)  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $p_{ent}=903 \text{ kPa}$ ;  $q''=5-70 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ; (b)  $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $p_{ent}=605 \text{ kPa}$ ;  $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$

A primeira, a da Figura 6.19 (a), com  $G=503 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ;  $p_{ent}=605 \text{ kPa}$ ;  $q''=5-70 \text{ kW/m}^2$  e  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , e a segunda da Figura 6.19 (c), com  $G=1001 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $p_{ent}=903 \text{ kPa}$ ;  $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$  e  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Já nas Figuras 6.19 (b) e (d) as contribuições relativas das três parcelas de queda de pressão são plotadas em função do fluxo de calor respectivamente para as Figura 6.19 (a) e (c). Na Figura 6.19 (b) percebe-se as contribuições da porção monofásica são mais significativas em relação às da Figura 6.19 (a), entretanto nota-se que o comportamento para ambos os casos é muito similar, ou seja, para ambos os casos ocorre o aumento da participação da porção de queda

de pressão por aceleração e a diminuição da participação da porção de queda de pressão por atrito com o aumento do fluxo de calor. Logo, com o aumento do fluxo de calor a contribuição de queda de pressão por aceleração torna-se mais significativa do que a parcela por atrito em relação à queda de pressão total, conforme linhas de tendência adicionadas nas Figuras 6.19 (b) e (d).

### 6.3.2. Influência da velocidade mássica sobre a queda de pressão

Na Figura 6.20 a queda de pressão total experimental para várias velocidades mássicas,  $G$ , são plotadas em função do título de vapor na saída da seção de teste.

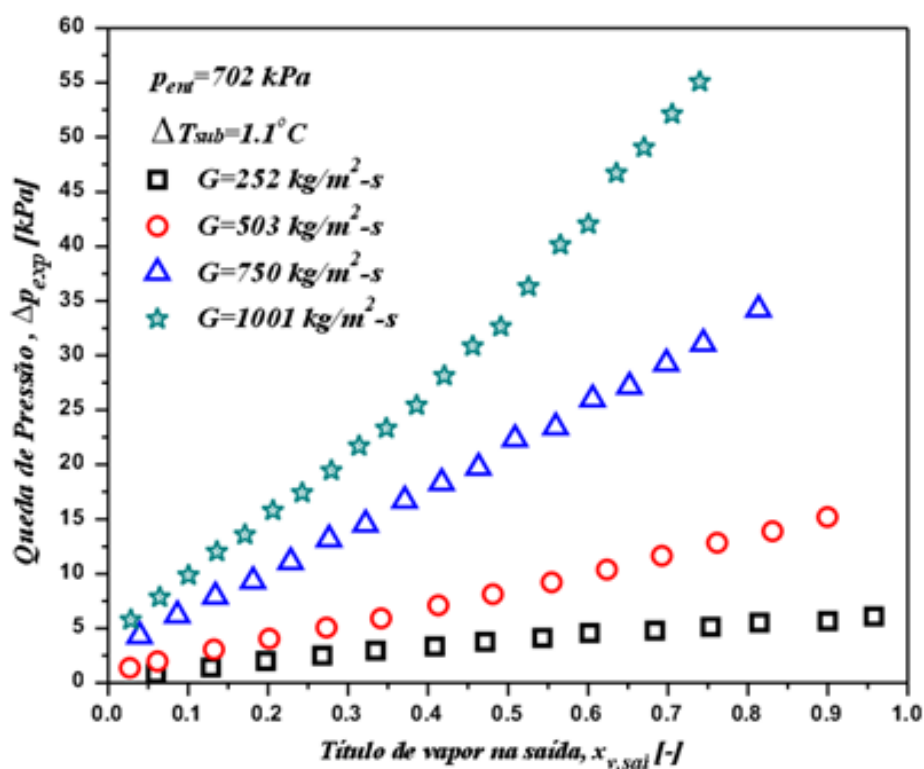


Figura 6.20 – Avaliação da queda de pressão experimental em função do título de vapor na saída para várias velocidades mássicas,  $G$ ,  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ ;  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$

A queda de pressão total é superior para velocidades mássicas mais elevadas considerando-se um mesmo título de vapor. Conforme a velocidade do escoamento é aumentada, o número de Reynolds também aumenta proporcionalmente, resultando em quedas de pressão superiores. Resultados similares são encontrados em vários trabalhos como, por exemplo, em Quibén et al. (2009) e Lie et al. (2008).

### 6.3.3. Influência da pressão de entrada sobre a queda de pressão

Nas Figuras 6.21 (a) e (b), a influência da pressão de entrada sobre a queda de pressão é verificada respectivamente para velocidades mássicas de  $1002$  e  $501 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ . As pressões médias na entrada analisadas foram de aproximadamente  $600$ ,  $700$  e  $900 \text{ kPa}$ . Independente da velocidade

mássica analisada a queda de pressão experimental diminuiu com o aumento da pressão na entrada. Essa diferença é resultante da variação dos valores das propriedades que influenciam a queda de pressão por atrito e aceleração.

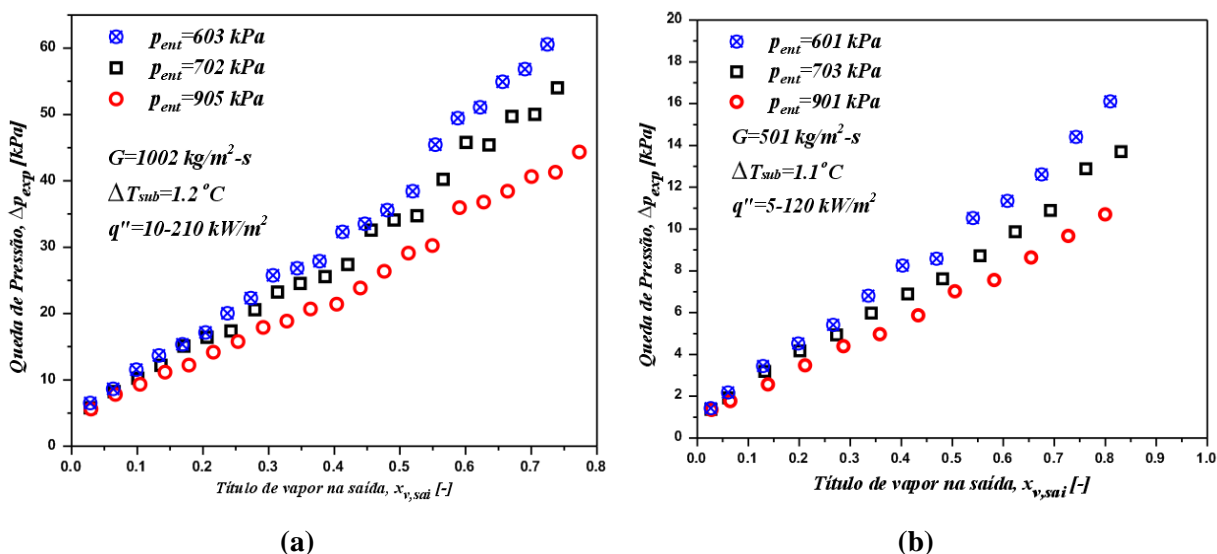


Figura 6.21 – Influência da pressão de entrada sobre a queda de pressão total, (a)  $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ; (b)  $G=501 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=5-120 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

A viscosidade do líquido,  $\mu_l$ , é aquela que possui maior influência sobre a queda de pressão por atrito. Já o calor latente de vaporização,  $i_v$ , é muito importante na geração de vapor e consequentemente na queda de pressão por aceleração. A variação de algumas propriedades em função da pressão é apresentada na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Variação das propriedades do R134a em função da pressão

Pressão [kpa]	$\mu_l \cdot 10^3$ [kg/m·s]	$\mu_v \cdot 10^4$ [kg/m·s]	$\rho_l$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_v$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$i_v$ [kJ/kg]
600	0,2029	0,1181	1220	29,13	181
700	0,1904	0,1204	1200	34,02	176,3
900	0,1706	0,1246	1165	44,05	167,7

A viscosidade do líquido,  $\mu_l$ , apresenta uma variação de -15,9% quando a pressão é aumentada de 600 a 900 kPa. Entretanto a viscosidade,  $\mu_v$ , do vapor e o calor latente de vaporização,  $i_v$ , apresentam variações de 5,2 % e 7,3 %, respectivamente, para a mesma variação de pressão. Os resultados experimentais de queda de pressão apresentaram uma variação média de -29,2 % com o aumento da pressão de 600 a 900 kPa, valor superior à variação da viscosidade do líquido,  $\mu_l$ , indicando que a variação de outras propriedades como densidade do líquido e do vapor também entram em jogo.

### 6.3.4. Avaliação dos modelos de queda de pressão por atrito

Nas Figuras 6.22 (a) e (b) os dados experimentais para a queda de pressão por atrito para velocidades mássicas,  $G$ , de  $250$  e  $750 \text{ kg/m}^2\text{s}$  são comparados com os resultados provenientes dos modelos e correlações de queda de pressão por atrito, apresentados na seção 3.5, para a mesma situação testada. Para ambas as situações as condições de entrada foram mantidas constantes a  $\Delta T_{\text{sub}}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $p_{\text{ent}}=700 \text{ kPa}$ , com variação do fluxo de calor.

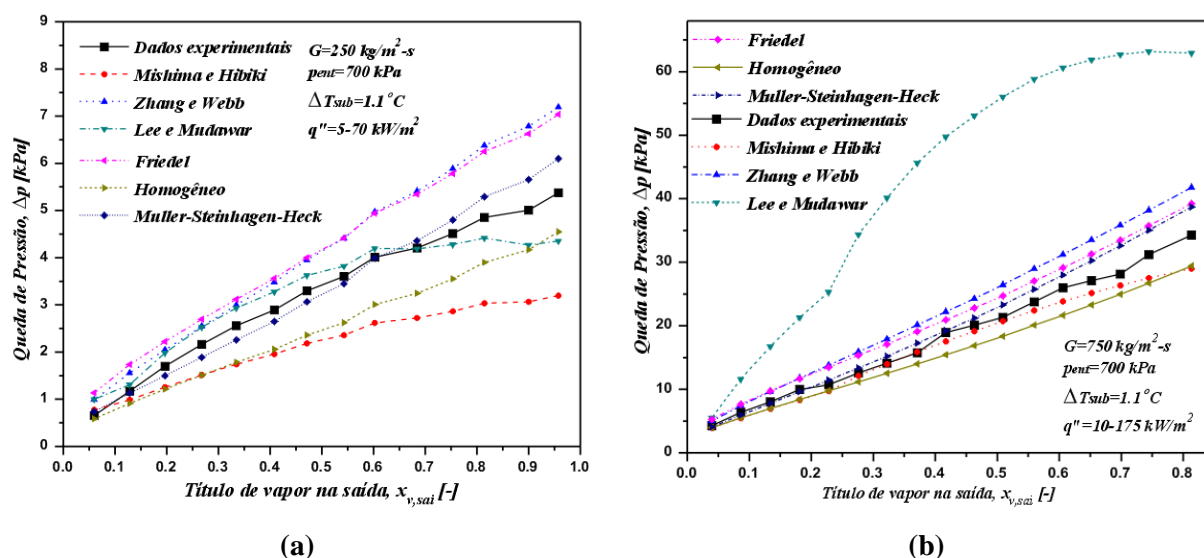


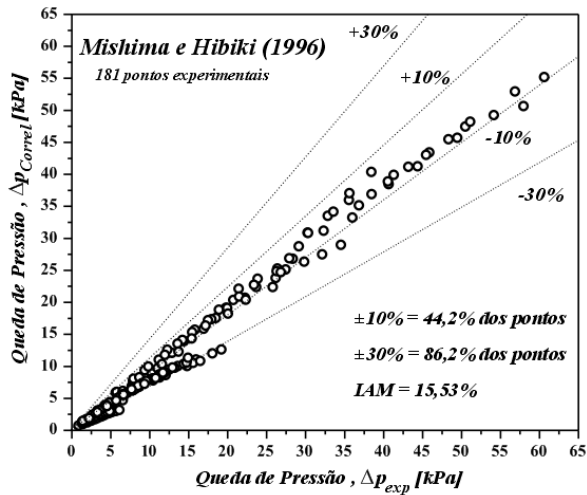
Figura 6.22 – Avaliação das tendências das correlações de queda de pressão por atrito em comparação com os dados experimentais, (a)  $G=250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ;  $q''=5-70 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{\text{sub}}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{ent}}=700 \text{ kPa}$ ; (b)  $G=750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ;  $q''=10-175 \text{ kW/m}^2$ ;  $\Delta T_{\text{sub}}=1,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{ent}}=700 \text{ kPa}$

A partir da análise das Figuras 6.22 (a) e (b), observa-se a mesma tendência dos resultados experimentais de queda de pressão por atrito com os resultados das correlações e modelos de queda de pressão, onde somente o modelo de fases separadas de Lee e Mudawar (2005a) alterou-se significativamente com o aumento da velocidade mássica de  $250$  para  $750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Este comportamento diferenciado do modelo de Lee e Mudawar (2005a) na Figura 6.22 (b) deve-se ao fato de a constante de Chisholm ser baseada no número de Reynolds e Weber de somente líquido,  $Re_{lo}$  e  $We_{lo}$ , respectivamente. Havendo variação na expressão dependendo se o escoamento de líquido é laminar ou turbulento, conforme Tabela 3.11.

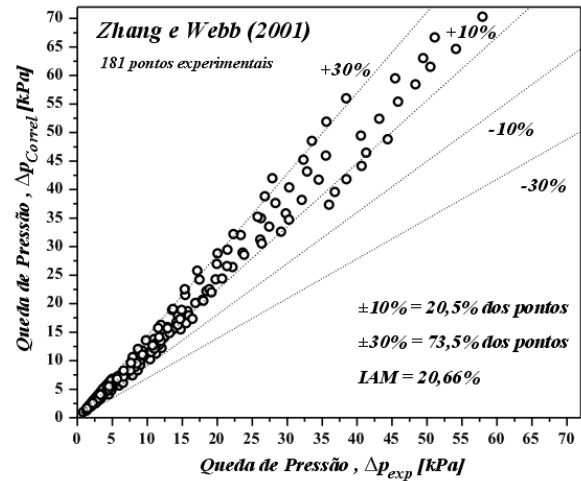
Analogamente ao apresentado na análise comparativa do CTC, para realizar a análise da queda de pressão utiliza-se a incerteza absoluta média,  $IAM$ , para comparar os valores experimentais e os calculados através dos modelos teóricos. Para a queda de pressão por atrito, esse valor é definido conforme a equação (6.2).

$$IAM [\%] = \sum_i^n \frac{|\Delta p_{correl,i} - \Delta p_{exp,i}|}{\Delta p_{exp,i}} \cdot 100 \quad (6.2)$$

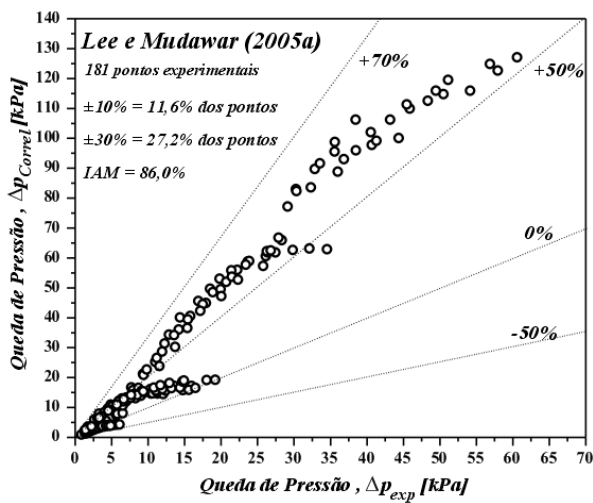
onde  $\Delta p_{exp,i}$  e  $\Delta p_{correl,i}$  são os valores que representam respectivamente a queda de pressão por atrito experimental e o obtido através do modelo ou correlação analisada.



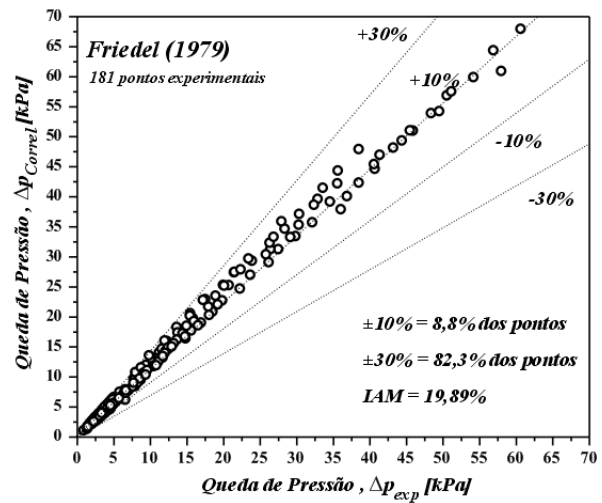
(a)



(b)



(c)



(d)



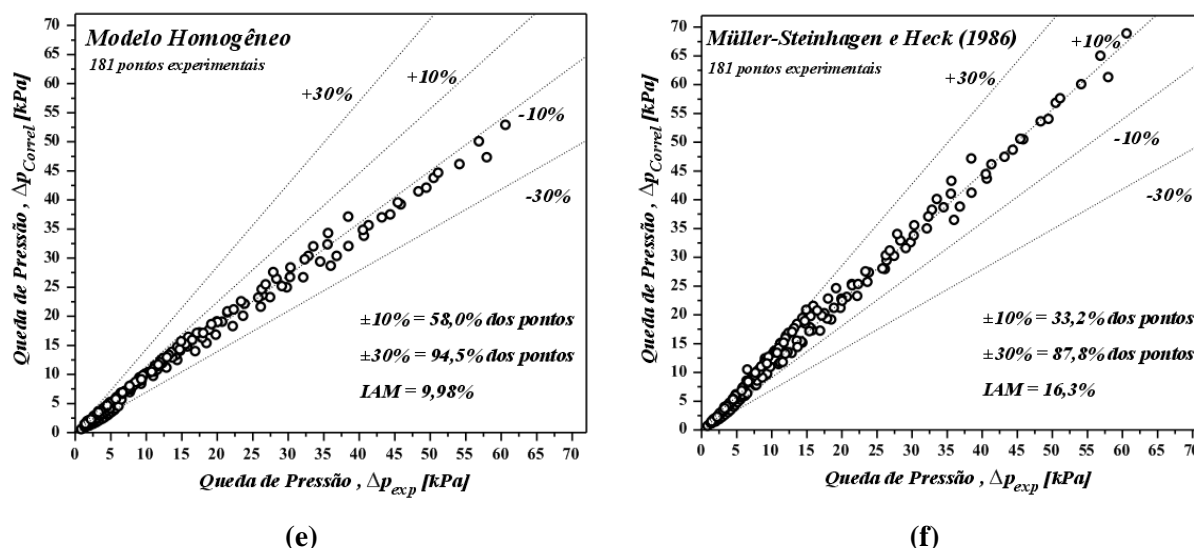


Figura 6.23 - Comparação dos resultados experimentais para a queda de pressão por atrito com modelos da literatura.

Foram analisados um total de seis modelos de queda de pressão por atrito que são apresentados na seção 3.5, sendo três para escoamentos em macro-escala: Friedel (1979), Müller-Steinhagen e Heck (1986), Modelo Homogêneo; e outros três desenvolvidos para microescala: Mishima e Hibiki (1996), Lee e Mudawar (2005a) e Zhang e Webb (2001).

Nas Figuras 6.23 de (a) a (f) todos os 181 pontos experimentais da queda de pressão por atrito são confrontados com os valores determinados a partir dos modelos e correlações citadas acima. Nas figuras as regiões de desvio de  $\pm 30\%$  e  $\pm 20\%$  foram delimitadas. O valor do IAM, bem como os valores da faixa de incerteza de  $\pm 20\%$  e  $\pm 30\%$  também são informados nas figuras.

Na Tabela 6.4, são resumidos os resultados estatísticos das comparações envolvendo a totalidade do banco de dados de queda de pressão por atrito para os seis modelos indicados acima. Nela são apresentados o IAM e o percentual de pontos dentro das faixas de desvio de  $\pm 30\%$  e  $\pm 10\%$ .

Tabela 6.4 –Resumo dos resultados estatísticos das comparações dos modelos de queda de pressão por atrito

Modelo	IAM	PDF ( $\pm 30\%$ )	PDF ( $\pm 10\%$ )
Friedel (1979)	19,9 %	82,3 %	8,8 %
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	16,3 %	87,8 %	37,2 %
Zhang e Webb (2001)	20,7 %	73,5 %	20,5 %
Lee e Mudawar (2005a)	86,0 %	27,2 %	11,6 %
Modelo Homogêneo	10,0 %	94,5 %	58,0 %
Mishima e Hibiki (1996)	15,5 %	86,2 %	44,2 %

O modelo que apresentou os melhores resultados na comparação com os dados experimentais foi o modelo homogêneo, com  $IAM=10\%$ , apresentado na Figura 6.23 (e), e que possui  $94,5\%$  de seus pontos dentro da faixa de  $\pm 30\%$ . Uma grande parte desses resultados subestima os resultados para a queda de pressão, visto que, o modelo considera que não há escorregamento entre as fases. Entretanto, sabe-se que no regime de escoamento anular há considerável diferença entre as velocidades do vapor e do líquido.

O modelo de fases separadas de Mishima e Hibiki (1996) também apresentou bons resultados, como pode ser visto na Figura 6.23 (a). O modelo desenvolvido para microcanais e que define a constante de Chisholm em função do diâmetro hidráulico obteve um IAM de  $15,5\%$ , com  $86,2\%$  dos seus pontos dentro da faixa de  $\pm 30\%$ .

Diferentemente do modelo de Lee e Mudawar (2005a) que apresentou os piores resultados, com desvio médio absoluto de  $86,0\%$ , Figura 6.23 (c), o modelo clássico de Friedel (1979), Figura 6.23 (d), apresentou bons resultados para a previsão da queda de pressão por atrito, com incertezas absolutas média de  $19,9\%$ , e com  $82,3\%$  dos pontos dentro da faixa de  $\pm 30\%$ . Entretanto ele superestimou grande parte dos resultados experimentais de queda de pressão por atrito.

A correlação proposta por Müller-Steinhagen e Heck (1986), cuja comparação com os dados experimentais é mostrada na Figura 6.23 (f), apresentou incerteza média absoluta de  $16,3\%$ , todavia, como o modelo citado acima, ele também superestimou grande parte dos dados medidos. Entre os modelos de queda de pressão para microescala o modelo de Zhang e Webb (2001) também correlacionou bem os resultados experimentais com  $IAM=20,7\%$ .

Analisando somente os resultados estatísticos dos modelos para macroescala, os resultados remetem a uma conclusão importante, de que a perda de carga em escoamentos com ebulição convectiva no interior de microcanais pode ser estimada utilizando-se correlações propostas para a perda de carga em canais convencionais (modelos: Homogêneo, Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Friedel (1979)). Resultado semelhante também foi demonstrado por Goss (2011) ao comparar os resultados experimentais do gradiente de perda de carga durante a condensação do R134a no interior de microcanais de  $0,8\text{ mm}$  de diâmetro com correlações e modelos da literatura especializada.

## 6.4. Resultados de ONB

De acordo com os mecanismos de transferência de calor, para convecção monofásica, a temperatura da superfície da parede aumenta linearmente com o aumento do fluxo de calor.

Apenas quando a temperatura do líquido em contato com a superfície aquecida do tubo supera a temperatura de saturação e atinge determinado superaquecimento, é que as bolhas de vapor podem ser formadas. A temperatura da superfície da parede mantém-se quase constante, logo após a ocorrência de ONB. No caso de escoamentos de fluidos que ingressam no canal com certo grau de sub-resfriamento, o início da ebulição nucleada, ou ONB, é acompanhado de uma queda brusca

da temperatura local da superfície aquecida. Logo, o ponto de ocorrência ONB pode ser identificado no instante que ocorre uma queda brusca na temperatura da parede do canal, em função ao fluxo de calor imposto

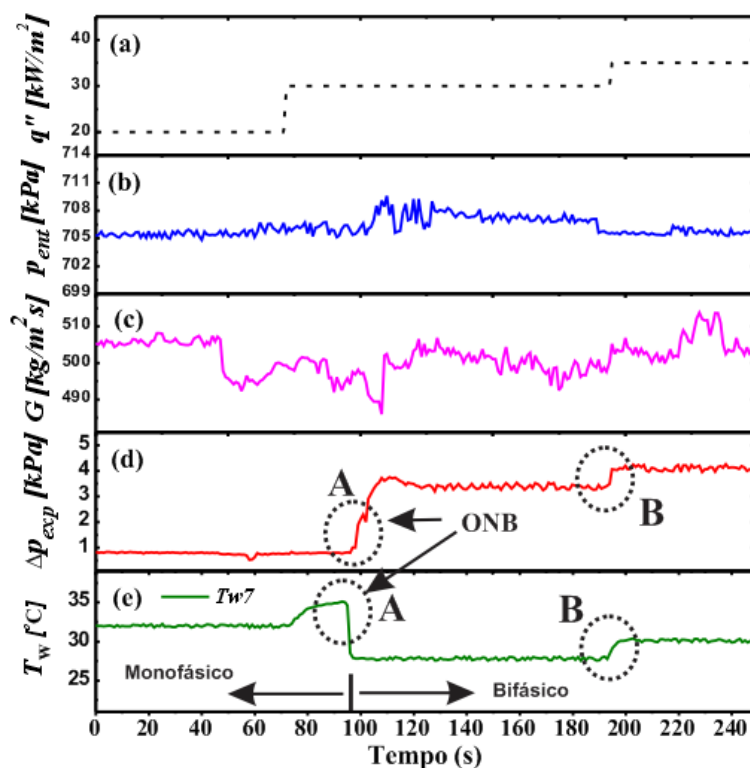


Figura 6.24 – Variação dos parâmetro de ONB: (a) fluxo de calor; (b) pressão de entrada; (c) velocidade mássica; (d) queda de pressão; e (e) temperatura da parede

Apenas quando a temperatura do líquido em contato com a superfície aquecida do tubo supera a temperatura de saturação e atinge determinado superaquecimento, é que as bolhas de vapor podem ser formadas. A temperatura da superfície da parede mantém-se quase constante, logo após a ocorrência de ONB. No caso de escoamentos de fluidos que ingressam no canal com certo grau de sub-resfriamento, o início da ebulição nucleada, ou ONB, é acompanhado de uma queda brusca da temperatura local da superfície aquecida. Logo, o ponto de ocorrência ONB pode ser identificado no instante que ocorre uma queda brusca na temperatura da parede do canal, em função ao fluxo de calor imposto.

A Figura 6.24 mostra um exemplo das variações temporais simultâneas da velocidade mássica, queda de pressão, pressão de entrada e temperatura de parede na saída do canal, avaliada em  $T_7$ . À partir do instante  $t=0$  s, à medida que o fluxo de calor é aumentado em pequenos incrementos, em um certo instante  $t=70$  s, nas Figuras 6.24 (d) e (e) pode-se observar o aumento da temperatura local da parede do microcanal, verificado na posição  $T_7$  da seção de teste, e cerca de 20 s após, ocorre uma queda súbita na temperatura local de parede, representado com o círculo “A”, com amplitude de aproximadamente 7 K. Nesta situação, caso o fluxo de calor fosse

diminuído até o valor anteriormente imposto de  $20\text{ kW/m}^2$  a temperatura da superfície não voltaria a subir ao valor anteriormente medido. A transição de um mecanismo de transferência de calor de convecção forçada monofásica para um escoamento bifásico, com o fluxo de calor imposto, tem como resultado esta histerese da temperatura da parede, devido à grande quantidade de calor necessária para ativação dos sítios de nucleação.

É bem conhecido que, após o início da ebulição, a bolha vai nuclear, crescer e afastar-se da cavidade nucleada ativa localizada na parede aquecida, e a sua vaporização provocará o aumento do seu volume, tendo como resultado o aumento da queda de pressão por aceleração e atrito. Como mostrado na Figura 6.24 (b), a pressão de entrada oscila e aumenta ligeiramente com a ocorrência de ONB, e logo depois estabiliza-se. Este comportamento ocorre devido ao aumento da queda de pressão por aceleração e atrito. A variação da queda de pressão afeta também a velocidade mássica do escoamento. A Figura 6.24 (c) mostra que a tendência da variação da velocidade é oposta à apresentada pela pressão de entrada. Com um novo incremento no fluxo de calor de 30 para 35  $\text{kW/m}^2$ , Figura 6.24 (a), no ponto “B” da Figura 6.24 (d) há um novo incremento na queda de pressão causada pelo aumento da quantidade de vapor produzida, aumentando as participações de queda de pressão por atrito e aceleração. No ponto “B” da Figura 6.24 (e) ocorre um aumento da temperatura da parede em decorrência do aumento do fluxo de calor, que é o comportamento esperado da temperatura de parede na região bifásica, que aumenta gradualmente com o aumento do fluxo de calor, semelhante ao que também ocorre no regime de ebulição nucleada em piscina, Carey (1992), e nos trabalhos do LEPTEN de Passos e Reinaldo (1999) e Cardoso et al. (2011).

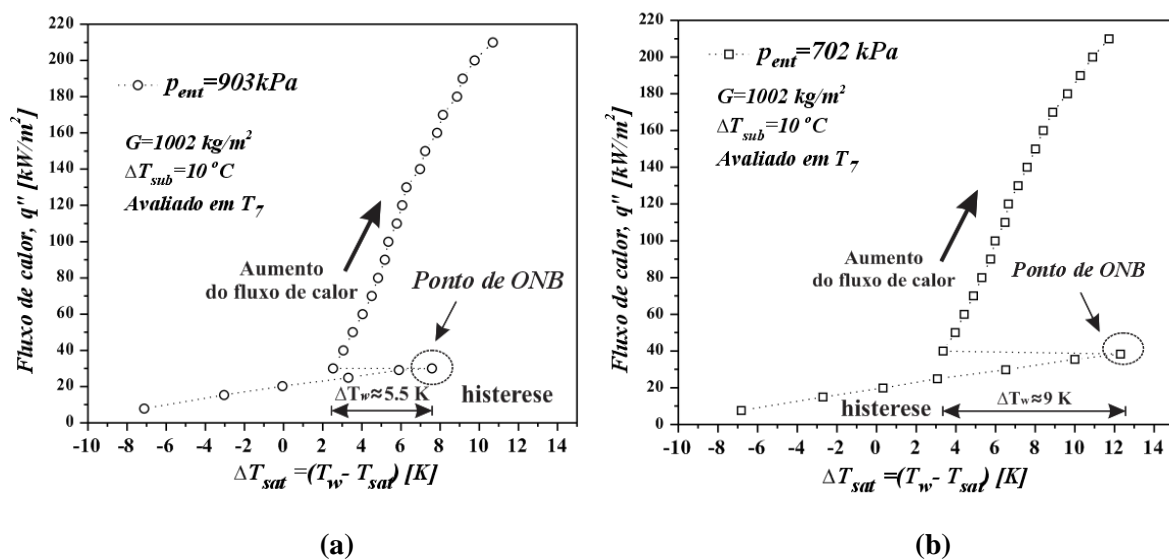


Figura 6.25 – Curvas de ebulição com determinação do ponto de ONB e efeitos de histerese: (a)  $G=1002\text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=10\text{-}210\text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=10,0\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{ent}=903\text{ kPa}$ ; (b)  $G=1002\text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=10\text{-}210\text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=10,0\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{ent}=702\text{ kPa}$ ;

Nas Figuras 6.25 (a) e (b) são apresentadas as curvas de ebulição para duas situações similares alterando somente a pressão de entrada. Na Figura 6.25 (a) com  $G=1002 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q''=10-210 \text{ kW/m}^2$ ,  $\Delta T_{sub}=10,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{ent}=903 \text{ kPa}$ , o grau de superaquecimento,  $\Delta T_{sat} = \Delta T_w T_{sat}$ , necessário para início da ebulição foi de aproximadamente  $7,9 \text{ }^\circ\text{C}$  com histerese na temperatura da parede após ocorrência do ONB em torno de  $5,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Já com  $p_{ent}=702 \text{ kPa}$ , e mantendo-se as mesmas condições, Figura 6.25 (b), o grau de superaquecimento da parede,  $\Delta T_{sat} = \Delta T_w T_{sat}$ , necessário para início da ebulição, ONB, foi de aproximadamente  $12,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , com histerese de aproximadamente  $9,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Comparando os dois casos nota-se que quanto maior o grau de superaquecimento da parede,  $\Delta T_{sat} = \Delta T_w T_{sat}$ , necessário para início da ebulição ( $12,4 \text{ }^\circ\text{C} > 7,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ), maior também será o efeito de histerese da temperatura presente ( $9,0 \text{ }^\circ\text{C} > 5,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ). *Este comportamento* deve-se ao fato de após ocorrida a ebulição, ONB, o coeficiente de transferência de calor para ambas as situações, (a) e (b) são quase iguais, e conseqüentemente apresentam graus de superaquecimento,  $\Delta T_{sat}$ , similares, nestes dois casos em torno de  $3,4 \text{ }^\circ\text{C}$  após o ponto de ocorrência do ONB.

O grau de superaquecimento necessário para ocorrência de ONB, e conseqüentemente elevado efeito de histerese deve-se à alta molhabilidade do fluido refrigerante R134a e das características de rugosidade da parede aquecida. Saraceno et al. (2012) e Zhang e Manglik (2005), também observaram os efeitos do superaquecimento e de histerese no início da ebulição nucleada. Os superaquecimentos observados para início da ebulição são mais elevados nos fluidos refrigerantes devido à grande molhabilidade que caracteriza o ângulo de contato desses fluidos quando em contato com superfícies metálicas de alumínio e cobre, por exemplo.

#### 6.4.1. Efeito da pressão sobre o ONB

Na Figura 6.26 (a) os resultados experimentais do superaquecimento da parede necessário para o início da ebulição nucleada, ONB, no interior do microcanal foi verificado para diferentes pressões de entrada.

As pressões de entrada média testadas foram de  $600$ ,  $700$  e  $900 \text{ kPa}$ . Os resultados foram avaliados na posição  $T_7$  da seção de teste, para velocidades mássicas médias entre  $250$  a  $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , e graus de sub-resfriamento na entrada de  $1,0$  a  $20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Os resultados experimentais indicam que o aumento da pressão favorece o início da ebulição, ONB.

Na Figura 6.26 (b) mostra-se o tamanho das cavidades dos prováveis sítios de nucleação ativos em função do grau de superaquecimento da parede para diferentes pressões de entrada, determinado por meio da equação (3.15) de Hsu (1962), assumindo que o perfil de temperatura é linear na camada limite de líquido, conforme equação (3.14).

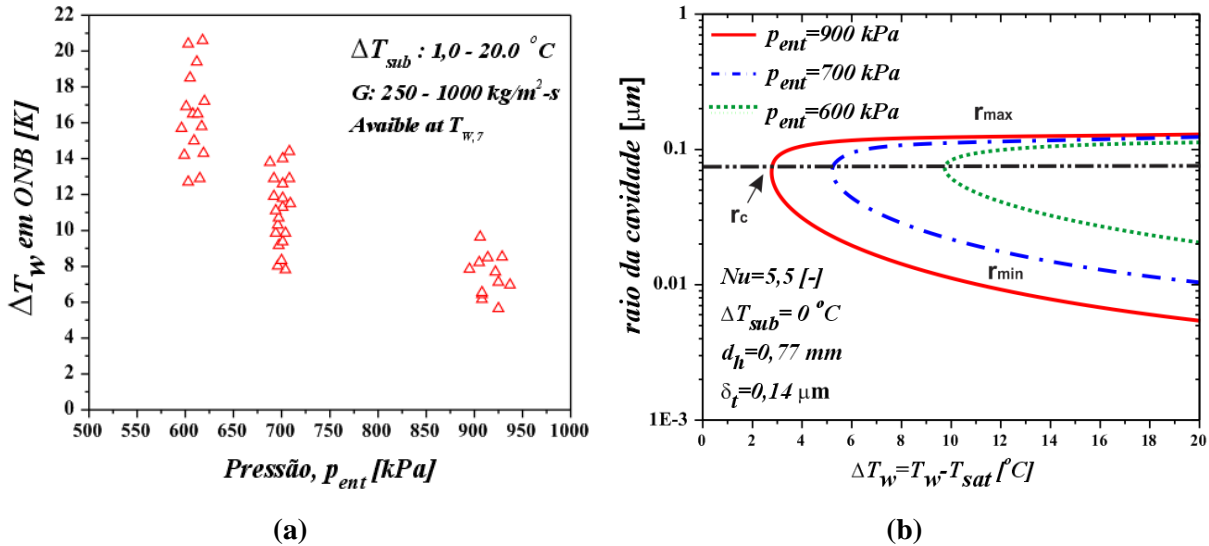


Figura 6.26 – Verificação do efeito da pressão sobre a determinação de ONB: (a) Dados experimentais de ONB em função da pressão de entrada; (b) determinação do raio da cavidade ativa em função do grau de superaquecimento da parede.

Para  $Nu=5,5$  (escoamento totalmente desenvolvido térmicamente e hidráulicamente),  $\delta t=14 \text{ mm}$ , ângulo de contato  $\theta_r=57 \text{ } ^\circ\text{C}$  e  $\Delta T_{sub,l}=0 \text{ } ^\circ\text{C}$ , a faixa de raios das cavidades que podem ser ativadas foram determinadas para as três pressões de entrada média, as mesmas que foram testadas correspondentes aos resultados mostrados na Figura 6.26 (a). O comportamento dos resultados experimentais da Figura 6.26 (a) pode ser explicado a partir da Figura 6.26 (b). Nota-se que conforme a pressão de entrada é aumentada a faixa de raios da cavidade que podem ser ativadas é ampliada, e assim diminuindo o grau de sub-resfriamento necessário para ativar tais cavidades.

#### 6.4.2. Efeito da temperatura de entrada sobre o ONB

Os efeitos da temperatura de entrada sobre o grau de superaquecimento da parede necessário para início da ebulição, ONB, é avaliado através dos resultados experimentais apresentados na Figura 6.27 (a) para três pressões médias na entrada da seção de teste. Os resultados foram avaliados na posição  $T_7$ , da seção de testes, para velocidade mássica média de  $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  nos microcanais. Os resultados experimentais mostram que com o aumento do grau de sub-resfriamento, e consequentemente menor temperatura de entrada, há o aumento do grau de superaquecimento necessário para alcançar o ONB.

A faixa de cavidades com raios que podem ser ativados é apresentada na Figura 6.27 (b), sendo calculadas para três graus de sub-resfriamento na entrada,  $\Delta T_{sub}=1,0; 10,0$  e  $20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ , adotando as mesmas equações e considerações tomadas na determinação da Figura 6.26 (b). Os valores de  $\Delta T_{sub,l}$  ( $\Delta T_{sub,l} = T_{sat} - T_{l,c}$ , sub-resfriamento do líquido em relação ao centro do canal no momento de ONB) utilizados no cálculo foram determinados a partir do perfil de temperatura de

um escoamento laminar completamente desenvolvido. Para  $\Delta T_{sub}$  de 1,0; 10,0 e 20,0 °C, os valores de  $\Delta T_{sub,l}$  foram respectivamente de aproximadamente  $1,2 \times 10^{-2}$ , 0,2 e 0,8 °C.

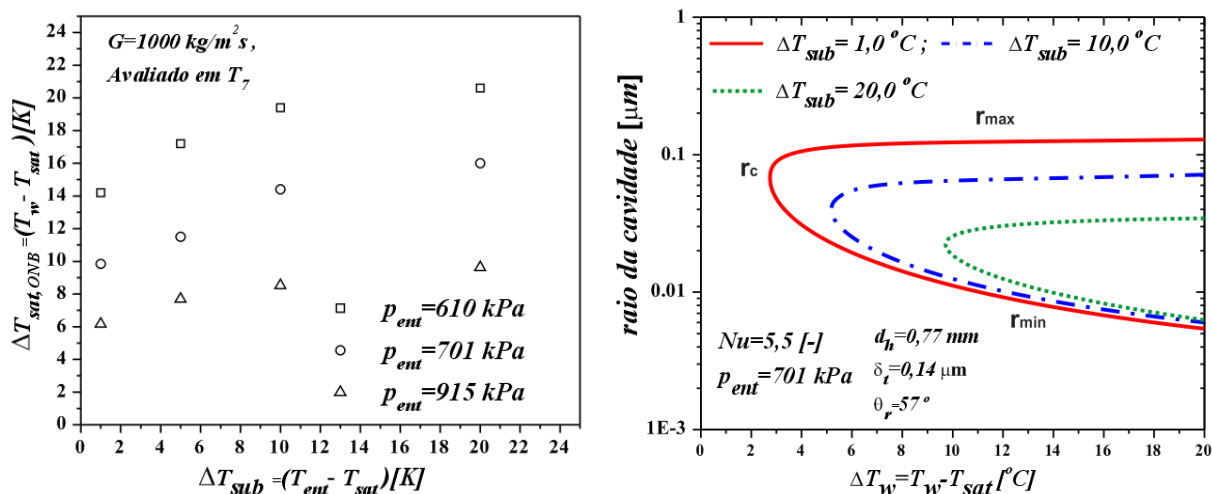


Figura 6.27 – Verificação do efeito do grau de sub-resfriamento sobre o ponto de ocorrência de ONB

Analisando a Figura 6.27 (b), percebe-se similaridade em relação ao caso anteriormente apresentado (Figura 6.26 (b)), quando aumentamos o grau de sub-resfriamento na entrada a gama de cavidades ativas diminui consideravelmente com o aumento do grau de sub-resfriamento na entrada do canal, necessitando assim um maior superaquecimento da parede para que ONB ocorra.

Comportamentos similares aos apresentados na Figura 6.27 (a) foram também encontrados nos trabalhos apresentados por Liu et al. (2005).

### 6.4.3. Efeito da velocidade mássica sobre ONB

A Figura 6.28 apresenta os resultados experimentais do efeito da velocidade mássica sobre o grau de superaquecimento necessário para início da ebulição nucleada, avaliados para três pressões médias na entrada,  $p_{ent} = 610; 701$  e  $915 kPa$ ; e grau de sub-resfriamento na entrada de  $10^{\circ}C$ . Observa-se que independente da pressão testada o grau de superaquecimento necessário para que se inicie a ebulição nucleada no interior do microcanal aumenta quase que linearmente.

Esse comportamento pode ser explicado através da influência da velocidade do escoamento sobre o perfil de temperatura ao longo da seção transversal do microcanal. De acordo com a análise realizada por Hetsroni (2010), quanto maior a velocidade do escoamento, o perfil de velocidades e consequentemente de temperatura na seção transversal do canal torna-se mais alongado, apresentando assim um maior diferença da temperatura da parede,  $T_w$ , em relação à temperatura do líquido no centro do canal,  $T_{l,c}$ , e logo um maior grau de sub-resfriamento do líquido no centro do microcanal,  $\Delta T_{sub,l}$ , o que nos submete ao caso apresentado na seção anterior a esta. Esta avaliação é somente válida pois o escoamento nos microcanais é laminar para todas as

situações de velocidade mássica testadas, o que remete a um perfil de temperatura parabólico na seção transversal do canal, que é diretamente influenciado pelo perfil de velocidades presente na mesma seção transversal.

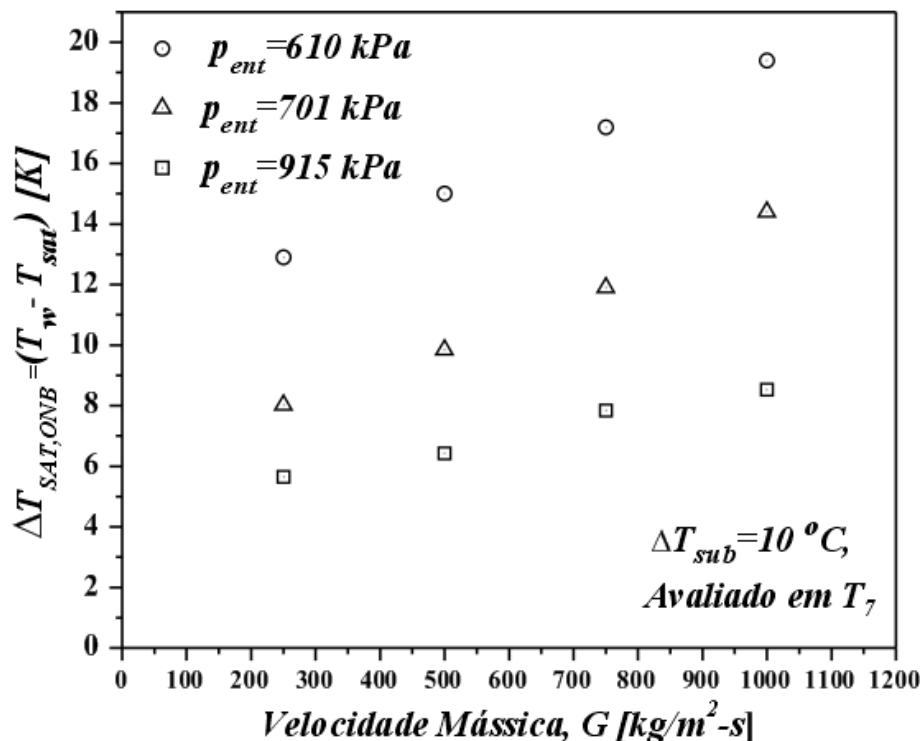


Figura 6.28 – Verificação do efeito da velocidade mássica sobre ONB

#### 6.4.4. Diferentes comportamentos encontrados

Durante a realização dos experimentos de obtenção de ONB, eventualmente, foram encontrados alguns resultados distintos que são registrados na presente seção, devido à dificuldade desses testes. A fim de analisar este comportamento, a Figura 6.29 mostra a variação de alguns parâmetros simultaneamente em função do tempo. A Figura 6.29 (a) corresponde ao fluxo de calor médio aplicado nos microcanais. A temperatura do fluido medida na saída na seção de teste,  $T_{sai}$ , e a temperatura de saturação do fluido,  $T_{sat}$ , correspondente à pressão na saída são plotadas na Figura 6.29 (e). A Figura 6.29 (a), o fluxo de calor foi aumentado progressivamente em pequenos incrementos. As temperaturas das últimas três seções de tomada de temperatura,  $T_{w,7}$ ,  $T_{w,6}$ ,  $T_{w,5}$ , são mostradas na Figura 6.29 (f). Na Figura 6.29 (d) é apresentada a evolução da queda de pressão média através dos microcanais.

Analisando a evolução da Figura 6.29 (e), observa-se que  $T_{sai}$  aumenta linearmente até este exceder um pouco a  $T_{sat}(p_{sai})$ , e logo após cair repentinamente até um nível próximo à  $T_{sat}(p_{sai})$ . No mesmo instante no ponto “A” da Figura 6.29 (d) e Figura 6.29 (f) ocorrem respectivamente um



aumento da queda de pressão nos micro-canais em torno de  $0,5 \text{ kPa}$  e uma leve queda da temperatura da parede em torno de  $2^\circ\text{C}$ , avaliadas nas posições  $T_{w,7}$ ,  $T_{w,6}$  e  $T_{w,5}$  da seção de teste. Neste instante,  $t=58\text{s}$  da Figura 6.29, verificou-se já haver a presença de vapor em um visor posicionado após a seção de teste. Após um novo incremento no fluxo de calor de  $32,5$  a  $35,0 \text{ kW/m}^2$ , no ponto “B” das Figura 6.29 (d) e Figura 6.29 (f), ocorre respectivamente uma nova queda de pressão de  $2,35 \text{ kPa}$  e uma repentina e abrupta queda de aproximadamente  $7^\circ\text{C}$  na temperatura da parede avaliadas em  $T_{w,7}$ ,  $T_{w,6}$ ,  $T_{w,5}$ . Para um novo incremento do fluxo de calor de  $35,0$  para  $40,0 \text{ kW/m}^2$ , no ponto “C” das Figura 6.29 (d) o comportamento da queda de pressão é similar aos pontos “A” e “B” da mesma figura. Entretanto, no ponto “C” da Figura 6.29 (f) ocorre um leve aumento da temperatura de parede avaliadas em  $T_{w,7}$ ,  $T_{w,6}$ ,  $T_{w,5}$ .

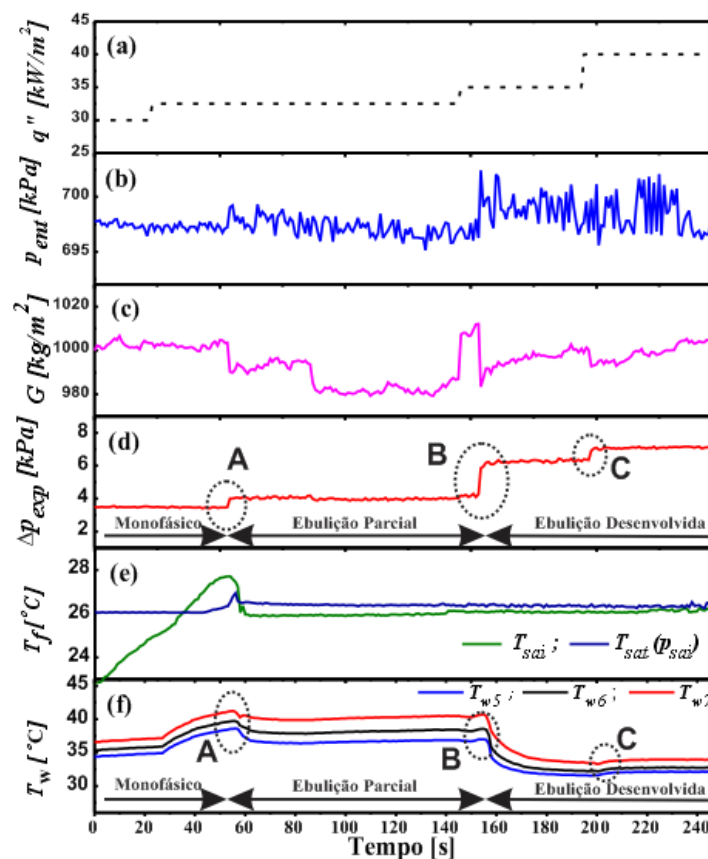


Figura 6.29 – Evolução dos tipos de ebulição em função do fluxo de calor aplicado

Através da análise das Figura 6.29 (a) a (f) foram definidas três regiões em função do tempo e fluxo de calor aplicado: uma monofásica, do início do teste até o ponto “A”; uma região de ebulição parcial, definida entre os pontos “A” e “B” e outra de ebulição nucleada desenvolvida, que ocorre após o ponto “B”.

A caracterização de que ocorre mudança de fase no ponto “A” é confirmada por três fatores: aumento da queda de pressão devido ao surgimento de vapor; a temperatura do fluido na saída da seção é saturada e devido a uma leve queda na temperatura da parede em função da intensificação

da transferência de calor. Entretanto, a mudança de fase que ocorre em “A” deve-se ao fenômeno chamado de “flashing” e que ocorre quando o fluido torna-se superaquecido e muda de fase. Esse superaquecimento do fluido fica evidente na Figura 6.29 (d), no mesmo instante do ocorrido em “A”, Figura 6.29 (a) a (f).

No ponto “B”, com o aumento do fluxo de calor de  $32,5$  para  $35,0 \text{ kW/m}^2$ , ocorre a ativação dos sítios de nucleação. Este comportamento caracteriza-se pelo aumento da queda de pressão e súbita queda da temperatura da parede avaliadas em  $T_{w,7}$ ,  $T_{w,6}$ ,  $T_{w,5}$ . Pode-se observar também que ambas as variações, de queda de pressão e temperatura de parede, apresentadas em “B” foram superiores as apresentadas no ponto “A”. Já no ponto “C”, há somente a confirmação que a ebulição nucleada já é totalmente desenvolvida, devido ao aumento da temperatura da parede com o aumento do fluxo de calor, somada ao aumento da queda de pressão nos microcanais.

## Capítulo 7 – Conclusões sobre Ebulição convectiva em microcanais paralelos

---

### 7.1. Conclusões

Esta primeira parte do trabalho envolveu o estudo experimental da transferência de calor, queda de pressão e início da ebulição (ONB) durante a ebulição convectiva no interior de nove microcanais paralelos de diâmetro interno de  $0,77\text{ mm}$  e comprimento de  $150\text{ mm}$ ,  $120\text{ mm}$  dos quais é aquecido. Uma ampla revisão bibliográfica sobre o tema foi realizada, juntamente com uma análise experimental que incluiu a realização de novos testes sobre ebulição convectiva em microcanais paralelos. Os resultados experimentais foram realizados utilizando o R134a como fluido de trabalho para as seguintes condições de teste médias nos micro-canais:  $250 < G < 1000\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ ;  $5,0 < q'' < 220,0\text{ kW/m}^2$ ;  $0 < x_v < 0,89$ ;  $600 < p_{ent} < 900\text{ kPa}$ ;  $1,0 < \Delta T_{sub} < 20,0\text{ K}$ ;  $21,55 < T_{sat} < 31,5^\circ\text{C}$ . Os resultados experimentais obtidos nos permitem as seguintes conclusões:

- Verificou-se haver forte influência do regime de escoamento sobre o perfil do coeficiente de transferência de calor (CTC) durante a ebulição em microcanais. Na região de bolhas isoladas (BI), ficou evidente que a ebulição nucleada é predominante. Entretanto nas regiões de regime de escoamento de bolhas confinadas (BC) e anular (A) conclui-se que o regime de ebulição convectiva é predominante e independente da velocidade mássica testada;
- O coeficiente de transferência de calor eleva-se com o aumento do fluxo de calor independentemente da velocidade mássica empregada;
- Para baixos títulos de vapor o CTC em microcanais é pouco afetado pela variação da velocidade mássica. Entretanto para títulos de vapor mais elevados fica mais evidente o aumento do CTC com o incremento da velocidade mássica, independente do fluxo de calor aplicado;
- O coeficiente de transferência de calor é mais influenciado pelo grau de sub-resfriamento a baixos títulos de vapor;
- O coeficiente de transferência de calor se intensifica com o aumento da pressão de entrada e conseqüente aumento da temperatura de saturação;
- A correlação de Sun e Mishima (2009) e Thome et al. (2004) apresentaram os menores valores de  $IAM$ , entretanto o modelo de Thome et al. (2004) foi aquele que melhor interpretou a tendência dos resultados experimentais do CTC;
- O Thome et al. (2004), apesar de se basear na transferência de calor por convecção no regime bolha confinada, fornece também satisfatórias previsões podendo se estender para o regime de escoamento anular;

- Inicialmente a contribuição de  $\Delta p_{ac}$  é superior a  $\Delta p_{at}$  na queda de pressão total, mas conforme o título de vapor vai aumentando ao longo do comprimento do canal,  $\Delta p_{at}$  acaba superando a contribuição de  $\Delta p_{ac}$ ;
- A contribuição de  $\Delta p_{ac}$  na queda de pressão total aumenta com o aumento do fluxo de calor, enquanto que a contribuição  $\Delta p_{at}$  diminui;
- Independente da velocidade mássica, a queda de pressão total diminui com o aumento da pressão na entrada ou temperatura de saturação;
- O modelo homogêneo foi o que melhor predisse os resultados experimentais de queda de pressão, com  $IAM=9,98\%$ , e  $94,5\%$  de seus pontos dentro da faixa de  $\pm 30\%$ ;
- A perda de carga em escoamentos com ebulição convectiva no interior de microcanais pode ser estimada utilizando-se correlações propostas para a perda de carga em canais convencionais (modelos verificados: Homogêneo, Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Friedel (1979));
- O alto grau de superaquecimento para ocorrência de ONB, e consequentemente elevado efeito de histerese deve-se à alta molhabilidade do fluido refrigerante R134a e das características de rugosidade da parede aquecida;
- O aumento da pressão de entrada favorece o início da ebulição, ONB, devido ao aumento da faixa de raios das cavidades que podem ser ativadas;
- O aumento do grau de sub-resfriamento, e consequentemente a menor temperatura de entrada, aumenta o grau de superaquecimento necessário para alcançar o ONB, devido à diminuição da faixa de raios que podem ser ativos para um mesmo grau de superaquecimento;
- Maiores velocidades mássicas requerem um maior grau de superaquecimento necessário para início da ebulição nucleada, ONB.
-

## *Parte B*

---

*Análise da distribuição  
do escoamento bifásico  
ar-água em um  
distribuidor acoplado a  
microcanais*

## Capítulo 8 – Introdução - Distribuição de escoamento bifásico

---

### 8.1. Introdução

O uso de trocadores de calor compactos aumentou sensivelmente nos últimos anos devido à busca por equipamentos que possibilitem ao mesmo tempo responder às necessidades de minaturização, com menor ocupação de espaço, e de economia de material e energia. Custos operacionais mais baixos devido aos preços crescentes de energia tem justificado o maior custo inicial de tais trocadores de calor. Desenvolver trocadores de calor mais compactos envolve a redução do diâmetro hidráulico e do comprimento dos canais. Os trocadores de calor com vários canais paralelos estão sendo utilizados num número crescente de aplicações, como por exemplo em sistemas de condicionamento de ar automotivos e residenciais. O desempenho dos trocadores de calor de sistemas de refrigeração foi extensivamente documentado na literatura por Jacobi et al. (2005). Outra vantagem de trocadores de calor com microcanais é a redução de carga de fluido utilizada, muitas vezes importante em sistemas com refrigerantes inflamáveis ou tóxicos.

Geralmente, como resultado do dimensionamento do diâmetro do canal a valores muito pequenos temos o aumento do número de canais paralelos através do trocador de calor com a finalidade de manter a queda de pressão a níveis aceitáveis. As quedas de pressão no trocador de calor afetam o coeficiente de desempenho do sistema (COP). Logo, com o aumento do número de canais paralelos, um outro problema surge, a distribuição de fluido entre os canais paralelos. Assunto que tem recebido crescente atenção.

Um dos pressupostos básicos comuns na teoria do projeto de trocadores de calor tem sido que o fluido é distribuído de maneira uniforme entre os canais. Na prática, uma má distribuição do escoamento ocorre frequentemente, o que pode reduzir significativamente o desempenho dos trocadores de calor com escoamentos paralelos.

A complexa questão da distribuição de escoamentos bifásicos em trocadores de calor têm sido estudada por diversos autores. Mueller (1987) e Mueller e Chiou (1988) revisaram os vários tipos de má distribuição de escoamentos bifásicos em trocadores de calor. Eles concluíram que a má distribuição pode ser causada por fatores geométricos (geometria do coletor, acoplamento do canais aos coletores, a localização e a orientação dos canais) ou fatores operacionais (vazão mássica, regime de escoamento, fração de vazio no tubo alimentador do distribuidor e carga de calor sobre os canais paralelos).

O presente trabalho apresenta novos resultados da pesquisa experimental englobando os efeitos geométricos (localização e orientação dos canais) e os operacionais (vazão mássica, regime de escoamento e a fracção de vazio no tubo alimentador), com ênfase para a distribuição resultante

do escoamento bifásico no coletor de entrada do trocador de calor. As diferenças nas propriedades físicas entre o líquido e a fase gasosa (tensão superficial, viscosidade, massa específica) afetam as forças inerciais, gravitacionais, de cisalhamento e capilar. A interação destas forças determinam a distribuição das fases no coletor do trocador de calor.

O funcionamento de evaporadores é particularmente sensível à distribuição não uniforme de fases do fluido refrigerante entre canais paralelos. Isto acontece porque a transferência de calor é degradada em tubos completamente tomados por líquido, não só porque o coeficiente de transferência de calor é menor em um escoamento monofásico em relação a um escoamento bifásico, mas também porque a diferença de temperatura entre o refrigerante e o fluido secundário (por exemplo, ar) é reduzida à medida que o superaquecimento do refrigerante acontece. Além da redução na capacidade térmica devido à má distribuição das fases, o bom funcionamento do evaporador pode ser afetado de várias maneiras. A distribuição não uniforme do fluido refrigerante em trocadores de calor tendo o ar como fluido do escoamento secundário produz não uniformidades na temperatura de saída do ar. Além disso, a temperatura da superfície dos tubos superaquecidos aumentará e poderá exceder a temperatura de ponto de orvalho do ar, o que pode reduzir o efeito de desumidificação do trocador de calor. O mesmo problema surge em evaporadores que operam em climas frios, onde o congelamento ocorre. Temperaturas da superfície desiguais produzirão então irregular resfriamento do trocador de calor Hrnjak (2003), o que pode proporcionar diferenças na resistência do escoamento de ar através do trocador de calor e reduzir a transferência de calor do evaporador ainda mais. Outro problema, devido à má distribuição do escoamento de fluido refrigerante entre os canais é devido à inundação dos tubos do evaporador, o que pode permitir a entrada de líquidos na saída do evaporador e, assim, influenciar a estabilidade de controle da válvula de expansão térmica.

Para evitar os problemas decorrentes da distribuição não uniforme do escoamento nos coletores de trocadores de calor, o comportamento da distribuição de fluido tem de ser muito bem compreendido. A capacidade de modelos computacionais na distribuição de escoamentos bifásicos em coletores tem sido continuamente melhorada ao longo das últimas décadas. No entanto, não é possível ainda compreender a complexidade do problema de distribuição de escoamentos bifásicos em coletores sem uma base experimental. Como base para o desenvolvimento de novos modelos de coletores para melhorar o desempenho dos trocadores de calor, uma melhor compreensão do escoamento dentro coletor de distribuição é de grande importância. Assim sendo, é a intenção do presente estudo contribuir para a compreensão dos aspectos fundamentais envolvidos na distribuição de vazões de escoamento bifásico em coletores com canais paralelos.

Os principais objetivos do presente trabalho são:

- Medir a distribuição de vazões do escoamento bifásico em um trocador de calor compacto, sob condições reais de funcionamento;

- Investigar o desempenho de distribuição em condições operacionais variadas (localização e orientação do tubo de alimentação, orientação dos canais paralelos e do coletor de entrada), para melhorar a compreensão da relação entre a distribuição de vazões de um escoamento bifásico e a geometria do distribuidor.

Este documento referente a parte B da presente de tese, inclui as seguintes seções principais: uma revisão de estudos anteriores de distribuição vazões de escoamentos bifásicos em coletores com canais paralelos; a descrição da bancada e dos procedimentos experimentais adotados; análise e discussão dos resultados e a apresentação de um artigo de revisão bibliográfica, resultante desta pesquisa e publicado no periódico internacional *Applied Thermal Engineering*, Qualis A1, conforme Apêndice G, ver Dario et al. (2013).

O capítulo 9 contém a revisão bibliográfica da literatura sobre o assunto de distribuição de vazões em escoamentos bifásicos em coletores de trocadores de calor compactos. O dispositivo de testes experimentais que foi construído com a finalidade de investigar a distribuição de escoamentos bifásicos é descrito no Capítulo 10. O procedimento experimental adotado na realização dos testes e o tratamento dos dados são descritos no capítulo 11. A análise da propagação das incertezas experimentais deste estudo são apresentadas no Apêndice F. No capítulo 12, os resultados das medições são apresentados graficamente e discutidos, que inclui uma comparação entre o desempenho da distribuição das fases para diferentes configurações geométricas e situações operacionais. Por fim, no capítulo 13, são apresentadas as principais conclusões do estudo a partir da ampla revisão bibliográfica e da análise dos resultados experimentais.



## Capítulo 9 – Revisão Bibliográfica - Distribuição de escoamento bifásico

---

### 9.1. Visão geral do capítulo

Neste capítulo é realizada uma revisão dos trabalhos relevantes sobre a distribuição de vazão de escoamentos bifásicos entre canais paralelos conectados a distribuidores de trocadores de calor. O capítulo compreende uma síntese do estudo de revisão bibliográfica sobre o tema desenvolvido pelo doutorando durante a presente pesquisa, e que foi recentemente publicada em periódico internacional. Neste artigo, Dario et al. (2013), que encontra-se em anexo a esta tese, Apêndice H, foi realizada uma completa revisão bibliográfica sobre o problema de distribuição de escoamentos bifásicos em manifolds. Assim sendo, o presente capítulo está distribuído da seguinte forma, primeiramente, são revistos, na seção 9.2, os estudos que quantificam os efeitos da distribuição não uniforme de vazões de escoamentos bifásicos. Em seguida, são revistos, na seção 9.3, os trabalhos experimentais realizados com o objetivo de se avaliar os critérios de projeto que possibilitem a redução das não uniformidades na distribuição de vazões de escoamentos bifásicos em canais paralelos conectados a distribuidores.

Com base nos princípios desenvolvidos da análise de distribuição de vazões de escoamentos bifásicos em junções do tipo “T”, alguns autores apresentaram modelos de distribuição de escoamentos bifásicos em coletores de trocadores de calor. Essas abordagens são descritas na Seção 9.4.

Finalmente, uma revisão de sugestões de projetos e princípios para a melhoria da distribuição de escoamentos bifásicos em coletores é fornecida na Seção 9.5.

### 9.2. Efeitos da distribuição não uniforme das fases em trocadores de calor

Para se determinar o efeito da distribuição não uniforme das fases de um escoamento bifásico Beaver et al. (2000) criou um sistema com dois métodos alternativos para alimentação do evaporador em um sistema de condicionamento de ar que opera com CO<sub>2</sub>. Em um primeiro instante, o evaporador foi ligado no modo convencional, com uma válvula de expansão na entrada e um receptor de baixa pressão na saída do evaporador. Em um segundo instante, o evaporador foi alimentado somente com líquido devido a existência de um separador localizado a montante do evaporador. O vapor proveniente do separador foi desviado para a linha de aspiração do compressor. As temperaturas de saída de ar mostraram uma distribuição mais uniforme na segunda

configuração, indicando uma melhora da distribuição dos escoamento bifásico. O COP do sistema (coeficiente de desempenho) para a segunda configuração aumentou em 20%.

Choi et al. (2003) realizaram seus trabalhos com o R-22 num evaporador do tipo tubo-aleta de três passagens para determinar a degradação da capacidade térmica devido à distribuição não-uniforme do escoamento bifásico. A distribuição do refrigerante entre os três circuitos foi controlada individualmente e o superaquecimento na saída foi medido. O estudo mostrou que a má distribuição do refrigerante entre os três circuitos provocou uma degradação da capacidade térmica do evaporador de 30%. Dois dos circuitos foram mantidos com superaquecimento elevado de 11,1 °C, enquanto que o terceiro foi inundado para manter o conjunto do superaquecimento na saída inalterado em comparação com o caso de base. Os testes com a distribuição irregular de vapor causaram uma degradação na capacidade térmica de até 8,7%. Uma melhora de 4,0% no rendimento térmico foi obtida por meio do controle da vazão mássica do refrigerante em cada um dos circuitos de saída com o intuito de manter inalterado o grau de superaquecimento na saída. Mais detalhes deste estudo foram apresentados por Payne e Domanski (2003), onde também o modelo de simulação, tendo em conta os problemas de distribuição, foi delineado. O dados gerados pelo modelo de simulação foram também confrontados com as dados experimentais gerados.

Testes realizados por Wu e Webb (2002) apresentaram elevada não uniformidade de distribuição na terceira passagem de um evaporador configurado com o distribuidor de entrada posicionado na horizontal, canais na vertical e escoamento ascendente. Uma redução de 8,0% na capacidade do evaporador de alumínio testado foi estimada devido à má distribuição das fases entre os canais paralelos.

Lalot et al. (1999) investigaram a distribuição não uniformidade de vazão das fases de um escoamento em um trocador de calor aquecido eletricamente. Eles desenvolveram um modelo numérico do escoamento no trocador de calor e encontraram uma redução de 7,0% no desempenho térmico calculado devido à distribuição não uniforme em condensadores e trocadores de calor contra corrente, e mais de 25,0% de redução para trocadores de calor de escoamento cruzado. Os autores também descobriram que o refluxo de fluido em alguns canais pode ocorrer para certo tipo de geometrias utilizadas.

Pettersen et al. (2000) modelaram o efeito da distribuição do escoamento sobre a transferência de calor na última passagem de um trocador de calor de múltiplos canais paralelos, o fluido refrigerante utilizado foi o R134a com um título de vapor na entrada,  $x_v=0,8$ . Quedas de pressão foram assumidas como sendo iguais para os tubos cheios de líquido e aqueles preenchidos com vapor. Uma redução de capacidade de 30,0% foi calculada em comparação com o caso de alimentação regular das fases entre os canais.

Mesmo em escoamentos monofásicos grandes reduções de desempenho foram observadas devido à má distribuição no distribuidor. Heggs e Scheidat (1992) estudaram o desempenho dos

trocadores de calor de placas, em função da disposição do escoamento nas placas. Uma redução do desempenho térmico de até 15% foi observada em um trocador de calor com 60 canais, devido à distribuição não uniforme da vazão mássica das fases do fluido refrigerante entre os canais ramificados.

Sa et al. (2003) investigaram a distribuição não uniforme do escoamento bifásico do R22 em um distribuidor de um trocador de calor multiporta com título de vapor de 20% no tubo alimentador. Imagens térmicas foram usadas para visualizar a capacidade térmica de distribuição entre os 32 microcanais posicionados na vertical para um escoamento ascendente. Defletores (do inglês “*baffles*”) foram usados para aumentar o número de passes e diminuir os número de tubos em um distribuidor. A distribuição mais uniforme do escoamento e conseqüentemente uma melhor performance térmica foi obtida sem a utilização de direcionadores no distribuidor. Eles concluíram que a distribuição não uniforme das fases pode reduzir a capacidade térmica do trocador a valores superiores a 50%.

### **9.3. Distribuição de vazões de escoamentos bifásicos em distribuidores com canais paralelos – investigações experimentais**

Apenas um número limitado de publicações na literatura estão lidando com o problema de distribuição de escoamentos bifásicos em coletores conectados a canais paralelos. Tendo em vista o grande número de variáveis que entram em jogo, por exemplo, geometria do distribuidor e dos canais conectados, o número de canais ramificados, a orientação do coletor e dos canais paralelos ramificados, bem como as condições de operação e as propriedades físicas do fluido de teste, é difícil tirar conclusões definitivas em relação à distribuição de escoamentos bifásicos em distribuidores de trocadores de calor.

Nas seções seguintes, uma visão geral da literatura publicada contendo resultados experimentais de distribuição de vazões de escoamentos bifásicos em trocadores de calor é apresentada.

#### **9.3.1. Trocadores de calor com canais circulares paralelos**

Asoh et al. (1991) estudaram a distribuição do escoamento bifásico descendente do R113 em um sistema de condicionamento de ar automotivo com três tubos paralelos verticais, de diâmetro interno de 7,9 mm, conectados a um coletor horizontal, de 13,9 mm de diâmetro interno. O coletor foi fabricado em vidro, e os autores puderam observar a dinâmica do escoamento bifásico dentro do colector. O padrão de escoamento na entrada do coletor durante as experiências foi principalmente “slug” ou espumado. Os tubos de cobre paralelos conectados foram aquecidos eletricamente e a evolução das pressões estáticas no distribuidor e nos tubos paralelos ramificados

também foram monitoradas durante os experimentos. Os autores descobriram que a distribuição irregular das fases do refrigerante entre os canais aconteceu principalmente devido à dinâmica do escoamento bifásico e não devido a carga térmica uniforme aplicada nos canais. Além disso, as vazões mássicas das fases nos tubos ramificados foram controladas principalmente pela fase líquida do que pela fase de vapor que entraram no distribuidor.

Watanabe et al. (1995) estudaram a distribuição do escoamento bifásico do refrigerante R11 em um distribuidor posicionado na horizontal, com diâmetro interno de  $20,0\text{ mm}$ , composto por quatro tubos ramificados verticais de  $6,0\text{ mm}$  de diâmetro, simulando o evaporador do condicionador de ar de um automóvel. Vários fatores geométricos que afetaram a distribuição das fases no distribuidor foram identificados: a razão da área transversal dos canais ramificados com a do distribuidor, a localização e orientação dos canais e do distribuidor. Além disso, os parâmetros operacionais, tais como a vazão mássica total, título de vapor na entrada do distribuidor e a distribuição de calor nos canais ramificados, foram considerados importantes parâmetros para a distribuição das fases entre os canais ramificados. Os autores verificaram que a fase de vapor foi preferencialmente distribuída nos canais posicionados mais próximos do tubo de alimentação do distribuidor e que o nível de líquido no coletor horizontal era maior em uma posição mais distante da alimentação do coletor, devido principalmente à estratificação das fases ao entrar no distribuidor. O último canal ramificado do coletor (mais afastado do tubo de entrada) foi sempre alimentado com uma menor fração de vapor. A redução do número de canais conectados ao coletor mudou apenas quantitativamente os resultados. Qualitativamente, os resultados da distribuição das fases foram quase inalterados. A adição de carga térmica nos canais ramificados pouco alterou a distribuição de vazões das fases entre os canais. Uma abordagem de modelagem de distribuição de escoamento bifásico de junções do tipo “T” foi utilizada e adaptada para a análise da distribuição do escoamento em distribuidores, conhecidos também como coletores de admissão. O modelo desenvolvido por Watanabe et al. (1995) é descrito em detalhe na seção 9.4 e na seção 4 de Dario et al. (2013).

Osakabe et al. (1999) estudaram a distribuição de vazões das fases de um escoamento monofásico (ar) e bifásico (ar-água) ascendente num distribuidor posicionado na horizontal ( $40 \times 40\text{ mm}^2$  de seção transversal), com quatro tubos ramificados de diâmetro interno de  $10,0\text{ mm}$  posicionados na vertical. As vazões mássicas de ar e água em cada tubo ramificado foram mensuradas sistematicamente durante cada teste. Quando foi introduzido uma pequena quantidade de bolhas no distribuidor, a vazão de água para o primeiro tubo ramificado aumentou consideravelmente, enquanto que para os outros tubos diminuíram. Aumentando a vazão mássica de ar na entrada, a taxa de água para o primeiro tubo ramificado alcançou um valor máximo e tendeu, em seguida, a diminuir. Aumentando ainda mais a vazão mássica de ar no tubo alimentador do distribuidor, o padrão do escoamento no tubo de alimentação do distribuidor tornou-se

estratificado, e os dois primeiros tubos ramificados ao distribuidor não apresentaram mais escoamento de água. Em um estudo adicional de Horiki e Osakabe (1999), a intrusão dos tubos ramificados no coletor, e o efeito do comprimento desta intrusão foi verificada. Ao aumentar o comprimento da intrusão a distribuição tornou-se mais uniforme entre os canais ramificados, devido a fase gasosa ser melhor distribuída mais entre eles. O melhor resultado foi obtido quando os quatro tubos tiveram sua entrada posicionada no centro do coletor (comprimento de intrusão).

Wu e Webb (2002), mostraram que a distribuição não regular de escoamentos bifásicos entre os canais ramificados é mais grave em escoamentos com configurações ascendentes do que em descendentes. A estratificação foi vista no distribuidor como uma consequência da distribuição não uniforme das fases, especialmente na configuração de escoamento ascendente.

### **9.3.2. Trocadores de calor com canais tipo placa**

Alguns trabalhos experimentais de distribuição de escoamentos bifásicos foram realizados em distribuidores de trocadores de calor do tipo placas. Rong et al. (1995) estudaram a distribuição de ar e de água num trocador de calor, simulando a distribuição de escoamento com mudança de fase em um trocador de calor que possui sete passagens de 75 mm de largura, tanto na orientação vertical ascendente como descendente. Os valores das vazões mássicas de ar e água medidos em cada passagem foram realizados para diferentes vazões mássicas de entrada e condições adiabáticas. Os autores verificaram que a geometria do distribuidor foi um fator crítico, pois ela determinou as características do escoamento bifásico, e tiveram uma forte influência sobre a distribuição das fases. Com baixas vazões mássicas de ar e altas de água (pequena fração de gás), o padrão de escoamento no tubo de alimentação do distribuidor foi “slug” e o ar e a água no distribuidor tendiam a separar-se devido à aceleração da gravidade, o que resultou em grave má distribuição entre os canais. Com vazões mássicas mais elevadas de ar, escoamento anular foi observado no distribuidor. Nesta configuração experimentada, as primeiras ramificações (mais próximas do tubo alimentador) receberam a maior fração de água, enquanto os últimos ramos (mais afastados) do distribuidor receberam mais ar, tanto na configuração ascendente como na descendente. Obstruções do escoamento na entrada dos canais do trocador de calor foram testadas para manipular a distribuição das fases. Um das obstruções testadas apresentou melhora significativa na distribuição das fases, e foi a recomendada para atual aplicação.

Rong et al. (1996) identificaram o padrão de escoamento no tubo de alimentação do distribuidor e, especialmente, a quantidade de movimento do líquido como um fator importante na determinação da distribuição das duas fases no distribuidor. Com baixa quantidade de movimento do líquido na configuração descendente, a água foi quase homogeneamente distribuída entre os canais ramificados, enquanto com uma maior quantidade de movimento do líquido, ele pôde pular as entradas dos primeiros canais ramificados e alcançar somente os canais mais jusante.

Bernoux (2000) realizou experiências de distribuição de fases em um distribuidor posicionado na horizontal de um trocador de calor de placas com paredes transparentes. A seção de teste consistia de oito canais retangulares verticais descendentes ( $2 \times 50 \text{ mm}^2$ ), com R113 como fluido de trabalho. O autor observou que a distribuição não foi uniforme, independentemente do padrão de escoamento no distribuidor ou no tubo de alimentação do distribuidor. Com baixa fração de vapor no tubo de entrada, a fase líquida foi melhor distribuída, e com alta fração de vapor no tubo de entrada a fase gasosa foi melhor distribuída entre os canais ramificados. Os padrões de escoamento no tubo de entrada foram observados visualmente e a relação com a distribuição das fases entre os canais ramificados foi observada. À baixas frações de vapor na entrada, o jato de líquido proveniente do tubo de entrada preencheu os canais sobre os quais ele incidia. À médias frações de vapor na entrada, o jato de líquido atingiu a parede de extremidade oposta do distribuidor e alimentou os canais mais distantes do tubo de entrada do distribuidor. A níveis mais extremamente elevados de fração de vapor na entrada, ( $x=0,8$ ), gotas de líquido dispersas no escoamento de gás colidiram com a parede de extremidade oposta ao tubo de entrada do distribuidor, e os canais mais distantes da entrada foram preferencialmente alimentados com líquido.

Fei et al. (2002) conduziram experimentos com R134a em um distribuidor de um evaporador tipo placa ( $0,3 \text{ m}$  de comprimento e seção transversal quadrada de  $25 \times 25 \text{ mm}$ ) que possui cinco tubos ramificados. Os testes foram realizados com o distribuidor na horizontal para um escoamento descendente. O distribuidor era transparente, de modo que o desenvolvimento do escoamento no interior do distribuidor pode ser observado. Verificou-se que as condições do escoamento na entrada do distribuidor afetaram significativamente o regime de escoamento e a distribuição das fases no interior do distribuidor. O desvio padrão médio foi utilizado como uma medida da uniformidade da distribuição do líquido nos tubos ramificados. A melhor distribuição da fase líquida foi encontrada quando pequenas gotas de líquido estavam dispersas no interior do escoamento de gás e a razão das velocidades das fases eram próximas da unidade. Os autores também construíram mapas de regime de escoamento para o desenvolvimento do escoamento no distribuidor.

### **9.3.3. Distribuidores de trocadores de calor com multi microtubos**

Yoo et al. (2002) realizam experimentos com ar e água em um distribuidor com quinze tubos ramificados do tipo MPE (do inglês “*multi port extrude*”), são multitubos paralelos fabricados em alumínio pelo processo de extrusão, conforme apresentado na Figura 9.1. Os testes foram realizados com o distribuidor posicionado na horizontal e vertical (este trabalho foi parcialmente publicado por Tompkins et al. (2002b)). Os tubos MPE eram compostos por seis microcanais com diâmetro hidráulico de  $1,59 \text{ mm}$ , com uma área total de seção transversal de  $1,67 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ , conforme Figura 9.1.

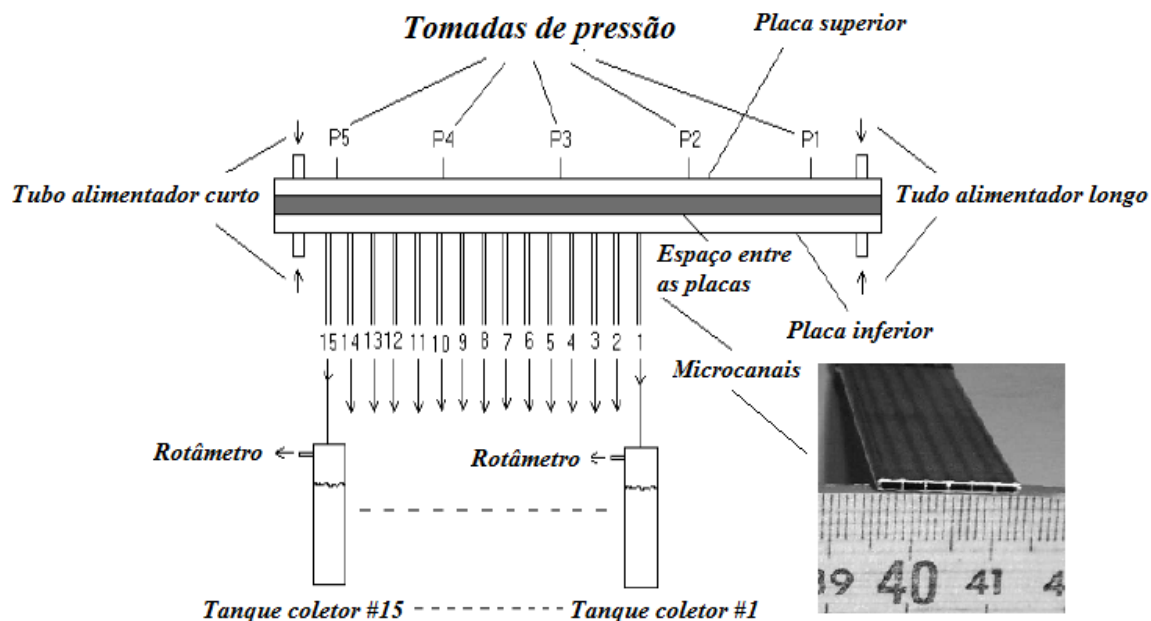


Figura 9.1 – Aparato experimental e microtubos MPE utilizados em Yoo et al. (2002)

A distribuição de ar e água entre os tubos MPE e os perfis de pressão ao longo do distribuidor foram medidos durante os experimentos. A razão de área, definida como a soma da área da seção transversal dos tubos MPE ramificados, dividida pela área da seção transversal do do distribuidor, foi alterada, modificando o espaçamento entre as placas que formam o distribuidor (retangular). Quatro diferentes posições do tubo alimentador foram utilizados para o distribuidor. Observou-se uma distribuição menos uniforme entre os tubos MPE com o aumento da velocidade mássica na entrada do distribuidor. Para baixas vazões mássicas na entrada, o padrão de escoamento no distribuidor foi estratificado-ondulado, e a água foi preferencialmente distribuída nos tubos MPE mais próximos da alimentação. Com elevados fluxos de massa, o escoamento anular foi observado no distribuidor e a película de líquido da parte inferior do distribuidor alimentou os Tubos MPE mais próximos do tubo alimentador, enquanto que a película de líquido remanescente em torno da periferia do distribuidor atingiu o final do distribuidor e entrou nos tubos MPE mais distantes da alimentação. Em geral, a distribuição de ar foi inversamente proporcional a distribuição de água. Os autores informaram que a película de líquido nas paredes do distribuidor foi movida ao longo do distribuidor pela força de arrasto do vapor. Nenhuma correlação foi obtida entre o perfil de pressão ao longo do distribuidor e a distribuição de ar-água. Vários parâmetros foram utilizados na tentativa de se tratar os dados experimentais, mas nenhuma tendência universal foi encontrada. No entanto, verificou-se que os testes com tubos de alimentação do distribuidor de curtos comprimento de entrada produziram distribuições mais irregulares das fases do que para os testes com comprimentos mais longos de entrada. A fração de vapor e o fluxo de massa na no tubo de alimentação do distribuidor causaram pouca influência sobre os valores de desvio padrão normalizados das distribuições de vazões de ar e água. Tompkins et al. (2002a) desenvolveram

um modelo matemático com base nos dados apresentados por Yoo et al. (2002). Este modelo é descrito na Seção 9.4.2.

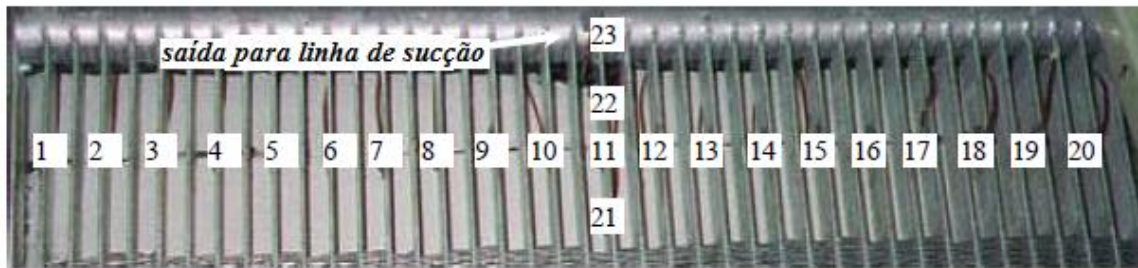


Figura 9.2 – Coletor de saída de um evaporador com 42 tubos MPE, instrumentado com 23 termopares do tipo T, para avaliar a perda de capacidade térmica devido a distribuição irregular do escoamento bifásico, Stott et al. (1999)

Stott et al. (1999) utilizaram um evaporador com tubo MPE alimentado com escoamento bifásico em quatro locais distintos ao longo do distribuidor, conforme Figura 9.2. Medições de superaquecimento na saída dos tubos foram realizadas para quantificar a influência da distribuição irregular das fases do escoamento entre os tubos MPE. A redução de capacidade térmica do evaporador devido à distribuição irregular no manifold foi estimada em 13%, em condições secas e 19% em condições de serpentina molhada.

Song e Bullard (2002) realizaram testes em um evaporador multipasses com tubos MPE posicionados na horizontal, conectados a um distribuidor posicionado na vertical. Eles observaram padrões de congelamento na superfície externa de alguns tubos durante os testes, e associaram este fenômeno como um indicador qualitativo da distribuição irregular do escoamento bifásico do CO<sub>2</sub> entre os tubos MPE. Os tubos na parte inferior ou na parte superior do distribuidor geralmente recebiam menos líquido do que os tubos centrais. Os autores concluíram que a distribuição das fases entre os tubos acoplados foi determinada por um equilíbrio entre as forças inerciais, gravitacionais e de cisalhamento. Na primeira passagem, na qual a maior porção do escoamento era de líquido, as forças gravitacionais foram dominantes, ao mover-se a jusante no evaporador, próximos passes, as forças de inércia tornaram-se mais importante na determinação da distribuição das fases, devido ao aumento da velocidade do escoamento em decorrência da evaporação. Eles ainda verificaram que a distribuição não uniforme das fases criou uma deposição de gelo na superfície externa dos tubos MPE, o que provocou um aumento da velocidade do ar, através das regiões em que a superfície não estava com gelo (escoamento externo ao evaporador).

Cho et al. (2002) estudaram a distribuição do escoamento bifásico do R22 em um distribuidor posicionado na vertical com quinze tubos MPE ramificados posicionados na horizontal. Duas soluções para o tudo de alimentação do distribuidor foram testadas. No primeiro caso, com uma configuração em linha (Figura 9.3 a), com o distribuidor na vertical e os tubos ramificados na horizontal para um escoamento vertical ascendente no interior do distribuidor (tubo alimentador



perpendicular aos canais). No segundo caso, na configuração paralela (Figura 9.3 b)), com o distribuidor na vertical e com tubo de alimentação na horizontal, posicionado no meio do distribuidor.

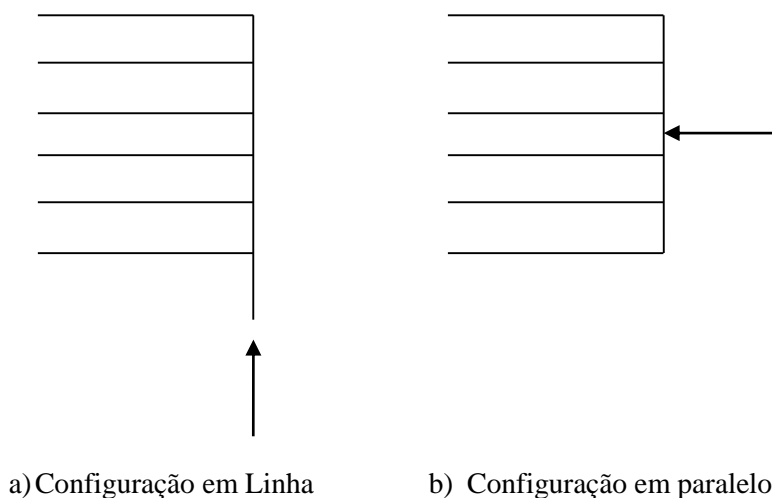


Figura 9.3 - Configuração de entrada em linha e em paralelo de um distribuidor posicionado na vertical

O tubo de alimentação foi, em seguida, posicionado em paralelo com o trocador de calor de tubos MPE. A distribuição das fases foi mais uniforme entre os canais acoplados na configuração em linha do que em paralelo. Para ambas as configurações, taxa de líquido foi maior nos tubos ramificados da parte inferior do colector. Uma distribuição mais uniforme das fases entre os canais ramificados foi alcançada com o aumento do título de vapor no tubo alimentador do distribuidor.

Lee e Lee (2004) investigaram a distribuição das fases de um escoamento bifásico, em um distribuidor retangular ( $24 \times 24 \text{ mm}$ ) posicionado na vertical, com seis canais planos ramificados ( $22 \times 1,8 \text{ mm}$ ) posicionados na horizontal, conforme pode ser observado na Figura 9.4 (a). A intrusão dos canais ramificados no distribuidor variou de  $0$  a  $12 \text{ mm}$ . Ar e água foram utilizados como fluidos de teste. Conforme os autores a profundidade da intrusão dos canais acoplados impediu a entrada de água nos canais mais próximos da base do distribuidor. Uma profundidade de  $6,0 \text{ mm}$  de intrusão dos canais ramificados foi encontrado como sendo aquela que apresentou uma distribuição mais uniforme de líquido, conforme pode ser observado na Figura 9.4 (b).

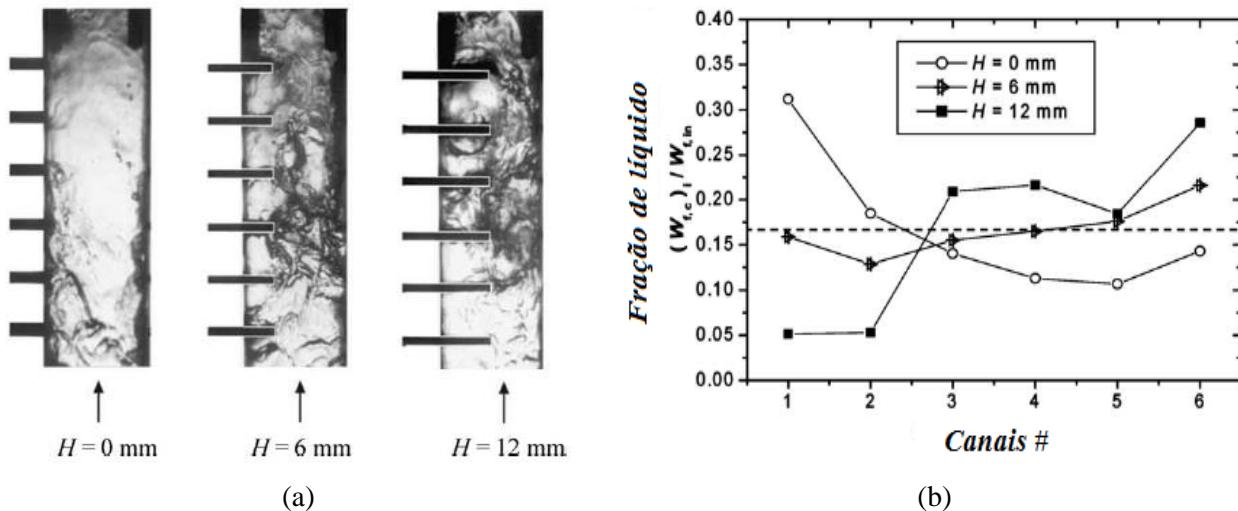


Figura 9.4 – Efeito da intrusão sobre a distribuição de líquido entre os tubos MPE ramificados, (a) e (b)  $G=54 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $x=0,5$ , Lee e Lee (2004)

Zietlow et al. (2002) desenvolveram um novo método de medição da distribuição de líquido de um escoamento bifásico de ar-água em um distribuidor de um trocador de calor com 20 microtubos paralelos ramificados. A taxa de fluxo de água nos tubos ramificados foi medida em lotes, por células de carga conectadas a um tanque de coleta. A taxa de fluxo de ar não foi medida, o que significa que a fração de vapor na entrada dos tubos ramificados não pôde ser estimada. O estudo foi conduzido a baixas pressões, e o método foi validado pela reprodutibilidade de estudos anteriores sobre distribuição de escoamentos ar-água.

## 9.4. Modelos semi-empíricos para distribuição de escoamentos bifásicos

### 9.4.1. O modelo de Watanabe et al. (1995)

Watanabe et al. (1995) publicaram um modelo empírico para prever a distribuição de líquido e vapor em um distribuidor posicionado na horizontal, com diâmetro interno de  $20.0 \text{ mm}$ , no qual estão conectados quatro tubos ramificados, com diâmetro interno de  $6.0 \text{ mm}$ , posicionados na vertical em um escoamento ascendente. Uma correlação para a extração de gás no tubo ramificado de número  $i$  foi proposta pela equação (9.1).

$$G_{g,t,i} = 6.07 G_{g,m,i} \quad (9.1)$$

De acordo com a correlação de Watanabe et al. (1995), a velocidade mássica do gás no tubo ramificado de número  $i$ ,  $G_{g,t,i}$ , somente depende da velocidade mássica do gás no distribuidor na entrada da junção  $i$ ,  $G_{g,m,i}$ . Foi mostrado pelos autores que a fração de líquido removida em cada tubo ramificado,  $\dot{m}_{l,t,i}$ , foi dependente do número de Reynolds do gás,  $Re_{g,m,i}$ , na entrada da correspondente junção do tubo ramificado, conforme a equação (9.2).

$$\frac{\dot{m}_{l,t,i}}{\dot{m}_{l,m,i}} = 2.74 \times 10^{-5} Re_{g,m,i} - 0.0124 \sqrt{Re_{g,m,i} + 1.37} \quad (9.2)$$

#### 9.4.2. O modelo de Tompkins et al. (2002b)

Tompkins et al. (2002b) formularam um modelo unidimensional bifásico a fluxo de mássico constante, utilizando uma abordagem integral, que foi comparado aos dados reportados em Yoo et al. (2002). O modelo de fração de vazio bifásico, simbolizado como TP-a, é um modelo modificado de distribuição de escoamentos bifásicos. Enquanto, em um modelo de separação completa das fases, as interações interfaciais entre as fases devem ser consideradas, em um modelo TP-a uma correlação de fração de vazio é usada para fornecer informações sobre a área da seção transversal ocupada pela fase líquida e gasosa. A Figura 9.5 mostra a discretização do distribuidor utilizado por Tompkins et al. (2002b).

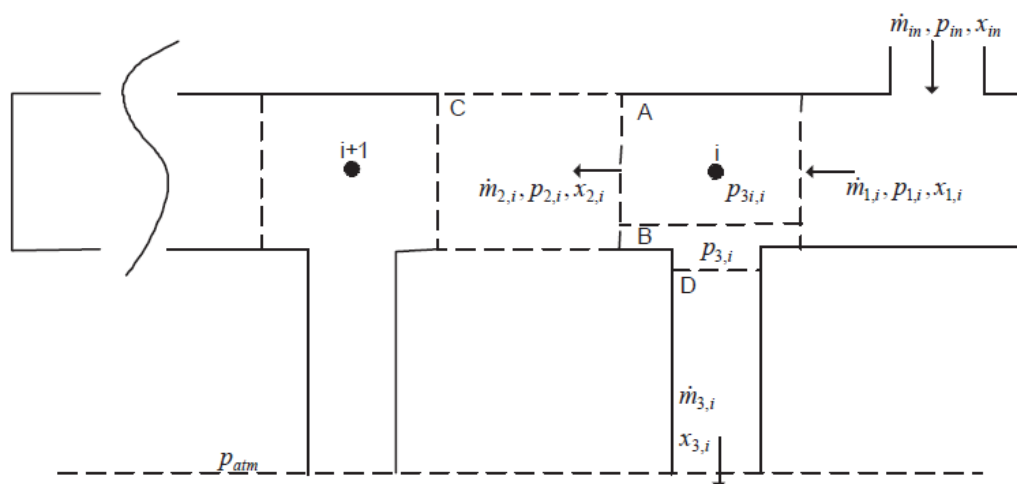


Figura 9.5 - Discretização dos volumes de controle usados no modelo TP-a de Tompkins et al. (2002b).

O escoamento bifásico com quantidades  $m_m$ ,  $p_m$  e  $x_m$  entra no distribuidor e é distribuído a um número de canais ramificados. Quatro diferentes tipos de volume de controle A, B, C e D são utilizados no modelo da Figura 9.5. A separação das fases do escoamento principal entre o distribuidor e o canal ramificado ocorre no volume de controle A, com um ponto de junção imaginária no meio do volume de controle. O volume de controle B, com uma altura infinitesimal permite definir a queda de pressão entre  $p_{3i,i}$  e  $p_{3,i}$ , devido a brusca mudança na área do distribuidor para a entrada do canal ramificado. A saída de pressão de todos os canais ramificados foi estabelecida com sendo  $p_{atm}$  e as equações resultantes para todos os volumes de controle foram resolvidas simultaneamente.

Os autores utilizaram o mesmo procedimento do modelo de separação de fases de junções em T desenvolvido por Saba e Lahey (1984). Cinco equações foram usadas para definir a separação

do escoamento no volume de controle A. Ao invés de utilizar a equação de quantidade de movimento do gás para os canais ramificados como a equação de fechamento (quinta equação do modelo de Saba e Lahey (1984). Tompkins et al. (2002b) usaram um equilíbrio de forças dinâmicas de Bajura (1971) em torno do volume de controle total, conforme mostra as equações (9.3) e (9.4).

$$p_1 - p_2 = -\rho \left[ U_2^2 - U_1^2 + \sin(\theta) \cos(\theta) U_3^2 \frac{A_3}{A_1} \right] \quad (9.3)$$

com

$$\rho = \rho_g \alpha + \rho_l (1 - \alpha) \quad (9.4)$$

$\theta$  é o ângulo em relação a horizontal no qual a linha de fluxo inicial tendia a entrar no canal ramificado. Tompkins et al. (2002b) usaram a fração de vazio na entrada do volume de controle baseado na hipótese de que a fração de vazio inicial tem grande impacto sobre a mudança na densidade da mistura, e mudanças em  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  afetam a densidade da mistura em um menor grau.

A equação da área de contração de pressão formulada por Giot (1981) foi usada para o volume de controle B na Figura 9.5, enquanto uma equação convencional de queda de pressão para ambas, queda de pressão atrito e por aceleração foram usadas para calcular a pressão estática nos volumes de controle C e D.

O modelo foi comparado a resultados experimentais de testes, onde houve a variação da seção transversal do distribuidor e das propriedades de entrada. Os resultados apresentados pelo modelo foram muito bons para alguns casos, mas produziu grandes desvios para outro conjunto de dados. Os resultados foram pobres especialmente no que diz respeito à habilidade de prever a distribuição das fases entre os canais ramificados. Os fatores de redução de pressão,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  e  $\beta_3$  foram introduzidos para ajustar a equação de momento linear para o volume de controle A do primeiro e do último tubo ramificado do distribuidor, respectivamente. Da mesma forma,  $\beta_2$  foi um fator de correção aplicado aos volumes de controle dos canais ramificados intermediários. Os valores dos fatores de redução de pressão tiveram que ser alterados para cada caso testado. Os autores citaram que uma provável explicação para a necessidade dos fatores  $\beta$  foi à incapacidade do modelo de levar em conta mudanças no regime de escoamento no interior do distribuidor. Realizando a simulação do modelo sem os fatores de redução de pressão resultou em um perfil plano da distribuição do escoamento entre os canais ramificados, comparado aos valores experimentais apresentaram uma acentuada diminuição da taxa de fluxo de massa do primeiro canal ramificado para o segundo, e um acentuado aumento da taxa de fluxo de massa nos dois últimos canais ramificados.

O procedimento utilizado na solução do modelo. de Tompkins et al. (2002b) também foi contestado já que a estabilidade e a convergência da solução, envolvendo um grande conjunto de equações, eram bastante dependentes da escolha dos valores iniciais fornecidos.

## **9.5. Componentes e aplicações para melhorar a distribuição de escoamentos bifásicos**

Um número limitado de artigos publicados e patentes são diretamente relacionadas ao problema de distribuição de escoamentos bifásicos em distribuidores de trocadores de calor. Os conceitos propostos para redução das penalidades da distribuição irregular das fases de um escoamento bifásico pode ser dividida em quatro principais grupos:

- Modificações geométricas do distribuidor;
- Mistura das fases e distribuição controlada da mistura;
- Separação das fases e remistura das fases dentro de cada canal ramificado;
- Separação das fases e alimentação do evaporador com líquido.

As diferentes opções para melhoramento da distribuição são brevemente descritas nas próximas seções.

### **9.5.1. Modificações geométricas do distribuidor**

Dependendo da geometria do distribuidor e das condições do escoamento no seu interior, o distribuidor pode ser modificado, por exemplo, por inserções ou modificações geométricas que facilitam a distribuição das fases. Características geométricas, tais como: aletas guia; defletores; fitas torcidas; tiras dobradas de metal; etc; podem melhorar o desempenho da distribuição das fases.

Um escoamento com gotas de líquido dispersas no meio do gás é mais fácil de ser distribuído do que um escoamento estratificado de líquido e gás (Fei et al. (2002)). A utilização de misturadores como componentes integrados ao distribuidor do trocador de calor, ou a colocação da válvula de expansão, no tubo de entrada do distribuidor do evaporador pode, por conseguinte, melhorar a distribuição das fases entre os canais ramificados. Em geral, grandes quedas de pressão são necessárias para produzir um escoamento homogêneo como este com pequenas gotas de líquido dispersas em meio ao gás. A estratégia de se obter uma mistura das fases, por conseguinte, é mais adequada a ser realizada no tubo de admissão do distribuidor, não no interior do distribuidor do evaporador, onde as quedas de pressão fornecem pequenas penalidades na diferença de temperatura no processo de transferência de calor ou no aumento da potência de entrada do compressor.

### **9.5.2. Mistura das fases e distribuição controlada da mistura**

Uma possível opção para a melhoria da distribuição de escoamentos bifásicos é a mistura do escoamento bifásico e posterior distribuição da mistura homogênea dentro dos canais ramificados do trocador de calor. Numerosos distribuidores de escoamentos bifásicos têm sido mostrados na literatura especializada ou foram patenteado. No apêndice G são apresentadas

algumas patentes de distribuidores bifásicos que utilizam as técnicas descritas abaixo. Alguns métodos propostos para obtenção de uma distribuição homogênea podem ser resumidas:

- Dentro do distribuidor há a intrusão dos canais ramificados a um ângulo normal à superfície do distribuidor;
- Distribuidor na forma cônica, onde o escoamento tem sentido contrário à ponta do cone e com o seu eixo correspondente ao eixo do tubo de alimentação. O escoamento é dirigido para dentro de um espaço anular em torno do cone que conduz o escoamento para dentro dos canais ramificados (também chamado de distribuidor de "venturi").
- O escoamento é direcionado para dentro de um distribuidor na forma de um redemoinho com aletas de guia instalado dentro do distribuidor, que distribuem o escoamento bifásico nos canais ramificados.

### **9.5.3. Separação das fases e remistura dentro dos canais ramificados**

Uma melhor distribuição das fases de um escoamento bifásico pode ser realizada pela separação das fases líquida e gasosa e, então, após é feita a remistura das fases dentro de cada canal ramificado. A Figura 9.6 mostra um esquema de um separador e distribuidor combinados. Fendas nos tubos ramificados que se projetam dentro do separador asseguram uma distribuição uniforme da fase líquida entre eles.

### **9.5.4. Separação das fases e alimentação do evaporador com líquido**

É evidente que um escoamento monofásico de líquido é mais fácil de ser distribuído homogêneamente em um distribuidor do que um escoamento bifásico, o evaporador pode ser alimentado somente com refrigerante na fase líquida. Isto pode ser alcançado pelo menos de duas formas distintas:

- Separando o líquido e o vapor depois da válvula de expansão, e contornando a fase de vapor pelo evaporador dentro da linha de sucção do compressor;
- O resfriamento do fluido refrigerante, antes ou depois da válvula de expansão, estabelecendo assim as condições de líquido na entrada do evaporador.

O vapor gerado na válvula de expansão não contribui para a capacidade de refrigeração no evaporador. Entretanto, este vapor aumenta o fluxo de massa através do trocador de calor, o que normalmente melhora o coeficiente de transferência de calor.

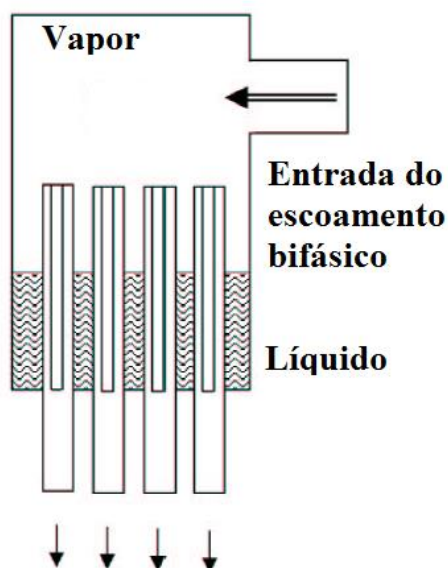


Figura 9.6 - Distribuidor de escoamento bifásico baseado na separação total das fases e uniforme distribuição de cada uma delas. (Hrnjak, 2003).

Como descrito na seção 9.3, Beaver et al. (2000) utilizou um separador para dividir o escoamento bifásico após a válvula de expansão em um sistema de condicionamento de ar operando com CO<sub>2</sub>. A fase líquida foi usada na alimentação do evaporador enquanto a fase de vapor foi contornada para a saída do evaporador. Hafner (2003) conduziu experimentos em um sistema similar ao usado por Beaver et al. (2000) e observou que a temperatura de ar do escoamento secundário, na saída, após passar entre os canais ramificados, era mais uniforme quando a fase de vapor foi contornada do evaporador. Entretanto, nenhum aumento no desempenho do sistema foi observado, provavelmente devido à diminuição do coeficiente de transferência de calor em função da redução do fluxo de massa do escoamento. Foi observado pelos pesquisadores que um aumento no fluxo de massa seria necessário para produzir um benefício desta melhor distribuição do escoamento. Isto pode ser obtido através da redução do número de tubos no evaporador, ou pelo aumento do fluxo de massa total.

# Capítulo 10 – Materiais – Distribuição de escoamentos bifásicos

---

## 10.1. Visão geral do capítulo

Neste capítulo os são apresentados detalhes da bancada experimental e da seção de teste utilizados no estudo de distribuição de escoamentos bifásicos entre microcanais paralelos acoplados a um distribuidor cilíndrico que foi desenvolvida e instalada durante o período do doutorado sanduiche realizado no instituto de pesquisa IUSTI, que faz parte da Université Aix-Marseille - França. Todos os equipamentos utilizados na aquisição de dados também são listados e suas incertezas apresentadas. Finalizando, as configurações de teste que testadas, que compreendem a posição dos canais acoplados e do distribuidor, em conjunto com a posição e o sentido do tubo alimentador também são apresentadas neste capítulo.

## 10.2. Descrição da bancada experimental

Com o intuito de medir a distribuição de escoamentos bifásicos sobre diferentes condições operacionais, uma bancada de experimentos de distribuição de escoamento bifásico utilizando como fluidos de trabalho ar e água que foi totalmente projetada e contruída no laboratório IUSTI-Marselha-França.

A Figura 10.1 mostra um esquema da disposição dos equipamento e montagem dos equipamentos da referida bancada de distribuição de escoamentos bifásicos.

A bancada experimental mostrada na Figura 10.1 é formada por duas linhas independentes, uma de líquido (água destilada) e outra de gás (ar comprimido) que se unem em um misturador para formar o escoamento bifásico que alimentará o distribuidor da seção de teste. A linha de líquido (água destilada) é composta por: um filtro para líquido (água); uma micro bomba de engrenagens, um fluxímetro mássico de Coriolis e algumas válvulas de controle e proteção. A linha de gás (ar comprimido) é composta por: um filtro de ar-comprimido; um fluxímetro mássico com uma válvula acoplada e também algumas válvulas de proteção do sistema. Já a linha do escoamento bifásico é composta por: um misturador de fases (líquido/gás); a seção de teste com micro-canais paralelos; um separador de fases, o sistema de medição de distribuição (reservatório medidor de distribuição e balança) e várias válvulas de controle. A lista de todos os componentes é mostrada na Tabela 10.1.



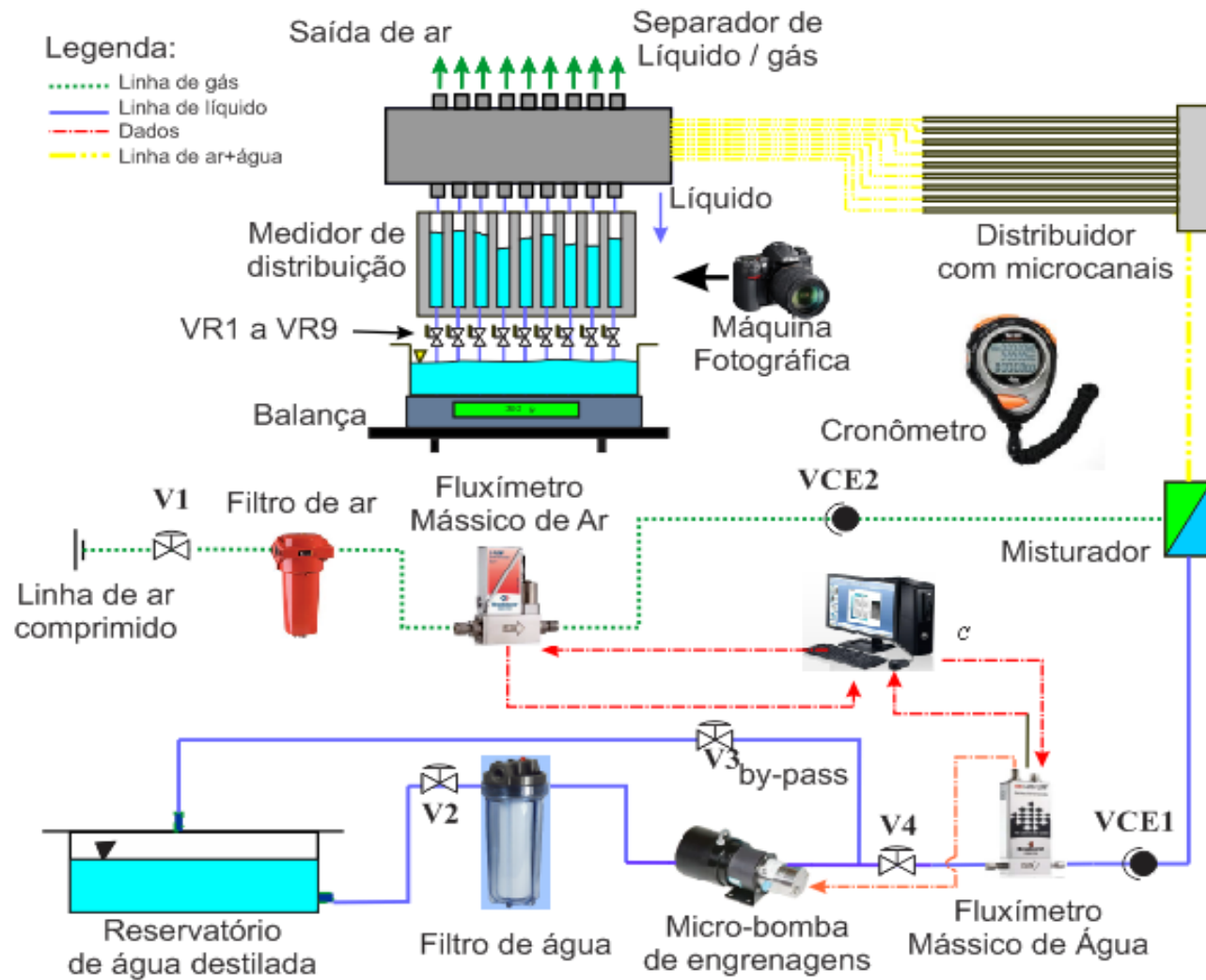


Figura 10.1 – Esquema de montagem e equipamentos da bancada experimental de distribuição de escoamentos bifásicos (ar-água)

Tabela 10.1 - Lista dos equipamentos da bancada experimental de distribuição de escoamento bifásico

#	Nome	Descrição	Fabricante/ Modelo	Faixa de operação/ Incerteza
1	Filtro de ar	Filtro eliminador de impureza e umidade	ZANDER / GL2XLD	Ultra fino
2	Filtro de água	Filtro eliminador de impurezas	[-]	5,0 microns
3	Micro bomba	Micro bomba de engrenagens controlada pelo fluxímetro de líquido	Tuthill/ Série DGS 0,19	0,28 a 14 kg/h (água)
4	Fluxímetro de líquido	Fluxímetro mássico a efeito Coriolis	Bronkhorst / CORI-FLOW M14	0,28 a 14 kg/h (água) / 0,2% do <i>vm</i>
5	Fluxímetro de ar	Fluxímetro de ar com válvula reguladora de vazão	Bronkhorst / EL- FLOW F-201AV	1,5 a 75,0 l/min / $\pm 0,5\%$ do <i>vm</i> + $\pm 0,1\%$ da <i>fm</i>
6	Reservatório de líquido	Reservatório de água destilada	IUSTI	20,0 l
7	Misturador	Misturador das fases (líquida e gasosa)	IUSTI	[-]
8	Separador	Separador das fases (líquida e gasosa)	IUSTI	[-]
9	Balança	Balança de precisão	Kern / EW-6000- 1M	0 a 6,0 kg / $\pm 0,1$ g
10	Medidor de Distribuição	Medidor de distribuição de líquido	IUSTI	[-]
11	V1-V4	Válvula de controle de fluxo	Engate rápido tubo-tubo	1/2"
13	VCE1	Válvula de retenção da linha de líquido	Engate rápido tubo-tubo	1/2"
14	VCE2	Válvula de retenção da linha de gás	Engate rápido tubo-tubo	1/2"
15	VR1 –VR9	Válvulas de abertura e fechamento rápido / Bloqueio	Engate rápido tubo-tubo	1/2"
16	Máquina Fotográfica	Máquina fotográfica digital	Samsung / DV100	16 Mpixel
17	Cronômetro	Cronômetro digital	[-]	[-] / $\pm 0,1$ s

Na linha de líquido a vazão mássica da água é controlada pela bomba de deslocamento positivo da marca Tuthill. A vazão do escoamento de líquido é medida diretamente pelo fluxímetro mássico de Coriolis do fabricante Bronkhorst, que pilota a bomba através de um variador de velocidade da rotação do motor. A vazão mássica de líquido desejada é configurada no software FLOWTUNE (fornecido pelo fabricante do fluxímetro mássico), que faz a interface entre o fluxímetro e o computador. A linha de líquido ainda possui um sistema de by-pass que auxilia na

regulagem da vazão. Já na linha de gás a vazão mássica do ar comprimido é controlada pela válvula pilotada pelo fluxímetro mássico de gás, da marca Bronkhorst. Similar ao procedimento para regulagem de vazão de líquido, a vazão mássica de ar é configurada no software FLOWTUNE. A utilização deste sistema de controle automático de vazão, tanto para o escoamento de líquido como para o escoamento de gás, permite escoamentos de água e ar estáveis e constantes, apresentando flutuações mínimas na sua vazão mássica. As válvulas de fluxo e retenção de escoamento atuam no sistema protegendo os equipamentos e controlando o escoamento das linhas de gás e líquido.

O separador de fases dos escoamentos proveniente dos micro-canais, após ocorrer a distribuição das fases no distribuidor, foi construído a partir de um bloco maciço de acrílico. O separador de fases é composto por nove reservatórios individuais, um para cada micro canal. Cada um destes separadores individuais possui uma entrada, onde o microcanal é acoplado ao separador, e duas saídas: uma superior, por onde sai o gás; e uma inferior, por onde sai o líquido. O princípio de funcionamento de separação das fases é a ação da gravidade sobre a porção de líquido. A Figura 10.2 mostra a imagem do separador de fases montado após a seção de teste quando esta encontra-se na posição horizontal. Conforme a posição da seção de teste era alterada, o distribuidor era reposicionado para que este permanecesse em um posição que a separação das fases pudesse ocorrer com o auxílio da ação da força da gravidade.

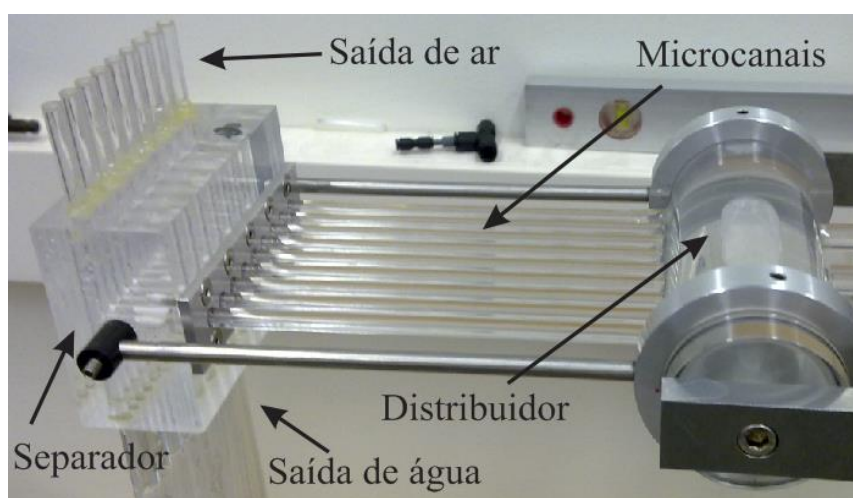


Figura 10.2 – Imagem da montagem da seção de teste com o separador de fases

O reservatório medidor de distribuição foi construído a partir de um bloco maciço de acrílico, com dimensões de  $100 \times 75 \times 300 \text{ mm}^3$ . Neste bloco, foram usinadas cavidades de seção transversal retangular que formam os reservatórios individuais para o recolhimento do líquido do canal correspondente. Os reservatórios medidores de distribuição individuais foram fabricados com alta razão de aspecto devido a técnica de medição utilizada para quantificar a medição de distribuição de líquido, minimizando assim as incertezas de medição. A usinagem do bloco de acrílico tem como finalidade manter os reservatórios individuais incomunicáveis entre si, evitando

que ocorra a comunicação entre eles, que conseqüentemente invalidaria os resultados. Os reservatórios individuais são alimentados individualmente pela sua superfície através de mangueiras de silicone, que fazem a ligação do seu respectivo separador de fases até a superfície do seu reservatório individual. A Figura 10.3 mostra uma imagem do reservatório medidor de distribuição de líquido.

A ligação entre todos os equipamento, tanto nas linhas de gás como de líquido e bifásica, foi realizada com mangueiras translúcidas de cristal de 1/2", exceto a ligação entre o separador de fases e os reservatórios individuais, onde foram utilizadas mangueiras de silicone, devido a sua flexibilidade e maleabilidade. As conexões aos equipamentos foram feitas com engate rápido para facilitar a montagem e desmontagem dos equipamentos.

As válvulas de abertura e fechamento rápido posicionadas após os reservatórios individuais, Figura 10.3, foram selecionadas minuciosamente, pois são elas que determinam o início do teste. Elas foram posicionadas de tal forma que o seu acionamento fosse simultâneo. Um outro fator que foi levado em conta, e que foram tomados os devidos cuidados, foi o comprimento das tubulações após a distribuição do escoamento bifásico. Pois, diferentes comprimentos de mangueiras poderia gerar diferentes intensificadores de queda de pressão, o qual poderiam interferir nos resultados experimentais de distribuição.

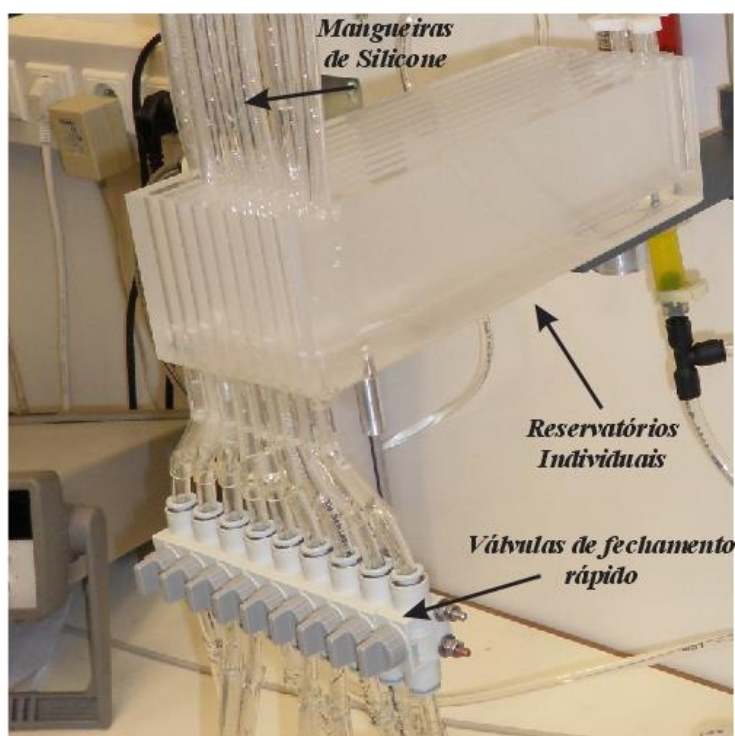


Figura 10.3 – Imagem do reservatório medidor de líquido em acrílico

Na Figura 10.4 é apresentado o dispositivo utilizado para fazer a mistura das fases líquida e gasosa antes de entrar na seção de teste. O dispositivo nada mais é do que uma união de três vias

com engate rápido para mangueiras de 1/2". O escoamento da fase gasosa era inserido perpendicularmente ao escoamento da porção líquida, resultando no escoamento bifásico que escoava em direção ao distribuidor. O comprimento da tubulação entre o distribuidor era relativamente grande, em torno de 500 mm, para que o escoamento bifásico estivesse completamente desenvolvido ao entrar no distribuidor.



Figura 10.4 – Imagem do misturador de fases, ar-água

### 10.3. Seção de Teste

A primeira ideia na construção da seção de teste de distribuição foi a de reproduzir em material translúcido a seção de teste do estudo de ebulição em micro-canais. Um esquema da seção de teste é apresentada na Figura 10.5. Ela é formada por: nove micro-canais paralelos de vidro, com diâmetro interno de 0,8 mm e externo de 5,0 mm; um distribuidor em acrílico de diâmetro interno de 50,0 mm e seis tubos de alimentação de diâmetro interno de 5,0 mm.

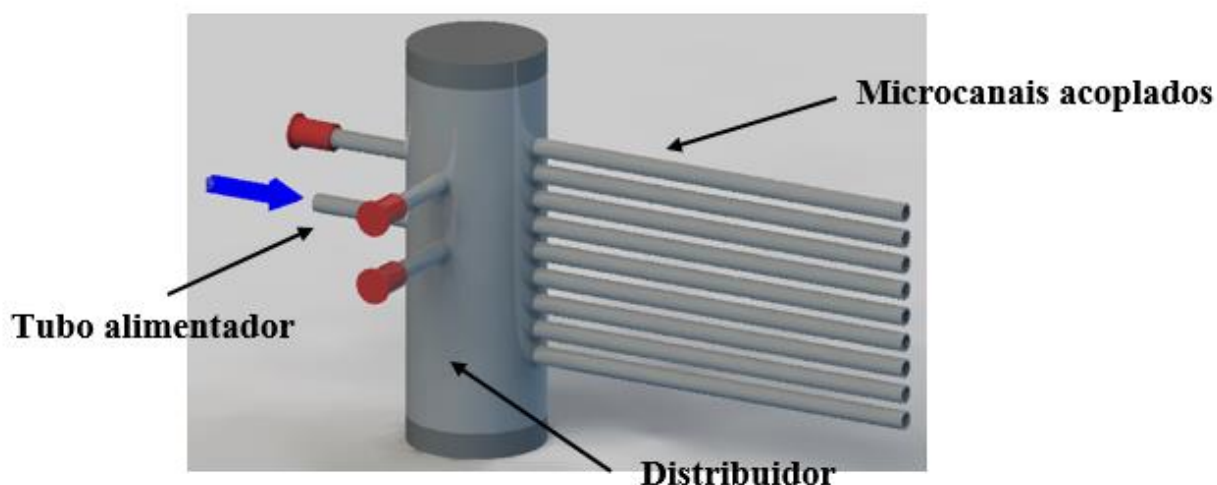


Figura 10.5 – Esquema da seção de teste de distribuição de escoamento bifásico

A seção de teste foi fixada em um sistema pivotado que permitiu a alteração da posição da mesma em relação à ação da gravidade, tanto dos micro-canais como do distribuidor. Com isso três posições diferentes da seção de teste puderam ser testadas conforme Tabela 10.2. Entretanto quando

os canais eram posicionados na vertical o escoamento pôde ser testado tanto no sentido ascendente como no descendente.

Tabela 10.2 – Possíveis configurações das posições dos canais e distribuidor

	<b>Micro-canais Paralelos</b>		
	Posição	Horizontal	Vertical
<b>Distribuidor</b>	Horizontal	X	X
	Vertical	X	O

O tubo de alimentação do distribuidor pôde ser configurados de seis maneiras distintas, no centro ou na lateral do distribuidor, podendo serem paralelos ou perpendiculares aos microcanais ramificados. No entanto, quando ambos estão na horizontal, canais e distribuidor, Figuras 10.6 (a), (b), (c), (d) e (e), os tubos alimentadores são perpendiculares aos canais ramificados, logo estão posicionados na vertical, podendo apresentar assim um escoamento no sentido ascendente ou descendente.

No presente estudo, foram verificadas quinze configurações distintas, que envolveram a posição da seção de teste e tubo alimentador. Vale lembrar que durante cada teste a alimentação do distribuidor foi realizada somente por um tubo alimentador, enquanto os outros permaneceram fechados.

Quando da realização dos testes com o tubo alimentador no centro da seção de teste, este estava esteve sempre alinhado ao canal ramificado de número cinco, independente da orientação do mesmo (paralelo ou perpendicular). No caso do tubo alimentador posicionado na lateral, ele foi mantido alinhado ao canal ramificado de número dois ou oito, dependendo do caso, devido a simetria, e também independente da sua orientação (paralelo ou perpendicular).

Os micro-canais foram fixados no distribuidor utilizando cola estrutural translúcida, evitando assim vazamento de fluido na seção de teste. A mesma solução foi utilizada para fixação dos tubos alimentadores ao distribuidor.

Na Figura 10.6 as quinze configurações testadas são apresentadas. Elas diferem entre si em relação a: posição dos canais e do distribuidor, que podem ser posicionados tanto na horizontal como na vertical; em relação ao sentido do escoamento nos canais, que podem ser ascendente ou descendente, quando os canais estão na vertical, e quanto a posição do tubo alimentador, podendo ser posicionado no centro ou lateral do distribuidor.

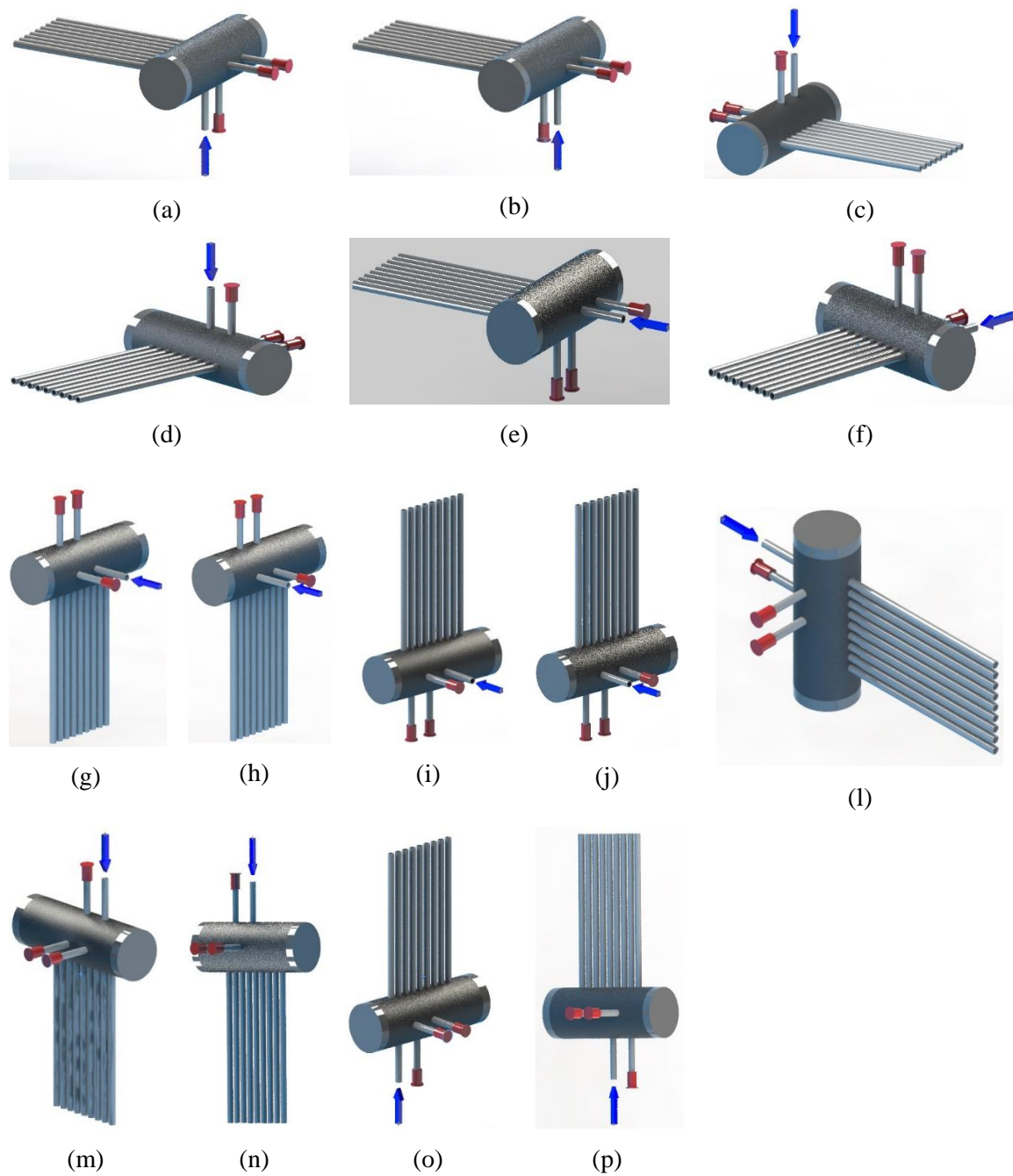


Figura 10.6 – Configurações geométricas da seção de teste verificadas

## Capítulo 11 – Procedimentos - Distribuição de escoamento bifásico

Neste capítulo, são descritos os procedimentos experimentais utilizados para a obtenção dos resultados de distribuição de vazões, a partir de distintos regimes de escoamento bifásico de água e ar no tubo distribuidor. As técnicas de medição utilizadas para quantificar a distribuição de líquido entre os micro-canais paralelos também são apresentados neste capítulo. Por fim, os métodos utilizados no tratamento dos dados aplicados à distribuição do escoamento bifásico são apresentados.

### 11.1. Procedimentos experimentais

Os experimentos foram realizados de forma padrão para todos os testes seguindo o procedimento apresentado no esquema da Figura 11.1

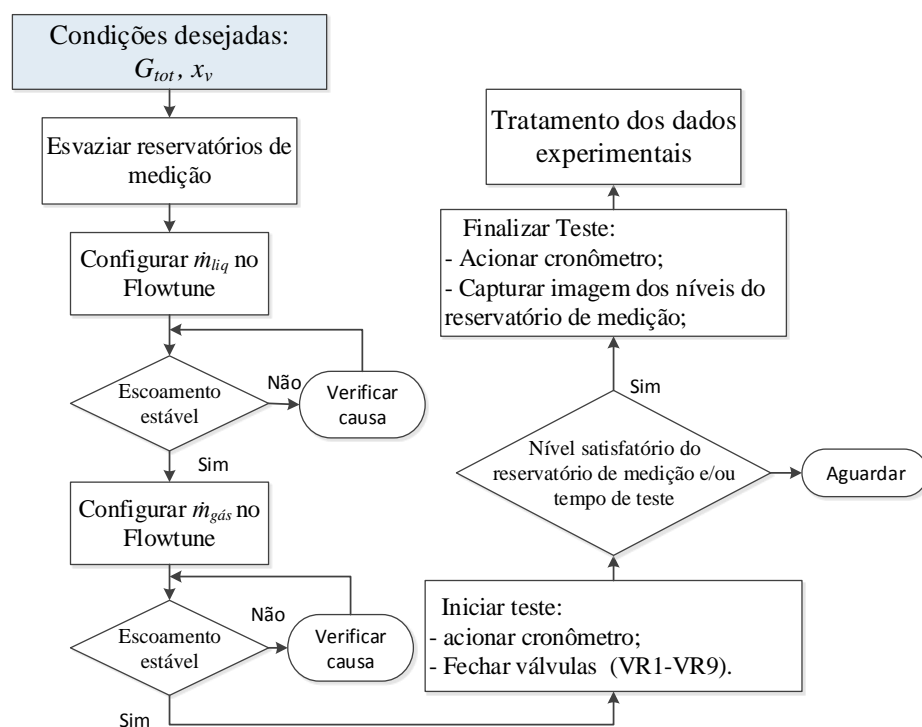


Figura 11.1 – Diagrama do procedimento experimental padrão de realização dos testes de distribuição de vazão das fases líquida e gasosa

O procedimento adotado durante a realização dos testes é bem simples. Inicialmente, são definidos os valores da velocidade mássica média total nos micro-canais,  $\bar{G}$ , definida pela equação (11.1), e o título de gás,  $x_g$ , definido pela equação (11.3), os valores das vazões mássicas de líquido,  $\dot{m}_{liq}$ , e gás,  $\dot{m}_{gas}$ , são calculados. A vazão mássica é então inserida na configuração do software de



controle das vazões mássicas de líquido e gás (Flowtune), e espera-se até que o escoamento esteja em regime permanente e estabilizado. Após estabilizado o escoamento de líquido, a vazão mássica de gás é configurada no Flowtune. Espera-se até que o escoamento bifásico no distribuidor apresente-se estabilizado e em regime permanente, quando então é iniciado o teste através das seguintes ações realizadas simultaneamente: fechamento simultâneo das válvulas de fechamento rápido, VR1 a VR9, e o acionamento do cronômetro. Iniciado o teste, espera-se até que o nível dos reservatórios ou o tempo de teste atinja um nível considerável. Quando a condição anterior é alcançada uma imagem do medidor de distribuição que mostra o nível de líquido em cada reservatório é retirada através do uso de uma máquina fotográfica digital, ao mesmo tempo que o cronômetro é novamente acionado determinando o fim do teste.

## 11.2. Matriz de testes

As condições operacionais de velocidade mássica e título de gás utilizadas para os testes de distribuição de escoamentos bifásicos tentou representar aproximadamente, as mesmas faixas de operação de título e de velocidades mássicas adotadas na parte A, no estudo de ebulição em microcanais, dentro do limite das possibilidades da instalação de ensaio. No entanto, sabe-se que devido a utilização de fluidos diferentes, em ambos os experimentos, os resultados alcançados neste estudo não pode refletir o mesmo comportamento se o fluido utilizado fosse o refrigerante. Assim sendo, os seguintes parâmetros foram variados nas experiências com intervalos indicados:

- Títulos de gás variando de 0 a 0,75;
- Média das velocidades mássicas nos micro-canais: 200; 400 e 600 kg/m<sup>2</sup>s
- Quinze configurações de posição da seção de teste e tubo alimentador conforme Figura 10.6;

De acordo com a revisão bibliográfica feita para ebulição convectiva em microcanais, no capítulo 3 desta tese, as condições de escoamentos adiabático e diabático de fluidos bifásicos distintos, com propriedades físicas distintas, além das condições de confinamento particulares para cada fluido bifásico nos microcanais exigem cautela na aplicação dos resultados realizados em condições distintas.

Na condução dos experimentos de distribuição do escoamento bifásico a velocidade mássica total média,  $G$ , gás mais líquido, considerando-se uma distribuição uniforme nos microcanais, foi mantida constante enquanto que o título de vapor foi sendo aumentado progressivamente de um escoamento de somente líquido até alcançar o título mássico de gás desejado.

## 11.3. Tratamento dos dados Experimentais

### 11.3.1. Velocidade mássica, $G$

A velocidade mássica média nos micro-canais, considerando uma distribuição uniforme do escoamento entre as ramificações é definida como sendo a razão entre a vazão mássica total,  $\dot{m}_g$  e  $\dot{m}_l$ , dividida pela área da seção transversal de um único micro canal,  $A_{Tr}$ , e o número de ramificações,  $n$ , conforme equação (11.1).

$$\bar{G} = \frac{\dot{m}_{tot}}{nA_{Tr}} = \frac{\dot{m}_g + \dot{m}_l}{nA_{Tr}} \quad (11.1)$$

A velocidade mássica no tubo de alimentação,  $G_{ent}$ , é determinado a partir da equação (11.2).

$$G_{ent} = \frac{\dot{m}_g + \dot{m}_l}{A_{Tr,ent}} \quad (11.2)$$

onde  $A_{Tr,ent}$  é a área da seção transversal do tubo de alimentação do distribuidor.

### 11.3.2. Título de gás, $x_g$

De forma similar ao cálculo da fração de vapor, o título de gás na entrada do distribuidor é definido como a razão entre a vazão mássica de gás,  $\dot{m}_g$ , e a vazão mássica total,  $\dot{m}_{tot}$ , conforme equação (11.3).

$$x_g = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{tot}} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_l} \quad (11.3)$$

### 11.3.3. Determinação da vazão mássica de líquido em cada microcanal

Para avaliar a distribuição do escoamento bifásico entre os micro-canais paralelos uma técnica de tratamento de imagem foi utilizada com o intuito de tornar mais rápido o procedimento de medição. Esta técnica consiste na medição do nível do reservatório de coleta de líquido de cada micro canal através do uso de imagem fotográfica. A Figura 11.2, mostra um exemplo da técnica de medição utilizada. A partir da análise da imagem, o nível dos reservatórios é determinado visualmente, bem como a altura de referência dos reservatórios. Vale lembrar que a quantidade máxima de massa de água que cada reservatório comporta foi anteriormente determinada, e sua incerteza estimada através de 10 medições, conforme seção E.1 do Apêndice E.

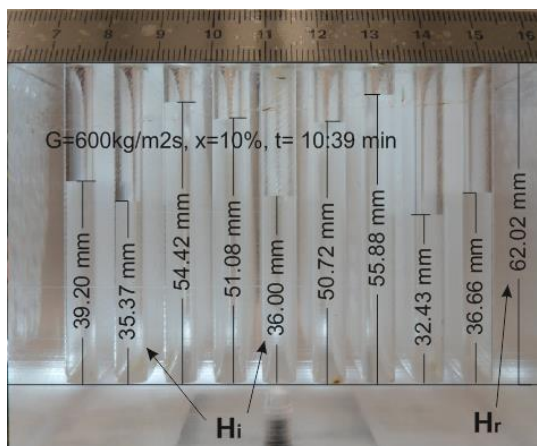


Figura 11.2 - Exemplo da técnica de medição utilizada para avaliação da distribuição dos escoamentos bifásicos

À cada teste de distribuição de vazões, a massa de líquido nos reservatórios individuais dos microcanais,  $m_i$ , foi calculada multiplicando a máxima massa de água que cada reservatório comporta,  $m_{i,max}$ , valor previamente estimado, pelo nível relativo de água no reservatório,  $H_i/H_r$ , em relação à altura de referência do reservatório, conforme equação (11.4).

$$m_i = m_{i,max} \frac{H_i}{H_r} \quad (11.4)$$

A vazão mássica média de líquido em cada micro canal é determinada dividindo-se a massa de cada reservatório, determinada pela equação (11.5), pelo intervalo de tempo da medição,  $t_{med}$ , determinado diretamente através de um cronômetro.

$$\bar{m}_i = \frac{m_i}{t_{med}} \quad (11.5)$$

Ao final de cada teste, os reservatórios individuais de medição eram esvaziados e a massa de líquido eram coletadas e posteriormente pesadas em conjunto, determinando a massa total de líquido,  $m_{tot}$ . Assim a vazão mássica média de líquido pôde ser determinada experimentalmente conforme equação (11.6).

$$\bar{m}_{tot,exp} = \frac{m_{tot}}{t_{med}} \quad (11.6)$$

Para validar o teste, no final de cada experimento, o valor da vazão mássica média de líquido determinada experimentalmente,  $\bar{m}_{tot,exp}$ , era comparado com o valor medido pelo fluxímetro mássico. A média dos desvios entre os dois valores foi inferior a 2,0 %, conforme mostrado no Apêndice E.

### 13.3.4. Indicadores do nível de distribuição

Três tipos de indicadores de distribuição são utilizados para caracterizar a distribuição dos escoamentos no presente documento. O primeiro é a fração de líquido (em percentagem). É definido como o percentual da vazão mássica de líquido em um canal específico,  $\bar{m}_i$ , em relação à vazão mássica total de líquido,  $\dot{m}_{tot,exp}$ , conforme equação (11.7). Quando plotamos em um mesmo gráfico as frações de líquido,  $FL_i$ , de cada microcanal teremos a forma de distribuição de líquido.

$$FL_i (\%) = \frac{\bar{m}_i}{\sum_i^{N_T} \bar{m}_i} \cdot 100 \quad (11.7)$$

O segundo indicador, que é usado atualmente por alguns pesquisadores, é a razão da vazão mássica na forma normalizada,  $RVM_i$ , ele é definido como a razão entre a vazão mássica média individual de cada canal,  $\bar{m}_i$ , e a vazão mássica em um canal individual considerando uma distribuição uniforme entre todas as ramificações, conforme equação (11.8).

$$RVM_i = \frac{\bar{m}_i}{\frac{\sum_i^n \bar{m}_i}{n}} \quad (11.8)$$

onde  $n$  é o número de ramificações.

Este indicador pode ser usado como uma forma geral para distribuidores com qualquer número de ramificações. Obviamente, se a razão da vazão mássica na sua forma normalizada for 1 ou próximo a 1, esta distribuição é uniforme, caso contrário esta relação indica que a distribuição não é uniforme.

O terceiro indicador, é o desvio padrão da fração de líquido (DPL) para todas as ramificações do distribuidor, que indica o grau de uniformidade da distribuição. Ela reflete o desvio da fração de líquido em relação à distribuição média de líquido considerando uma distribuição uniforme, e é definido pela equação (11.9). A vantagem desta medida é que somente um número pode mostrar em grosso modo todo o grau de má distribuição de uma condição testada. A desvantagem é que ele não mostra a forma de como se dá a distribuição entre as ramificações.

$$DPL = \sqrt{\frac{\sum_i^n (y_i - y_{med})^2}{n}} = \sqrt{\frac{\sum_i^{N_T} \left( \frac{\bar{m}_i}{\sum_i^n \bar{m}_i} - \frac{1}{n} \right)^2}{n}} \quad (11.9)$$

em que  $y_i$  é a fração de líquido para uma ramificação e  $y_{med}$  é a média da população inteira da fração de líquido. Por exemplo, para o presente estudo  $n=9$  e  $y_{med}$  é  $1/9$ , logo o máximo desvio padrão da distribuição de líquido (a pior situação de distribuição, ocorre quando todo o líquido alimenta

somente um canal ramificado e os outros são alimentados somente pelo gás) é representado pela equação (11.10).

$$DPL_{MAX} = \sqrt{\frac{(1 - 0.11)^2 + 8(0 - 0.11)^2}{9}} = 0.29 \quad (11.10)$$

### 13.3.5. Incertezas de Medição

As incertezas de medição dos resultados experimentais de distribuição de escoamento bifásico também foram estimadas através da análise de incerteza padrão de Holman (2001), sendo os procedimentos apresentadas no Apêndice F. As incertezas média e máxima nas medições de distribuição de líquido, avaliadas através da fração de líquido na forma normalizada,  $RVM_i$ , foram de 1,9 % e 2,8 %, respectivamente. A menor incerteza foi alcançada em condições de distribuição mais uniforme de líquido entre os canais e a máxima incerteza resultou de condições onde a distribuição foi menos uniforme. As incertezas média e máxima do desvio padrão da fração de líquido,  $DPL$ , foram 2,1% e 2,9%, respectivamente.

A Tabela 4.6 resume as incertezas relativas da velocidade mássica total, título de gás e da fração de líquido na forma normalizada,  $RVM_i$ .

Tabela 11.1 – Incertezas experimentais relativas

Parâmetro	Incerteza Relativa (%)
Velocidade mássica total, ( $G_t$ )	< 1,1
Título de gás ( $x_g$ )	< 1,1
Fração de líquido na forma normalizada, $RVM_i$	< 2,8

As incertezas dos resultados experimentais foram relativamente pequenas, e confirmam a confiabilidade que se pode ter em relação aos resultados alcançados. Devido a este fato, não há razão para elas serem inseridas nos resultados apresentados através dos gráficos.

## **Capítulo 12 – Resultados e discussões - Distribuição de escoamento bifásico**

---

Os resultados experimentais da distribuição da porção de líquido de escoamentos bifásicos adiabáticos obtidos com a bancada experimental apresentada no Capítulo 10 e os procedimentos experimentais descritos no capítulo 11 são apresentados no presente capítulo. Inicialmente, com a finalidade de auxiliar na interpretação dos resultados experimentais, as velocidades aparentes das fases no tubo de entrada são verificadas, bem como o padrão de escoamento encontrado. Após, os resultados são divididos em quatro grupos, conforme a posição do distribuidor e dos canais em relação ao vetor de aceleração da gravidade: distribuidor e canais na horizontal; distribuidor na horizontal e canais na vertical com escoamento ascendente; distribuidor na horizontal e canais na vertical com escoamento descendente e distribuidor na vertical com os canais na horizontal. Em cada uma dessas configurações testadas são avaliados e analisados separadamente os efeitos da velocidade mássica, título de gás e posição e direção do tubo alimentador do distribuidor. Finalizando, uma comparação e análise entre as quatro configurações testadas também são realizadas.

### **12.1. Caracterização da velocidade aparente das fases de líquido e gás no tubo de entrada**

Antes de realizar a análise dos resultados de distribuição de líquido entre os canais, as velocidades aparentes das fases no tubo de alimentação são verificadas para todas as velocidades mássicas e títulos de gás testados no presente estudo (velocidade mássica média nos canais acoplados considerando uma distribuição de escoamento uniforme entre eles).

Vale ressaltar também que a vazão mássica no tubo de entrada corresponde a velocidade mássica média nos microcanais, ou seja, toda a massa que entra no distribuidor pelo tubo alimentador. Logo, a velocidade mássica no tubo alimentador apresenta valores distintos daqueles considerados nos microcanais ramificados.

Na Tabela 12.1 são apresentadas as velocidades mássicas e a vazões mássicas no tubo alimentados do distribuidor correspondentes àquelas consideradas nos microcanais ramificados se a distribuição do escoamento entre eles fosse uniforme.

Tabela 12.1 – Velocidades mássicas e vazões mássica média nos micro-canais ramificados e suas correspondentes no tubo alimentador

Microcanais Acoplados		Tubo alimentador do distribuidor	
$G$ [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]	$\dot{m}$ [ $\text{kg}/\text{h}$ ]	$G$ [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]	$\dot{m}$ [ $\text{kg}/\text{h}$ ]
200	0,36	72	3,26
400	0,72	144	6,52
600	1,08	216	9,78

Na Figura 12.1 (a) as velocidades aparentes das fases líquida e gasosa no tubo de alimentação do distribuidor, cujo diâmetro interno é de 5,0 mm, são plotadas para os valores de vazão mássica total e título de gás testados no presente estudo de distribuição de vazões de escoamento bifásico.

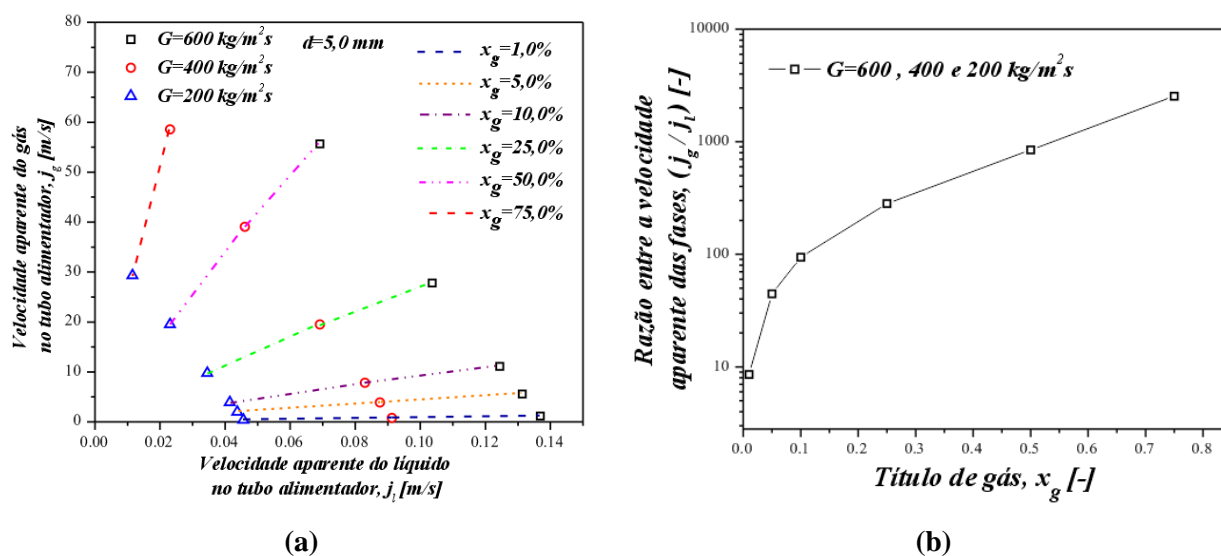


Figura 12.1 - (a) Velocidade aparente das fases de líquido e gás no tubo de entrada; (b) Razão entre a velocidade aparente das fases no tubo de entrada

Há uma grande diferença entre os valores das velocidades de líquido e gás no tubo alimentador, independente da velocidade mássica considerada nos micro-canais ramificados, como pode ser observado na Figura 12.1 (a). Outro fator a ser considerado é a variação da velocidade das fases no tubo alimentador. Enquanto a velocidade da fase líquida diminui de forma moderada com o aumento do título de gás, a velocidade do gás aumenta de forma acentuada. Esse comportamento é devido à diferença entre as massas específicas das fases líquida e gasosa, onde no presente estudo  $\rho_l/\rho_g=844,8$ . Assim, para se ter um pequeno aumento do título mássico de gás um grande volume do mesmo se torna necessário, e conseqüentemente aumentando na mesma proporção a velocidade

aparente no tubo de alimentação. A Figura 12.1 (b) apresenta a razão entre as velocidades aparentes das fases de gás e líquido,  $j_g/j_l$ , em função do título de gás. Os valores mostram que independentemente do título de gás analisado, a razão entre as velocidades aparente das fases de gás e líquido,  $j_g/j_l$ , é a mesma para distintas velocidades mássicas. Analisando a Figura 12.1 (b), percebe-se que enquanto para títulos de gás baixos, como por exemplo  $x_g=5\%$ , a velocidade aparente do gás é em torno de cinquenta vezes superior à do líquido, para elevados títulos de gás, como por exemplo  $x_g=75\%$ , essa razão entre as velocidades aparentes das fases,  $j_g/j_l$ , chega a ser superior a 2000.

## 12.2. Padrão de escoamento no tubo alimentador

Os padrões de escoamento encontrados no tubo alimentador de diâmetro interno de 5,0 mm foram determinados através de observações visuais do mesmo. Eles foram classificados através de comparações visuais com os padrões apresentados em Thome (2004c). Os padrões foram determinados para o tubo de entrada posicionado tanto na horizontal, como na vertical. Na Tabela 12.2 são apresentados os padrões de escoamento encontrados no tubo alimentador quando este encontrava-se na posição horizontal.

Tabela 12.2 – Padrões de escoamento para o tubo alimentador posicionado na horizontal

Título de gás, $x_g$ [-]	Velocidade mássica média nos microcanais, $G$ [ $kg/m^2s$ ]		
	200	400	600
1,0 %	Borbulhado	Borbulhado	Borbulhado
5,0 %	Estratificado	Borbulhado agitado	Intermitente estratificado
10,0 %	Intermitente estratificado	Intermitente	Intermitente agitado
25,0 %	Anular Ondulado	Anular	Anular
50,0 %	Anular	Anular agitado	Anular agitado
75,0 %	Névoa	Névoa	-

Na Tabela 12.33 são apresentados os padrões de escoamento bifásico, para as condições de velocidade mássica e título de gás, encontrados no tubo alimentador quando este era posicionado na vertical.

Percebe-se através da análise das tabelas 12.2 e 12.3ue para as mesmas condições de velocidade mássica e título de gás, os padrões de escoamento bifásico encontrados são semelhantes, havendo pequenas diferenças devido aos efeitos de estratificação no caso para o tubo alimentador posicionado na horizontal. Para ambos os casos, posição horizontal e vertical, os principais padrões de escoamento encontrados foram: borbulhado, estratificado, intermitente, anular e névoa



Tabela 12.3 – Padrões de escoamento para o tubo alimentador posicionado na vertical

Título de gás, $x_g$ [-]	Velocidade mássica média nos microcanais, $G$ [ $kg/m^2s$ ]		
	200	400	600
1,0 %	Borbulhado	Borbulhado	Borbulhado
5,0 %	Borbulhado agitado	Borbulhado agitado	Intermitente
10,0 %	Intermitente	Intermitente agitado	Intermitente agitado
25,0 %	Anular	Anular	Anular agitado
50,0 %	Anular	Anular agitado	Anular agitado
75,0 %	Névoa	Névoa	-

### 12.3. Distribuidor e canais na horizontal

Nesta seção, são apresentados os resultados experimentais de distribuição de vazão de líquido, com o distribuidor e os micro-canais paralelos posicionados na horizontal. Nas próximas duas subseções os efeitos da velocidade mássica, título de gás, localização e direção do tubo alimentador sobre a distribuição de líquido entre os microcanais acoplados ao distribuidor são investigados.

#### 12.3.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor

Nas Figuras 12.2 (a), (b) e (c) os resultados experimentais de distribuição de líquido do escoamento bifásico são apresentados respectivamente para as velocidades mássicas totais de 200, 400 e 600  $kg/m^2s$ . O distribuidor e canais estão posicionados na horizontal, com o tubo de alimentação no centro do distribuidor e paralelo aos micro-canais acoplados.

Através da análise dos resultados das Figuras 12.2 (a), (b) e (c) percebe-se que independente da velocidade mássica analisada o perfil de distribuição entre os microcanais acoplados é bem semelhante, onde para baixos títulos de gás,  $x_g < 10\%$ , a região central é preferencialmente irrigada. Com o aumento do título de gás,  $x_g \geq 10\%$ , há um inversão do perfil de distribuição, fazendo com que os canais mais próximos às extremidades laterais do distribuidor recebam uma quantidade maior de líquido. Para a velocidade mássica de 200  $kg/m^2s$  e títulos de gás superiores a 25%, os efeitos de parede nos canais mais próximos às extremidades (microcanais 1 e 9) recebem vazões inferiores ao valor médio da condição de distribuição uniforme.

Para velocidades mássicas maiores, 400 e 600  $kg/m^2s$ , à medida que aumenta o título de gás, os canais mais próximos das extremidades tendem a ser mais irrigados de líquido, no entanto para  $G=400$   $kg/m^2s$ , quando o título de gás é de 75 % a tendência simétrica do perfil de distribuição de vazões é, contrário ao que se esperava, tendendo mais para um lado com redução da vazões nos

canais 7, 8 e 9. Já no caso de elevada velocidade mássica,  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , ocorre redução de vazões em quase todos os microcanais exceto nos dois das extremidades.

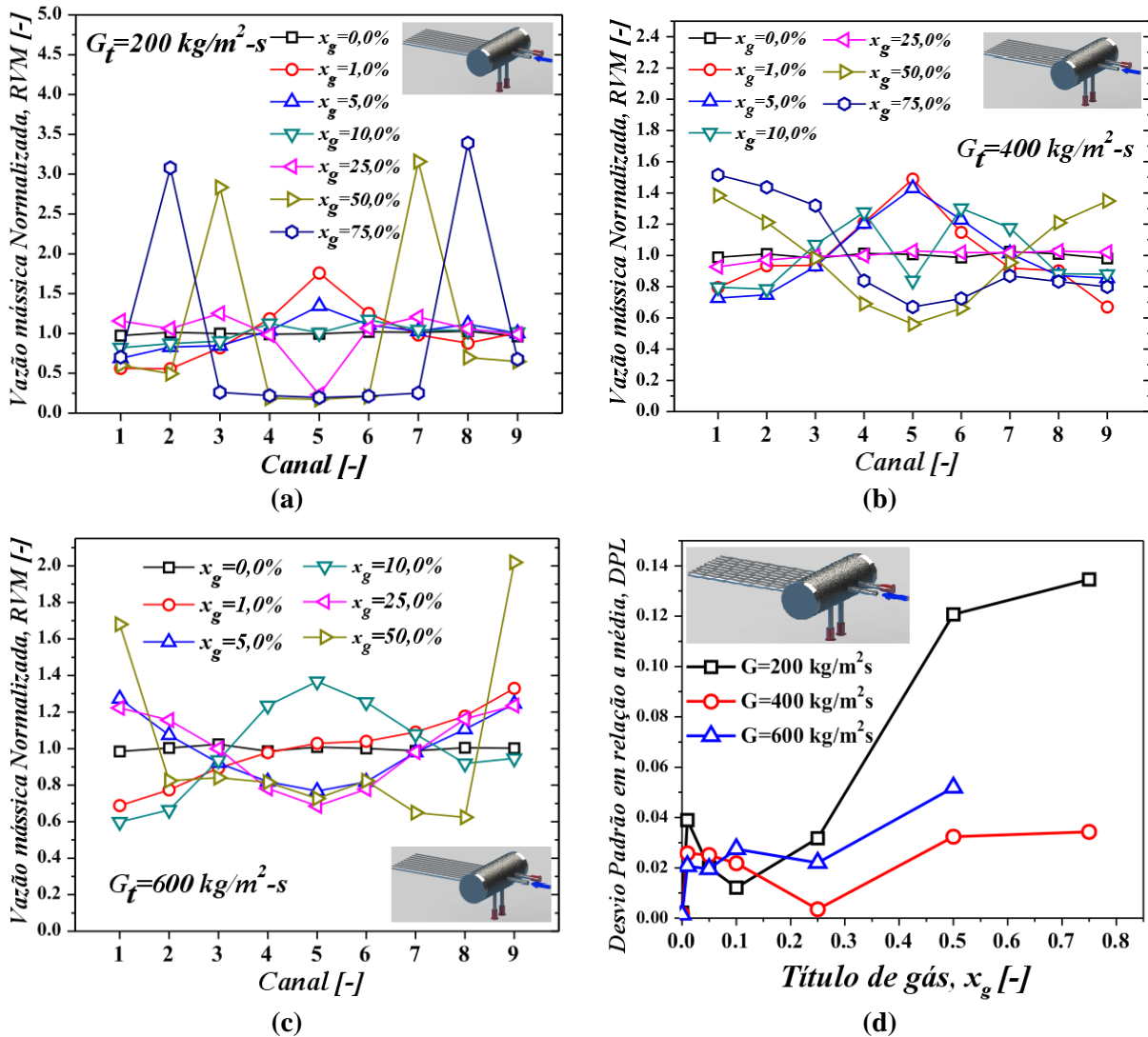


Figura 12.2 - Resultados experimentais de distribuição com distribuidor e canais na horizontal com tubo de alimentação no centro do distribuidor e paralelo aos micro-canais acoplados: (a)  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=400\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (c)  $G=600\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (d) Desvio padrão em relação a uma distribuição uniforme

O comportamento de distribuição pode ser explicado através do padrão de escoamento no tubo de alimentação e das velocidades das fases. Para títulos de gás relativamente baixos,  $x_g < 10\%$ , o padrão de escoamento no tubo de entrada é borbulhado ou estratificado, conforme Tabela 12.2, devido à baixa velocidade do gás. Com o aumento do título de gás,  $x_g \geq 10\%$ , a velocidade do gás e consequentemente do escoamento bifásico aumenta consideravelmente, passando para os padrões de escoamento anular e névoa. No interior do distribuidor, há também a estratificação das fases de líquido e gás. O nível de líquido inicialmente para um escoamento monofásico mantém-se na altura

da entrada dos micro-canais acoplados, e conforme o título de gás é aumentado ele tende a diminuir a níveis mais baixos. A ação conjunta desses dois comportamentos nos fornece como resultado o perfil de distribuição de líquido apresentado, pois para baixos títulos de gás, a baixa velocidade do escoamento no tubo alimentador propuliona uma maior quantidade de líquido para os micro-canais alinhados ao centro do distribuidor. Entretanto, quando o título de gás é aumentado, as altas velocidades de gás expõem o líquido dessa região central, pois incidem diretamente sobre a entrada dos micro-canais acoplados, proporcionando a recirculação do líquido na região mais próxima as extremidades laterais do distribuidor.

A Figura 12.2 (d) mostra o desvio padrão de distribuição em relação a uma distribuição uniforme de líquido entre os micro-canais acoplados, comparando os resultados experimentais apresentados nas Figuras 12.2 (a), (b) e (c). Para esses resultados, quanto menor o desvio, mais uniforme é a distribuição de líquido entre os canais acoplados. Nota-se a partir dos resultados da Figura 12.2 (d) que os efeitos de título de vapor são mais significantes a títulos de gás superiores a 25% para velocidade mássica de  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Entretanto, nos escoamentos com título de gás de até 25%, o desvio apresentado para as velocidades mássicas testadas é muito semelhante. Estatisticamente os melhores resultados de distribuição de líquido foram para velocidade mássica de  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

### **12.3.2. Efeito da posição e direção do tubo alimentador**

Os resultados de distribuição das Figuras 12.3 (a) e (b) em conjunto com o resultado da Figura 12.2 (b), onde o tubo alimentador é posicionado em paralelo aos canais acoplados, avaliam o efeito da orientação do tubo alimentador sobre a distribuição das fases. Nos resultados da Figura 12.3 (a), os canais posicionados no centro do distribuidor são preferencialmente irrigados com líquido com o aumento progressivo do título de gás. Para os resultados da Figura 12.3 (b) e da Figura 12.2 (b), a tendência de distribuição é similar entre eles, com o líquido escoando preferencialmente nos canais centrais do distribuidor para baixos títulos de gás e para elevados títulos de gás os canais mais próximos das extremidades laterais são preferencialmente irrigados com líquido. O padrão de distribuição das fases dentro do distribuidor, para todas as situações, é o mesmo apresentado na seção anterior, estratificado, com diminuição gradativa do nível do líquido devido ao aumento do título de gás. Entretanto, a incidência do escoamento que adentra o distribuidor é bem diferente. No caso do tubo alimentador ser perpendicular-ascendente, Figura 12.3 (b), o escoamento bifásico ao entrar no distribuidor incide diretamente sobre a porção de líquido depositada no fundo do distribuidor, devido à estratificação, provocando a agitação das fases dentro do distribuidor, que se intensificou ainda mais com o aumento do título de gás.

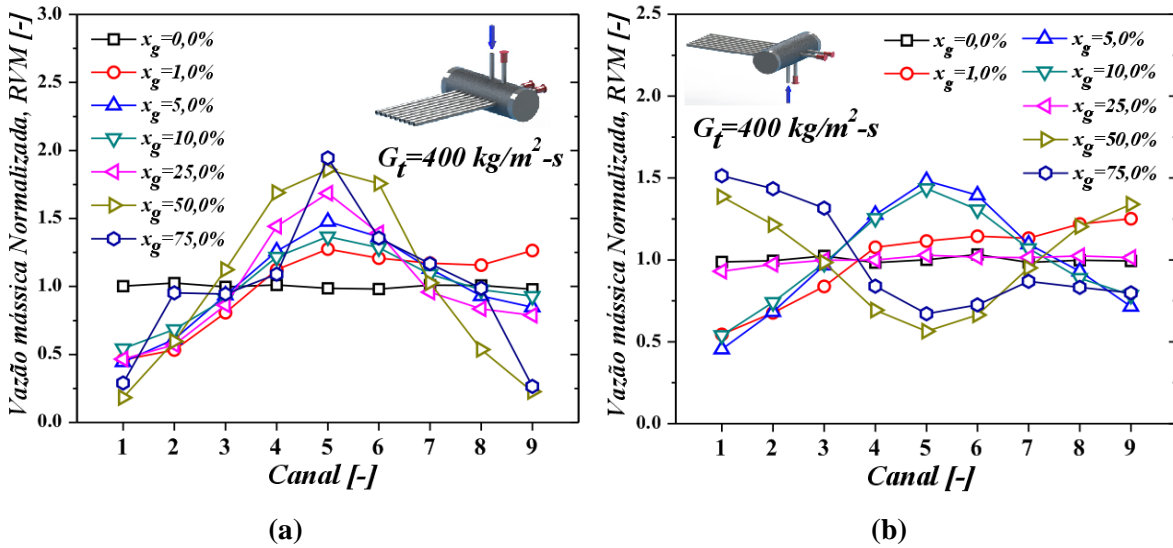


Figura 12.3 – Avaliação do efeito da direção do tubo alimentador no distribuidor sobre a distribuição de líquido para  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ : (a) Perpendicular aos canais acoplados e descendente; (b) Perpendicular aos canais acoplados e ascendente.

Assim, com a mudança do padrão do escoamento no tubo alimentador de intermitente para anular há também a mudança no perfil de distribuição de líquido entre os canais acoplados. Já para o caso do tubo alimentador ser perpendicular-descendente, Figura 12.3 (a), o escoamento bifásico entra livre no distribuidor, e encontra o líquido depositado no fundo do mesmo, expelindo-o da região de incidência.

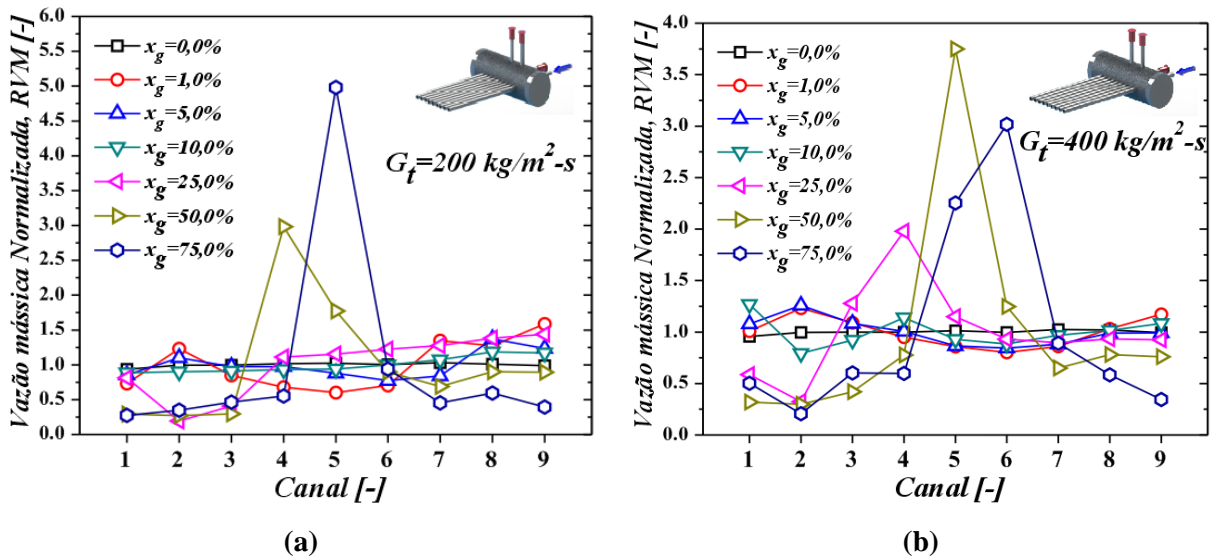


Figura 12.4 – Resultados de distribuição para canais acoplados e distribuidor posicionados na horizontal com o tubo alimentador posicionado na lateral do distribuidor e paralelo aos canais ramificados: (a)  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ; (b)  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ .

Neste caso não há influência do padrão de escoamento do tubo alimentador sobre a distribuição. No entanto, o aumento da velocidade do gás aumenta ainda mais o volume de líquido deslocado, favorecendo a irrigação dos canais ramificados posicionados no centro do distribuidor

Nas Figuras 12.4 (a) e (b), com respectivas velocidades mássicas de  $200$  e  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  o tubo alimentador foi posicionado mais próximo da sua lateral esquerda, concêntrico ao microcanal acoplado de número 2 com o intuito de avaliar o posicionamento do tubo alimentador sobre o perfil de distribuição de líquido. Comparando os perfis de distribuição das Figuras 12.4 (a) e (b) com os resultados das Figuras 12.2 (a) e (b), casos onde o tubo alimentador estava posicionado no centro do distribuidor, percebe-se que há somente um deslocamento para a lateral do distribuidor o comportamento apresentado anteriormente no centro, sendo este, um pouco atenuado pelos efeitos de parede próximas a esta região. Onde, como para o caso de alimentação no centro do distribuidor, a região de incidência do tubo de alimentação é preferencialmente irrigada pelo líquido para baixos e menos irrigada para elevados títulos de gás.

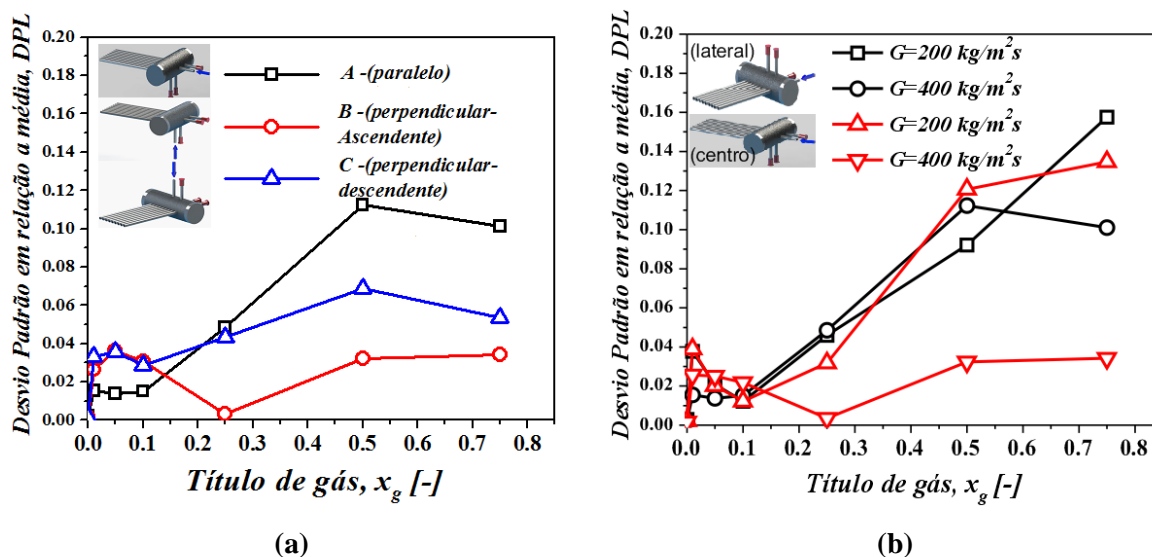


Figura 12.5 – Análise estatística comparativa do nível de distribuição de líquido: (a) Direção do tubo alimentador,  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (b) Posição do tubo alimentador

Nas Figuras 12.5 (a) e (b) são apresentadas as análises estatísticas comparativas dos níveis de distribuição de líquido entre os canais acoplados, avaliando o efeito da direção do tubo alimentador, na Figura 12.5 (a), e a posição do tubo alimentador, na Figura 12.5 (b). Avaliando os resultados estatísticos quanto à direção do tubo alimentador sobre o distribuidor para a velocidade mássica total de  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , Figura 12.5 (a), nota-se que para títulos de gás de até  $10\%$  a configuração com canal paralelo apresentou melhores resultados com melhor distribuição. Para títulos de gás mais elevados a configuração perpendicular ascendente foi a que proporcionou um menor desvio em relação a uma distribuição ideal. Quanto à posição do tubo alimentador, Figura 12.5 (b), percebe-se que para títulos de gás de até  $10\%$  os níveis de distribuição são bem parecidos, entretanto para títulos de gás superiores à  $10\%$  o desvio de distribuição da configuração com

velocidade mássica de  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e com o tubo alinhado ao centro do distribuidor, foi menor em relação aos demais verificados. De forma geral, em relação a direção do tubo alimentador, conclui-se que para níveis baixos de título de gás, a configuração com o tubo alimentador paralelo aos canais ramificados é a melhor opção devido à velocidade do escoamento ainda não ser tão elevada. Já para elevados títulos de gás, uma maior recirculação e agitação das fases dentro do distribuidor propicia uma melhor distribuição. Logo, a configuração com o tubo alimentador perpendicular-ascendente é aquela que melhor realiza esta agitação e recirculação e conseqüentemente apresenta melhor distribuição da fase líquida. Em relação a posição do tubo alimentador, conclui-se que os resultados alteram-se mais quantitativamente do que qualitativamente, onde uma maior uniformidade é alcançada quando o tubo alimentador é posicionado no centro do distribuidor.

## **12.4. Distribuidor na horizontal e canais na vertical com escoamento ascendente**

Nesta seção vamos analisar os resultados experimentais de distribuição de líquido com o distribuidor posicionado na horizontal com os microcanais paralelos posicionados na vertical, para um escoamento ascendente. Como realizado na seção anterior vamos avaliar os efeitos da velocidade mássica, título de gás, localização e direção do tubo alimentador sobre a distribuição de líquido entre os micro-canais acoplados ao distribuidor.

### **12.4.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor**

Nas Figuras 12.6 (a), (b) e (c) os resultados experimentais de distribuição de líquido do escoamento bifásico são apresentados respectivamente para as velocidades mássicas totais de  $200$ ,  $400$  e  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Nela o distribuidor está posicionado na horizontal com os canais acoplados posicionados na vertical, para um escoamento ascendente e com o tubo alimentador no centro do distribuidor e paralelo aos micro-canais acoplados.

A análise dos resultados das Figuras 12.6 (a), (b) e (c) mostram a mesma tendência de distribuição de líquido entre os canais acoplados para todas as velocidades mássicas. Com os tubos da região central do distribuidor recebendo mais líquido e os canais mais afastados da região de incidência do tubo alimentador sendo preteridos pelo líquido. Outro comportamento observado para todas as velocidades mássicas é que com o aumento do título de gás, há um ponto onde os tubos da região central começam a ser preteridos pelo líquido para determinado título de gás. Logo, para títulos de gás superiores a 25% a distribuição de líquido é aparentemente mais uniforme entre os canais ramificados.

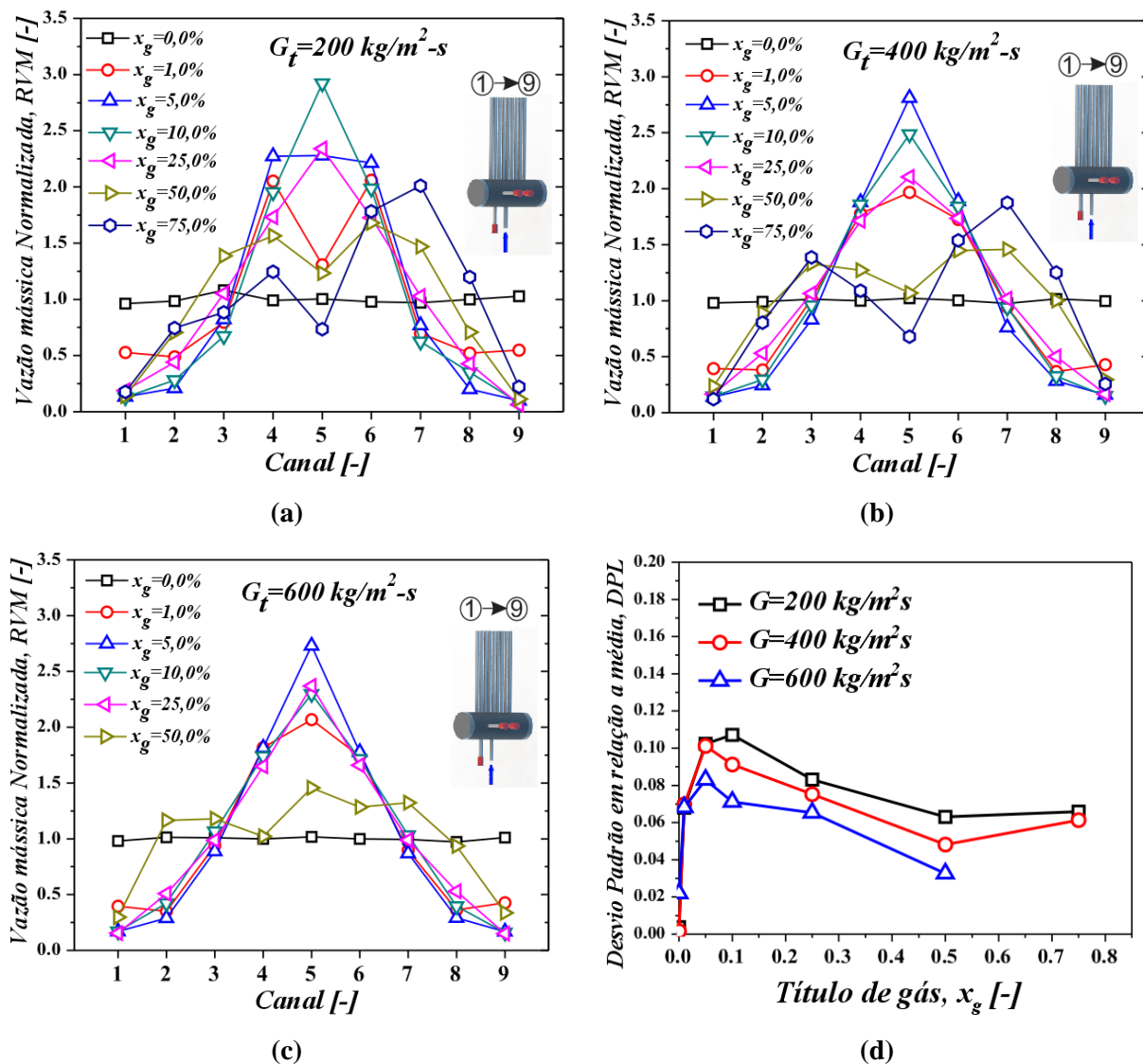


Figura 12.6 - Resultados experimentais de distribuição com distribuidor e canais na horizontal com tubo de alimentação no centro do distribuidor e paralelo aos micro-canais acoplados: (a)  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=400\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (c)  $G=600\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (d) Desvio padrão em relação à média

O perfil de distribuição das fases no interior do distribuidor evolui de um volume completamente preenchido de líquido, diminuindo gradativamente seu nível de líquido (estratificado) com o aumento do título de gás. No entanto, a velocidade na qual o nível de líquido diminui, é maior para menores velocidades mássicas.

Associando o padrão de escoamento do tubo alimentador, Tabela 12.3, ao perfil de distribuição de líquido apresentados nas Figuras 12.6 (a), (b) e (c), verifica-se que os canais acoplados na região central do distribuidor, e que é a região de incidência do tubo alimentador, começam a ser preteridos pelo escoamento do líquido quando o padrão de escoamento no tubo alimentador passa de intermitente para anular.

Na Figura 12.6 (d) o desvio de distribuição de líquido em relação a um escoamento uniformemente distribuído entre os canais ramificados é apresentado, comparando os resultados de distribuição em função do título de gás e velocidade mássica. Os resultados mostram o aumento da desigualdade de distribuição até títulos de gás de 5% para as velocidades mássicas de 400 e 600  $kg/m^2s$  e de 10% para velocidade mássica de 200  $kg/m^2s$ , com tendência de diminuição gradual do desvio à medida que o do título de gás aumenta. Como já mencionado anteriormente, esta inversão no comportamento de distribuição está associada à mudança do padrão de escoamento do tubo alimentador. Observa-se também que quanto maior é a velocidades mássica, menor é o desvio padrão, principalmente a títulos superiores à 5 %. Esse resultado comprova que um nível de líquido maior dentro do distribuidor, em conjunto com maiores velocidades do escoamento, favorecem uma melhor recirculação e maior grau de agitação das fases dentro do distribuidor, que consequentemente propicia uma distribuição mais uniforme das fases entre os canais ramificados.

#### **12.4.2. Efeito da posição e direção do tubo alimentador**

Nas Figuras 12.7 (a) e (b) os resultados experimentais de distribuição para o tubo alimentador no centro do distribuidor e perpendicular aos canais acoplados são apresentados.

Comparando os resultados das Figuras 12.7 (a) e (b), com os apresentados na subseção anterior para as mesmas velocidades mássicas, Figuras 12.6 (b) e (c), nota-se pouca diferença entre os perfis de distribuição de líquido para ambas as configurações verificadas. Apesar de o tubo de alimentação e as fases dentro do distribuidor apresentarem padrões similares para ambas as configurações, a incidência do tubo de alimentação no distribuidor gera diferentes graus de agitação e recirculação. Através da análise comparativa da Figura 12.7 (c), verifica-se que a configuração com tubo de alimentação perpendicular aos canais acoplados gera uma distribuição mais uniforme de líquido independente do título de gás, e para ambas as situações de velocidade mássica verificadas. Esse comportamento explica-se devido ao fato de quando o tubo alimentador é paralelo aos canais acoplados, a direção do escoamento de alimentação incide diretamente sobre a entrada dos canais acoplados. Entretanto, quando o tubo alimentador é perpendicular aos canais acoplados, ele não direciona o escoamento sobre a entrada desses canais acoplados, mas somente gera uma zona de recirculação na região onde ele está posicionado, favorecendo a irrigação dos canais naquela região, mas não direcionando o escoamento. Outro comportamento importante verificado é a mesma tendência de melhora no nível de distribuição, diminuição do desvio, com o aumento do título de gás, a partir de 5%, devido ao aumento da velocidade do gás propiciar uma maior recirculação das fases dentro do distribuidor (maior agitação).



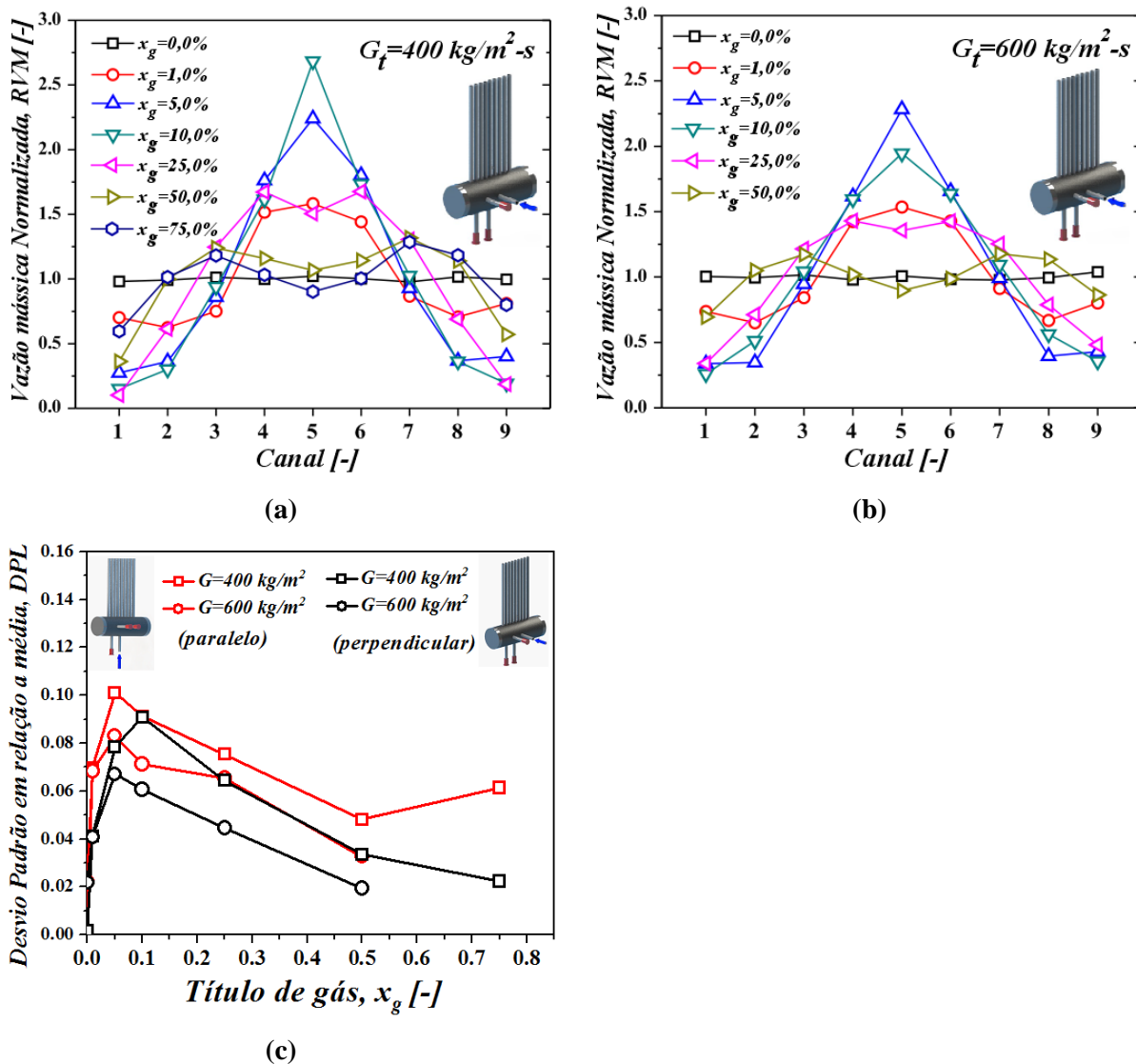


Figura 12.7 – Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento ascendente, com o tubo alimentador posicionado no centro do distribuidor e perpendicular aos canais ramificados: (a)  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=600 \text{ kg/m}^2$ . (c) Análise estatística

Nas Figuras 12.8 (a) e (b) os resultados de distribuição de líquido para  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  são apresentados com o tubo alimentador posicionado na lateral do distribuidor para o tubo paralelo e perpendicular aos canais ramificados, respectivamente. Os resultados experimentais para o tubo alimentador na lateral do distribuidor quando comparados com os resultados do tubo alimentador no centro do distribuidor, respectivamente a Figura 12.6 (b) e Figura 12.7 (a), mostram que esse deslocamento do tubo alimentador tem como resultado somente a alteração da região de preferência de irrigação de líquido para os canais ramificados da região de incidência, e que o comportamento de distribuição do líquido devido ao padrão de distribuição das fases no interior do distribuidor e do padrão de escoamento no tubo alimentador proporciona o mesmo comportamento daquele encontrado para o tubo alimentador no centro do distribuidor.

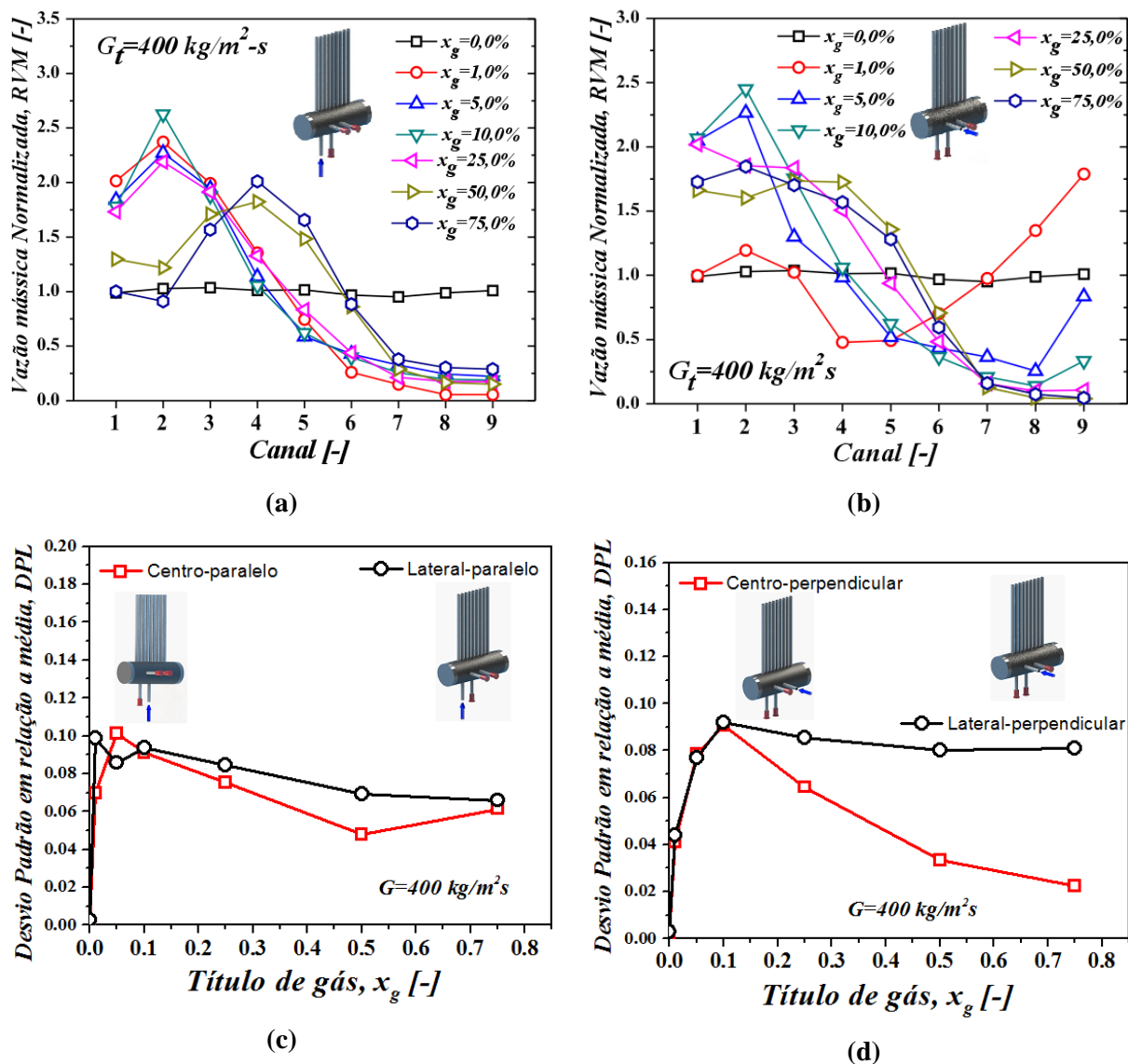


Figura 12.8 – Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento ascendente, com o tubo alimentador posicionado na lateral do distribuidor e  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$  (a) Paralelo aos canais ramificados; (b) Perpendicular aos canais ramificados; (c) Avaliação de distribuição para tubo paralelo; (d) Avaliação de distribuição para tubo perpendicular;

Nas Figuras 12.8 (c) e (d) é realizada a avaliação global da posição do tubo alimentador, para o tubo alimentador paralelo e perpendicular, respectivamente. Para ambas as configurações testadas a distribuição de líquido apresentou-se ser mais uniforme com o tubo alimentador posicionado no centro do distribuidor. Entretanto, esta diferença de distribuição ficou mais evidente para o caso com o tubo alimentador perpendicular aos canais acoplados.

## 12.5. Distribuidor na horizontal e canais na vertical com escoamento descendente

Os resultados experimentais de distribuição de líquido com o distribuidor posicionado na horizontal com os micro-canais paralelos ramificados posicionados na vertical, para um escoamento descendente serão apresentados e analisados nesta seção. Os efeitos da velocidade mássica, título de gás, localização e direção do tubo alimentador sobre a distribuição de líquido entre os micro-canais acoplados ao distribuidor são analisados em função de observações e dados experimentais obtidos.

### 12.5.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor

Os resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais ramificados são apresentados nas Figuras 12.9 (a), (b) e (c), para as velocidades mássicas totais de 200, 400 e 600  $kg/m^2s$ , respectivamente. O perfil de distribuição de líquido apresentado é bem parecido entre as velocidades mássicas verificadas. Onde os canais ramificados da região central do distribuidor são preteridos pelo líquido e os canais ramificados nas extremidades laterais recebem uma porção maior. Entretanto, para velocidades mássicas de 400 e 600  $kg/m^2s$  percebe-se que há uma tendência de melhor irrigação na região de incidência do tubo de alimentação para títulos de gás de até 5 a 10 %, respectivamente. Independentemente da velocidade mássica apresentada o padrão das fases dentro do distribuidor não se altera, onde o mesmo permanece sempre repleto somente de ar, devido ao efeito da ação da gravidade sobre o líquido que tende a escoar pelos canais. O escoamento bifásico proveniente do tubo de alimentação incide diretamente sobre os canais ramificados na região central, preterindo a irrigação de líquido para estes canais ramificados. A alta velocidade do gás quando comparada com a velocidade do líquido, expelle o líquido para as extremidades do distribuidor, criando regiões de circulação nas suas extremidades laterais, propiciando assim a irrigação dos canais acoplados nesta região. Para títulos de gás superiores a 25%, independente da velocidade mássica, pode-se observar melhor o efeito das paredes laterais do distribuidor sobre a distribuição de líquido.

Na Figura 12.9 (d) os resultados de distribuição das Figuras 12.9 (a), (b) e (c) são comparadas através do desvio de distribuição em função do título de gás. Observa-se que o desvio de distribuição aumenta progressivamente com o aumento do título de gás para valores superiores a 5%. No entanto, diferentemente dos resultado apresentados para as outras configurações já analisadas, com títulos de gás inferiores a 10% o desvio de distribuição de líquido foi menor para velocidades mássicas menores. Para títulos de gás superiores a 10% o desvio de distribuição apresentado foi praticamente o mesmo para todas as velocidades mássicas, apresentando pequenas

variações, mas com uma distribuição mais uniforme de líquido para as velocidades mássicas de 400 e 600  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .

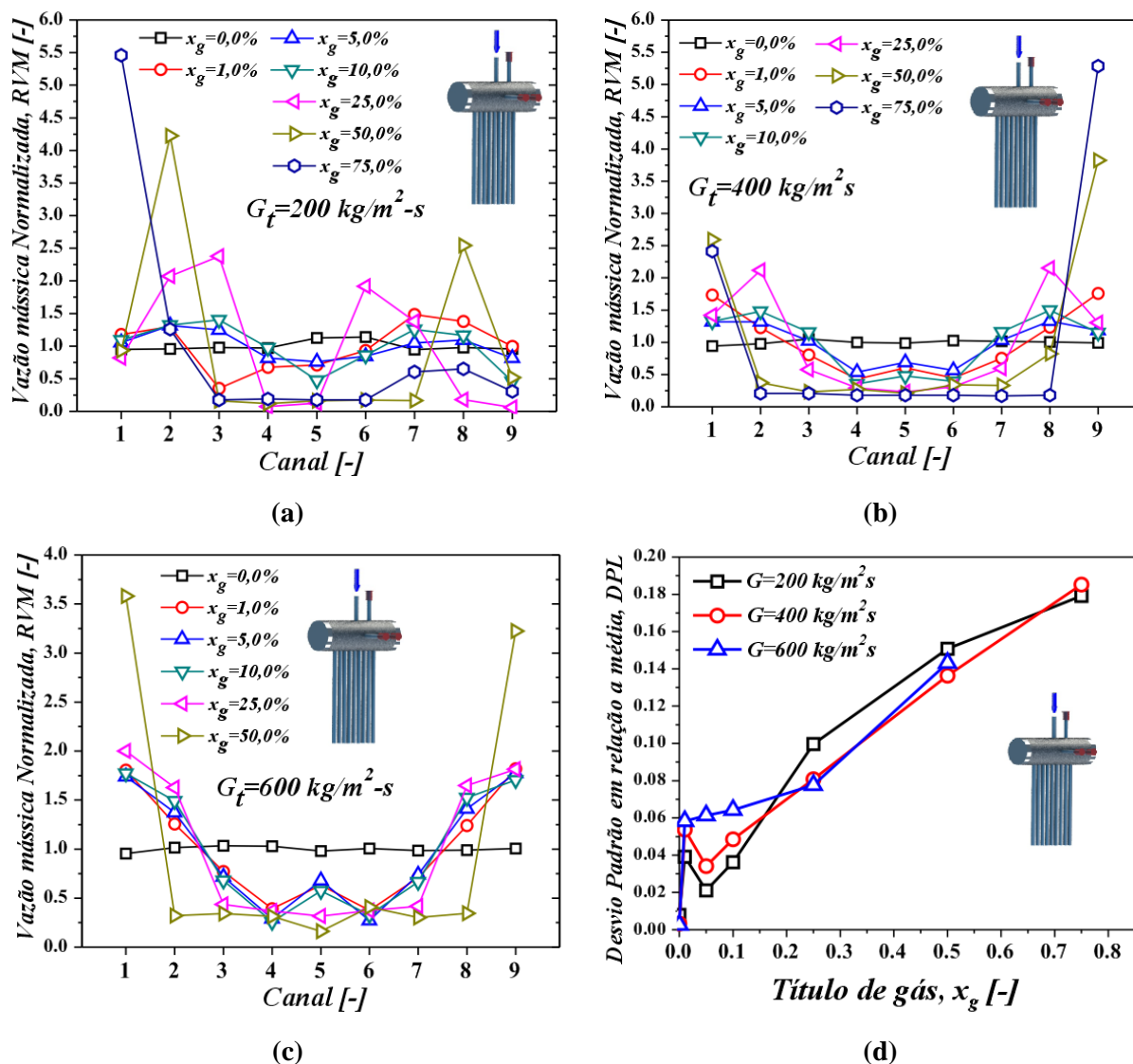


Figura 12.9 - Resultados experimentais de distribuição de líquido com distribuidor e canais ramificados posicionados respectivamente na horizontal e vertical, e escoamento descendente nos canais: (a)  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=400\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (c)  $G=600\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (d) Desvio padrão em relação à média

### 12.5.2. Efeito da posição e direção do tubo alimentador

Nas Figuras 12.10 (a) e (b) são apresentados os resultados experimentais de distribuição para o tubo alimentador no centro do distribuidor e perpendicular aos canais acoplados são apresentados. Os resultados mostram um comportamento diferente do perfil de distribuição de líquido em função do aumento da velocidade mássica de 400 para 600  $\text{kg/m}^2\text{s}$ . O perfil de distribuição de líquido para  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , Figura 12.10 (b), é semelhante ao perfil de distribuição

na mesma configuração, mas com o tubo alimentador paralelo aos canais ramificados, Figura 12.9 (c). Porém, com  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , Figura 12.10 (a), a variação do perfil de distribuição de líquido é totalmente diferente e caótica e altera-se constantemente para cada alteração do título de gás. Entretanto, nota-se que os canais ramificados na região de incidência do tubo alimentador têm a preferência de escoamento do líquido para títulos de gás elevados.

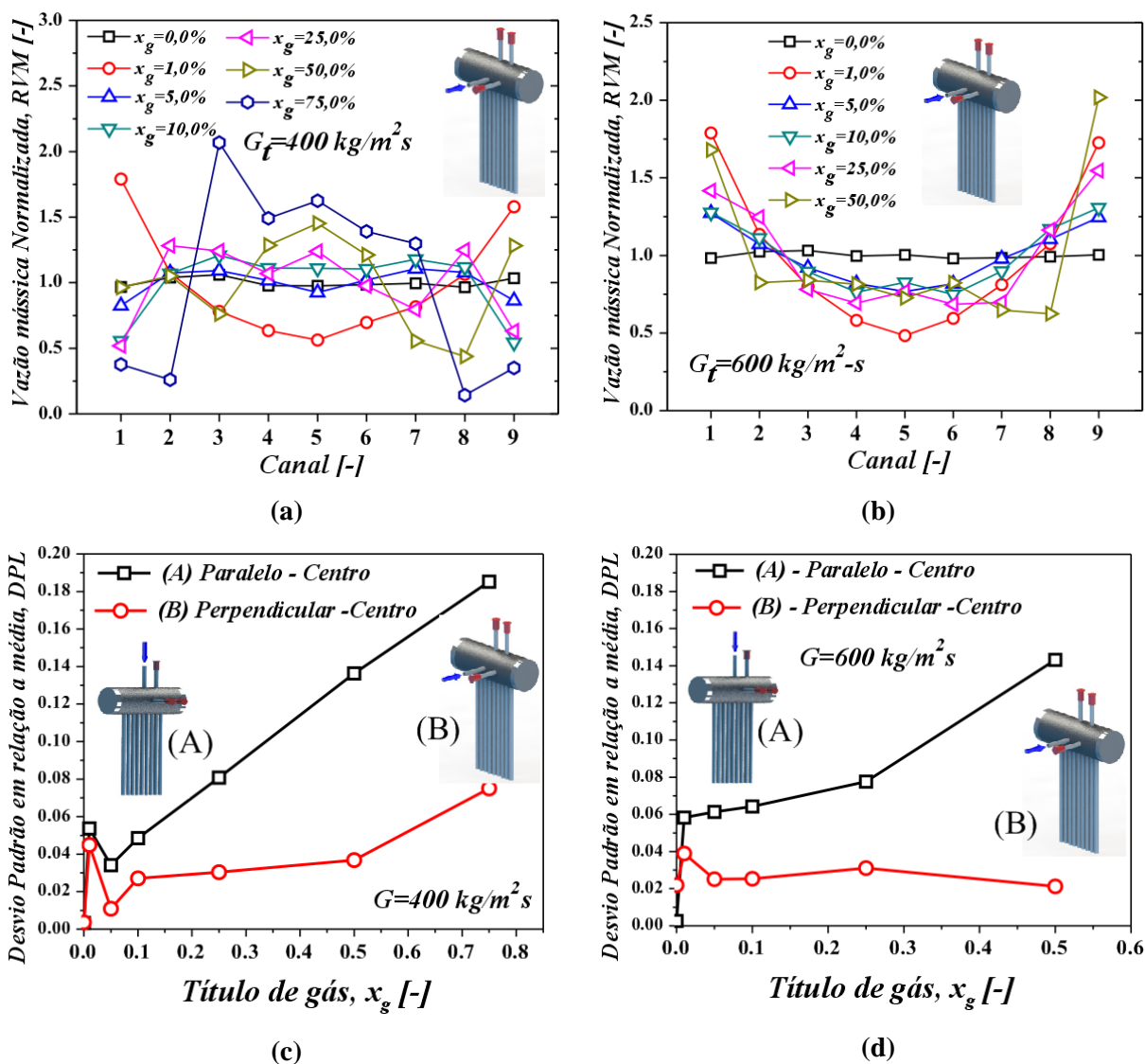


Figura 12.10 - Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento descendente, com o tubo alimentador posicionado no centro do distribuidor e perpendicular aos canais ramificados: (a)  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (b)  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , (c) Análise estatística para  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; (d) Análise estatística para  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Nas Figuras 12.10 (c) e (d) é realizada a comparação estatística dos resultados experimentais de distribuição em função do título de gás avaliando o sentido do escoamento de entrada no distribuidor, respectivamente para velocidade mássicas de  $400$  e  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Novamente,

independente da velocidade mássica analisada, menores desvios de distribuição foram encontrados para o tubo alimentador na direção perpendicular aos canais ramificados, essa diferença fica mais evidente para títulos de gás superiores a 5%. Comprovando que esta configuração proporciona uma melhor recirculação e mistura das fases dentro do distribuidor, e conseqüentemente uma distribuição mais uniforme de líquido entre os canais acoplados.

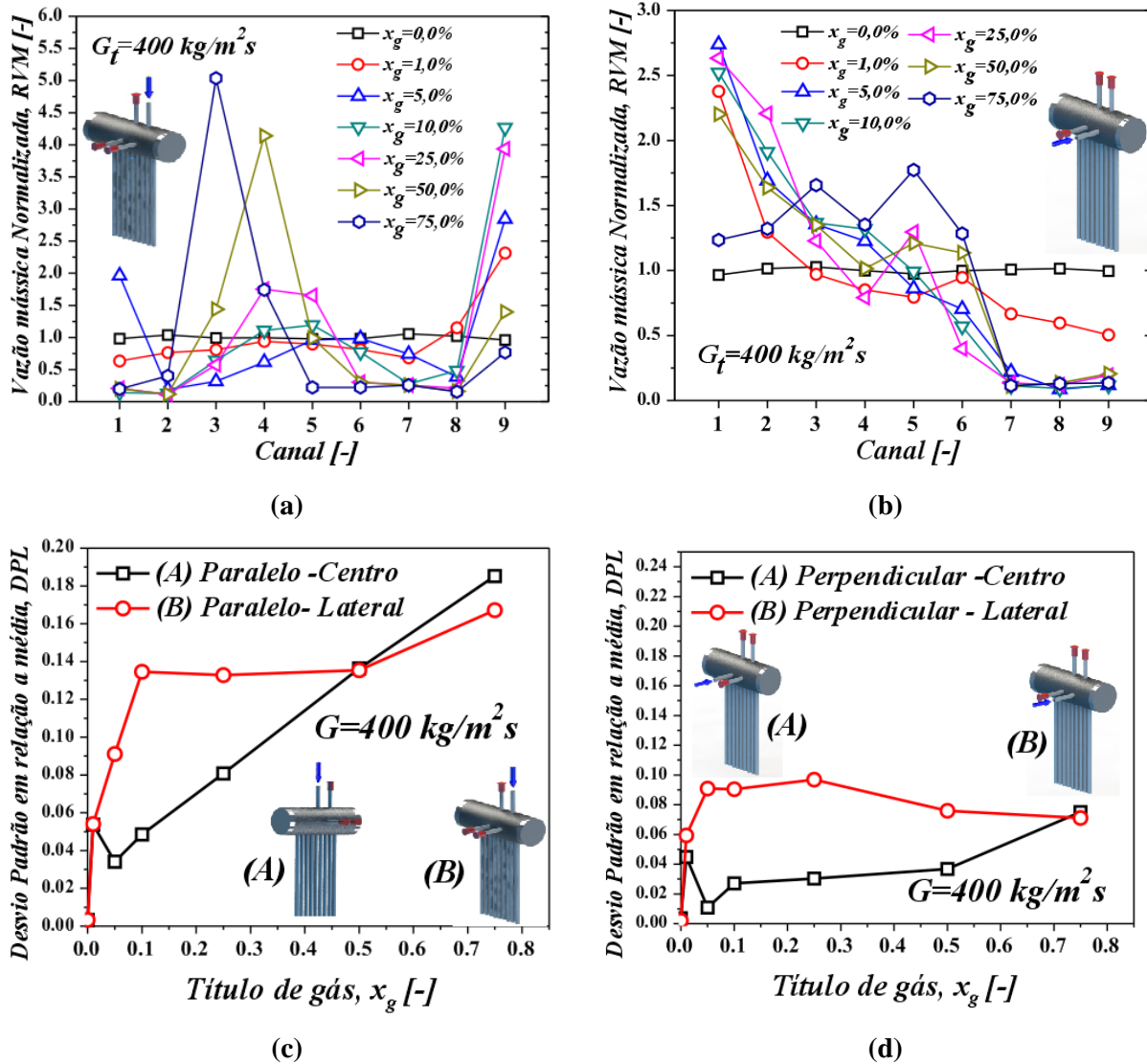


Figura 12.11 – Resultados experimentais de distribuição de líquido entre os canais acoplados posicionados na vertical e o distribuidor posicionados na horizontal, para um escoamento descendente, com o tubo alimentador posicionado na lateral do distribuidor e  $G=400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  (a) Paralelo aos canais ramificados; (b) Perpendicular aos canais ramificados; (c) Avaliação de distribuição para tubo paralelo; (c) Avaliação de distribuição para tubo perpendicular;

Nas Figuras 12.11 (a) e (b) os resultados experimentais com o tubo de alimentação posicionado na lateral do distribuidor, alinhado ao canal ramificado de número 8, são apresentados para velocidade mássica de  $400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ , e com direção paralela e perpendicular aos canais

ramificados, respectivamente. Para ambas as situações, Figuras 12.11 (a) e (b), foi verificado grande influência do título de gás sobre o perfil de distribuição.

Para a situação do tubo de alimentação paralelo aos canais ramificados, Figura 12.11 (a), observou-se influência dos efeitos de parede em conjunto com a velocidade do gás sobre a distribuição. O escoamento de alimentação incide diretamente sobre os canais ramificados da região de incidência, expelindo o líquido para as extremidades, devido à alta velocidade do gás, formando regiões de acumulação e recirculação do mesmo nas laterais do distribuidor. No entanto, quando comparada a situação com o tubo de alimentação no centro do distribuidor, o comportamento é similar, com os canais ramificados da região de incidência sendo preteridos pelo escoamento de líquido. Ocorre somente o deslocamento do perfil de distribuição para a lateral do distribuidor, e o aumento da interferência das paredes laterais do distribuidor sobre a distribuição de líquido.

Quando o tubo é perpendicular aos canais acoplados, Figura 12.11 (a), os efeitos de parede são verificados na parede do lado oposto à qual está posicionado o tubo de alimentação. Na região de incidência do tubo de alimentação os canais ramificados são preteridos pelo líquido, independentemente do título de gás verificado, comportamento completamente diferente da situação com o tubo de alimentação no centro do distribuidor, Figura 12.10 (a).

Nas Figuras 12.11 (c) e (d) os níveis de distribuição de líquido são verificados em relação a posição do tubo alimentador, centro e lateral, respectivamente para o tubo de alimentação na direção paralela e perpendicular aos canais ramificados, e velocidade mássica de  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Os desvios tenderam a ser menores para ambas as situações verificadas, Figuras 12.11 (c) e (d), quando o tubo de alimentação estava posicionado no centro do distribuidor. No entanto com o aumento do título de gás há a tendência dessa diferença diminuir.

## **12.6. Distribuidor na vertical e canais na horizontal**

A seguir os resultados experimentais de distribuição de líquido de escoamentos bifásicos, entre micro-canais acoplados, são apresentados. Os efeitos da velocidade mássica e título de gás, e outros fatores externos ao escoamento são também verificados, levando em conta os resultados experimentais obtidos e observações visuais durante os experimentos.

### **12.6.1. Efeito da velocidade mássica e título de vapor**

Nas Figuras 12.12 (a), (b) e (c) os resultados experimentais de distribuição de líquido do escoamento bifásico com o distribuidor na vertical são apresentados para velocidades mássicas de  $200$ ,  $400$  e  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Observou-se durante os experimentos completa estratificação das fases dentro do distribuidor, independente das velocidades mássica e títulos de gás aplicados. Este comportamento é devido a atuação da força gravitacional em conjunto com a disposição do

distribuidor e canais ramificados. A estratificação das fases no interior do distribuidor desfavorece a distribuição uniforme de líquido, pois a fase líquida tende a ser depositada no fundo do mesmo, próxima ao canal de número 9, conforme esquema da Figura 12.12, favorecendo o escoamento de líquido através dos canais daquela região, principalmente o canal de número 9. Para velocidades mássicas inferiores a 10%, ainda percebe-se que alguns outros canais ramificados posicionados abaixo da incidência do tubo de alimentação também recebem uma quantidade significativa de líquido devido à formação de uma película de líquido na parede na qual o escoamento é direcionado. Entretanto, com o aumento da velocidade do gás e diminuição da porção mássica de líquido do escoamento que alimenta o distribuidor, esse comportamento desaparece, prejudicando a distribuição uniforme entre os canais.

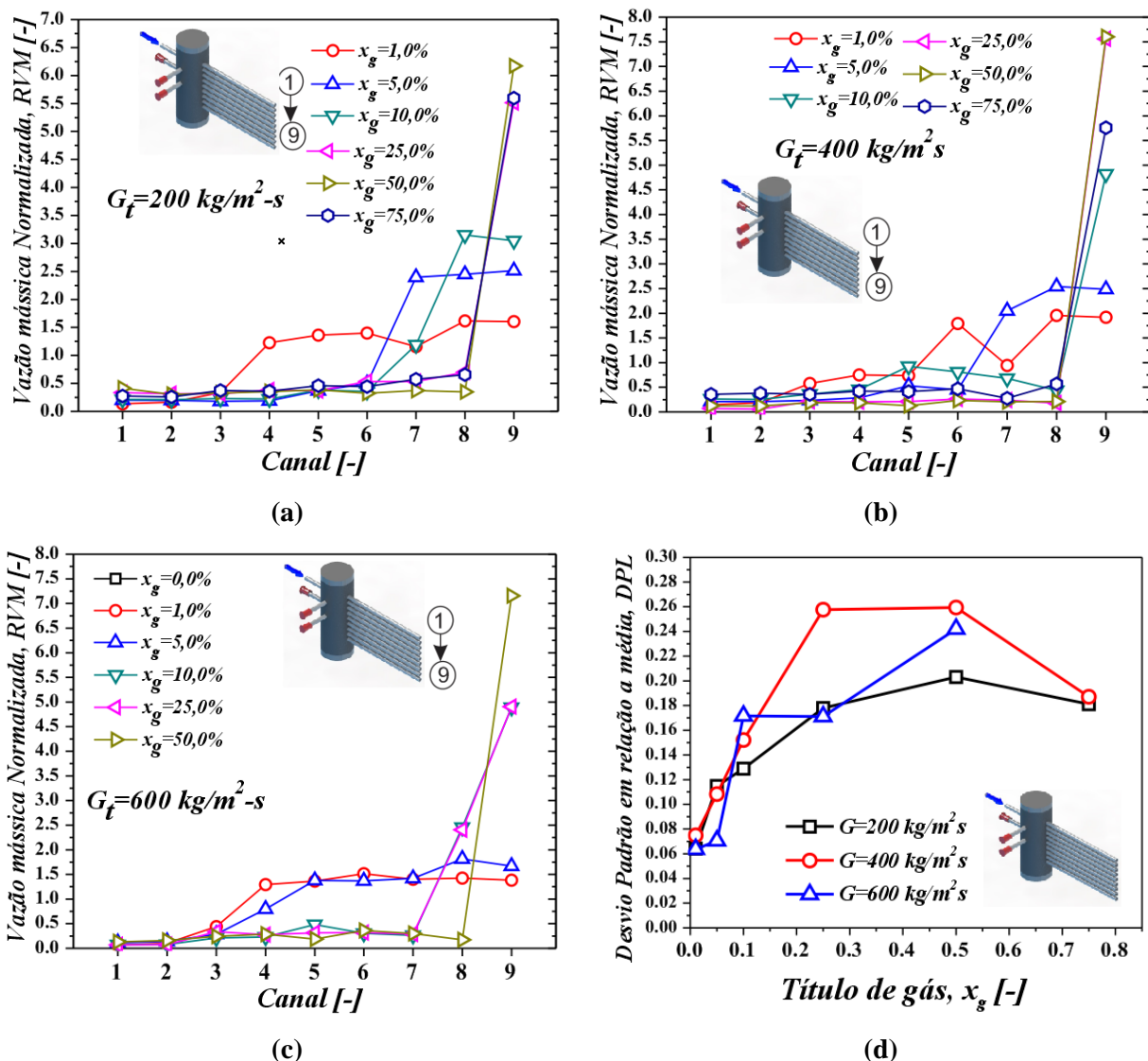


Figura 12.12 - Resultados experimentais de distribuição de líquido com distribuidor e canais ramificados posicionados respectivamente na vertical e horizontal, e escoamento descendente nos canais: (a)  $G=200\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (b)  $G=400\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (c)  $G=600\text{kg/m}^2\text{-s}$ ; (d) Desvio de distribuição



Na Figura 12.12 (d) os resultados de distribuição das Figuras 12.12 (a), (b) e (c) são comparados através do desvio de distribuição. Percebe-se que para títulos de gás de até 10% os resultados são relativamente bons, com um menor desvio para velocidade mássica de  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Entretanto, com o aumento do título de gás, e maior estratificação das fases no interior do distribuidor os desvios de distribuição tenderam a aumentar consideravelmente independente da velocidade mássica verificada, sendo que os piores resultados que apresentaram maiores desvios foram encontrados para  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$

## 12.7. Comparação estatística entre as configurações testadas

Os resultados de distribuição de líquido entre os canais ramificados são comparados nesta seção em função do desvio de distribuição em relação a uma distribuição uniforme de líquido. Nas Figuras 12.13 (a) e (b) o desvio de distribuição de líquido das quatro geometrias verificadas são confrontados em função da variação do título de gás para a velocidade mássica de  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , com o tubo alimentado respectivamente paralelo e perpendicular aos canais acoplados.

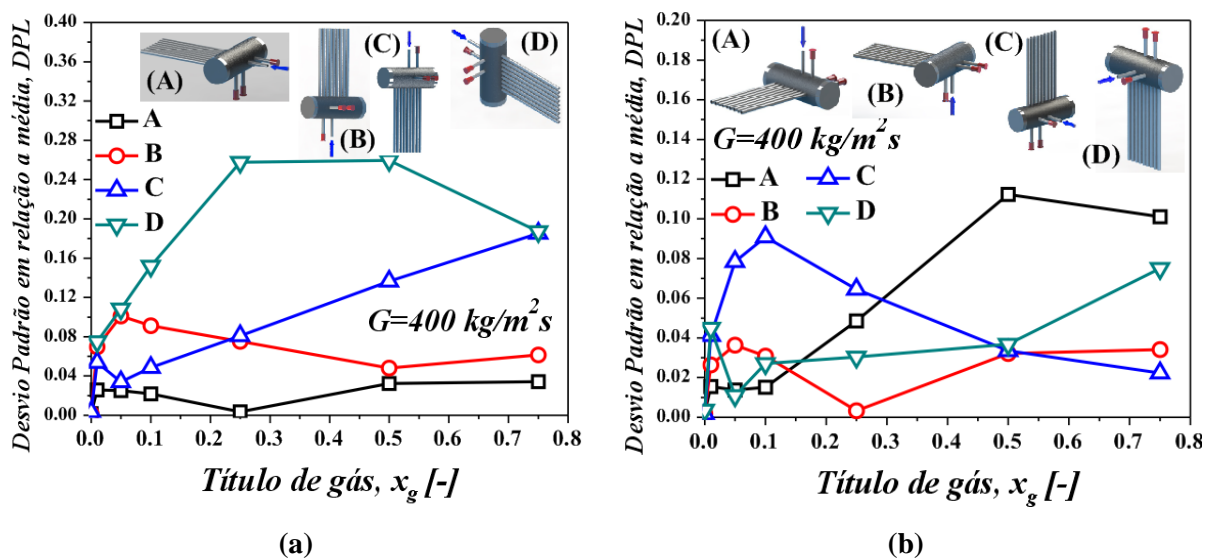


Figura 12.13 – Avaliação do desempenho de distribuição de líquido entre os canais acoplados com  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ : (a) Tubo alimentador paralelo aos canais acoplados; (b) Tubo alimentador perpendicular aos canais acoplados

Na Figura 12.13 (a) a configuração que apresentou menor desvio independente do título de gás foi o item A, canais e distribuidor na horizontal. A configuração que apresentou pior desempenho independente do título de gás foi a configuração do item D, canais na horizontal e distribuidor na vertical. As configurações B e C, canais na vertical com distribuidor na horizontal, respectivamente para escoamentos ascendentes e descendentes, alternaram seu desempenho em função do título de gás aplicado.

Na Figura 12.13 (b) os resultados apontam que os melhores níveis de distribuição de líquido, a baixos títulos de gás,  $x_g \leq 10$ , foram alcançados para as situação A, com canais e distribuidor na posição horizontal com tubo alimentador descendente. A pior performance de distribuição ocorreu para a situação C, com canais-verticais e distribuidor-horizontal. Em contrapartida, a configuração do tipo A foi aquela que apresentou pior desempenho para elevados títulos de gás,  $x_g > 25$ . A títulos mais elevados de gás,  $x_g > 10$ , a configuração C melhorou progressivamente o seu desempenho de distribuição à medida que o título de gás era acrescido, porém na média geral a configuração B obteve melhores resultados de distribuição de líquido com o tubo alimentador perpendicular aos canais ramificados.

Em relação às configurações verificadas, conclui-se que três fatores atuando em conjunto são determinantes na distribuição das fases: desigualdades quanto ao nível de entrada dos canais acoplados; padrão de distribuição das fases no interior do distribuidor e sentido do escoamento de alimentação. Esses três fatores são atacados diretamente pela ação da força da gravitacional, fator preponderante na distribuição das fases, pois estratifica as fases no distribuidor devido a fase líquida apresentar maior massa específica que a fase gasosa. No caso dos canais acoplados e do distribuidor posicionados na horizontal, ambos estão em um mesmo nível, o que favorece a distribuição regular das fases. Quando o distribuidor está posicionado na vertical, ocorre a estratificação das fases no distribuidor em relação a posição de entrada dos canais acoplados, o que prejudica esta distribuição regular. Nos dois casos onde os canais são posicionados na posição vertical, para escoamentos ascendente e descendente, ocorre também a estratificação das fases. No entanto, para o caso ascendente, a ação da força gravitacional atua contrária ao escoamento e para a configuração descendente atua no mesmo sentido. Assim, enquanto no caso ascendente o nível do distribuidor inicia repleto de líquido e diminui com o aumento do título de gás na entrada, no caso descendente ele permanece sempre somente com a fase gasosa, pois a ação da gravidade age no sentido do escoamento. Porém, percebe-se que quando há uma grande agitação e mistura das fases dentro do distribuidor, formando uma mistura homogênea, esse comportamento promove uma melhor distribuição das fases entre os canais ramificados.

## Capítulo 13 – Conclusões - Distribuição de escoamento bifásico

---

### 13.1. Conclusões

Na parte B deste trabalho de tese, foi realizado um estudo experimental de distribuição de vazões de escoamentos bifásicos desde o trajeto que vai do tubo de entrada até o tubo distribuidor, de onde se ramificam as diferentes saídas, no caso nove, constituídas de microcanais paralelos de  $0,8\text{ mm}$  de diâmetro e  $150\text{ mm}$  de comprimento. Vários parâmetros, incluindo vazões, títulos de gás, configurações geométricas quanto à posição do distribuidor e dos microcanais, posições dos microcanais (horizontal ou vertical) e sentidos do escoamento nos canais verticais (ascendente ou descendente) foram analisadas. O tubo alimentador também foi posicionado na lateral e no centro do distribuidor. Uma ampla revisão bibliográfica sobre o tema foi realizada no capítulo 9, do qual resultou um artigo de síntese, Dario et al. (2013), publicado em periódico internacional Qualis A1, segundo classificação das Engenharias III da CAPES, e que encontra-se no Anexo G. É importante ressaltar que o referido artigo achava-se, em julho de 2013, segundo a editora Elsevier, entre os mais consultados, o que atesta a importância e atualidade do tema devido à sua aplicação em diferentes áreas de engenharia.

Foram realizados testes utilizando como fluidos de trabalho misturas de ar e água, à pressão atmosférica no tanque de alimentação, e com as seguintes condições médias nos microcanais: velocidades mássicas de  $200$ ,  $400$  e  $600\text{ kg/m}^2\text{s}$  e títulos de gás,  $x_g$ , na faixa  $0 < x_g < 0,75$ . Os resultados experimentais obtidos e as observações visuais no tubo de entrada do distribuidor e no distribuidor são resumidos a seguir:

- Os efeitos do título de gás sobre a distribuição de vazões de líquido variam consideravelmente em função da posição do conjunto (canais–distribuidor);
- O perfil de distribuição de vazões de líquido entre os canais acoplados em cada configuração testada depende da ação conjunta do padrão de distribuição das fases no distribuidor e do padrão de escoamento no tubo alimentador; direção e posição do tubo alimentador do distribuidor;
- O padrão de escoamento no tubo de entrada e a velocidade da fase gasosa governam o perfil de distribuição de líquido;
- O aumento da velocidade mássica do escoamento bifásico no tubo alimentador do distribuidor tornou a distribuição das vazões das fases entre os microcanais acoplados mais homogênea;
- Diferentes padrões das fases no interior do distribuidor podem ser encontrados em função da posição do conjunto (canais-distribuidor);

- A distribuição de vazões melhora quando o tubo alimentador é posicionado perpendicularmente aos canais acoplados para todas as configurações testadas;
- A alteração da posição do tubo alimentador do centro para lateral do distribuidor na maioria das situações verificadas somente deslocou o perfil de distribuição de líquido do centro para a lateral, onde há a intensificação dos efeitos de parede sobre a distribuição das fases;
- A posição do tubo alimentador na lateral do distribuidor aumentou o desvio de distribuição em relação ao tubo alimentador no centro do distribuidor;
- Em geral, quanto à posição do conjunto canais-distribuidor, os piores resultados de distribuição de vazões foram obtidos com o tubo distribuidor na vertical e os microcanais na horizontal;
- Em geral, a distribuição de vazões de líquido foi mais regular entre os canais acoplados quando o conjunto microcanais e tubo distribuidor foi posicionado na horizontal;
- Melhores níveis de distribuição de vazões foram alcançados quando o tubo de entrada estava posicionado perpendicularmente ao plano imaginário que passa pelos eixos dos microcanais acoplados;
- Os canais próximos à incidência do tubo alimentador foram preferencialmente irrigados a baixos títulos de gás quando o tubo distribuidor estava posicionado na horizontal;
- Para elevados títulos de gás, os canais acoplados da região de incidência do tubo alimentador foram preteridos pelo escoamento de líquido, principalmente quando o tubo alimentador era paralelo aos canais acoplados;
- A distribuição das fases é fortemente influenciada pela ação da força gravitacional sobre a fase líquida, devido à estratificação das fases;
- A elevados títulos de gás, uma distribuição mais regular das fases foi alcançada quando o padrão de escoamento no distribuidor foi o do tipo névoa;
- O padrão de escoamento do tipo névoa, foi observado no distribuidor, principalmente quando o tubo de entrada estava posicionado perpendicularmente ao plano dos microcanais, e à elevados títulos de gás.

## Capítulo 14– Conclusões gerais e recomendações de trabalhos futuros

---

No trabalho desenvolvido nesta tese, dois temas relacionados a trocadores de calor utilizando microcanais foram abordados: ebulição convectiva e distribuição de vazões de escoamento bifásico. O trabalho em ambos os temas basearam-se em abordagens experimental e teórica, em que foram tratados assuntos de grande interesse atual tanto da comunidade científica como de engenheiros projetistas. Ainda, para ambos os casos do estudo, uma vasta revisão bibliográfica foi realizada com o intuito de responder a questões pontuais a partir dos resultados experimentais alcançados. Muitas conclusões importantes puderam ser obtidas sobre os temas abordados a partir dos resultados experimentais e avaliações teóricas realizadas. Entretanto, apesar da vasta bibliografia sobre o tema já existente na literatura, notou-se durante o desenvolvimento do trabalho e experiência obtida com desenvolvimento do aparato experimental, implementação de modelos e correlações, entre outros, que em certos temas pontuais há ainda muitas questões a serem analisadas e respondidas. As principais conclusões do trabalho, referentes ao estudo do processo de ebulição convectiva do R134a em microcanais paralelos e horizontais, que constitui a parte A da tese, estão listadas no Capítulo 7, enquanto que aquelas referentes à análise da distribuição de vazões do escoamento bifásico ar-água em um distribuidor acoplado a microcanais, que constitui a parte B da tese, estão listadas no Capítulo 13. Podem ser identificadas novas frentes de pesquisa sobre os temas que não foram abordados aqui e que poderão contribuir ainda mais para o progresso do entendimento dos fenômenos presentes durante a ebulição convectiva em micro-canais e os problemas que podem afetar a distribuição de vazões de escoamentos bifásicos em microcanais.

A seguir são listados alguns dos temas sugeridos para estudos futuros na área de ebulição convectiva em microcanais:

- Visualizar o escoamento bifásico durante o processo de ebulição ao longo dos microcanais, a fim de melhor entender e classificar os padrões de escoamento presentes;
- Avaliar os modelos e mapas padrão para escoamentos desenvolvidos para ebulição em micro-canais;
- Testar outros fluidos refrigerante como fluido de trabalho;
- Verificar o efeito da forma geométrica da seção de teste de microcanais (retangular, triangular e trapezoidal, por exemplo) sobre o coeficiente de transferência de calor; Verificar a influência do confinamento para diferentes diâmetros hidráulicos;

- Desenvolver modelos para a previsão do coeficiente de transferência de calor que levem em conta o comportamento transiente do padrão de escoamento e as instabilidades;
- Tentar determinar modelos e critérios mais gerais para a ocorrência e localização (distância desde a entrada do escoamento na região aquecida) mais prováveis do início da ebulição, ONB, através do apoio de imagens e vídeos, confrontando os resultados com modelos e correlações;
- Investigar os efeitos da superfície aquecida sobre a determinação de ONB;
- Avaliar a influência da rugosidade da superfície dos microcanais sobre o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão;
- Estudar as instabilidades presentes em escoamentos bifásicos provenientes da ebulição em microcanais;
- Investigar e quantificar os efeitos de histerese presentes no fenômeno de ONB.

Em relação à distribuição de vazões de escoamentos bifásicos em microcanais paralelos são sugeridos os seguintes temas a serem verificados em futuros trabalhos:

- Medir a distribuição de vazões da fase gasosa entre os canais acoplados a um tubo distribuidor;
- Variar os parâmetros geométricos como: diâmetro dos canais acoplados; diâmetro do tubo de entrada; geometria do distribuidor; número de canais acoplados; espaçamento entre os canais;
- Inserir modificações geométricas capazes de melhorar a distribuição de vazões do escoamento bifásico, como por exemplo: intrusão dos canais acoplados ao distribuidor; variação longitudinal do diâmetro do distribuidor; direcionadores posicionados no interior dos distribuidores; agitador de fases dentro do distribuidor;
- Ampliar a faixa de velocidades mássicas a serem testadas;
- Desenvolver estudos de simulação numérica sobre a distribuição de vazões em escoamento bifásico confrontando os resultados com dados experimentais;
- Determinar os padrões de escoamento bifásico no interior do tubo distribuidor através de técnicas de imagens;
- Utilizar dispositivos de expansão na entrada do distribuidor que possam alterar o padrão de escoamento;
- Realizar filmagens sobre o fenômeno de distribuição de vazões utilizando câmeras ultra-rápidas;

- Correlacionar os efeitos térmicos derivados da distribuição não uniforme de vazões mássicas das fases com os desvios de distribuição apresentados;
- Desenvolver uma análise fenomenológica sobre a distribuição de vazões baseada em números adimensionais: Froude, Weber e Reynolds, além de fatores de forma que incluam os diferentes acoplamentos entre os tubos de entrada, distribuidor, número de microcanais e diâmetro hidráulico dos microcanais.

## Referências

- Agostini, B., Bontemps, A., 2005. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels. *International journal of heat and fluid flow* 26, 296–306.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X04001298> (Accessed April 9, 2013).
- Agostini, B., Thome, J., 2005. Comparison of an extended database of flow boiling heat transfer coefficient in multi-microchannel elements with the three-zone model. In: *ECI International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow in Microscale*, Castelvechio Pascoli, Italy  
<http://infoscience.epfl.ch/record/52916> (Accessed April 8, 2013).
- Agostini, B., Thome, J., Fabbri, M., Bruno, M., 2008a. High heat flux two-phase cooling in silicon multimicrochannels. *IEEE Transactions on components and packaging technologies* 31, 691–701. [http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs\\_all.jsp?arnumber=4531373](http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=4531373) (Accessed April 9, 2013).
- Agostini, B., Thome, J., Fabbri, M., Michel, B., Calmi, D., Kloter, U., 2008b. High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels – Part I: Heat transfer characteristics of refrigerant R236fa. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 5400–5414.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931008001592> (Accessed July 7, 2011).
- Agostini, B., Thome, J., Fabbri, M., Michel, B., Calmi, D., Kloter, U., 2008c. High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels – Part II: Heat transfer characteristics of refrigerant R245fa. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 5415–5425.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931008001609> (Accessed July 8, 2011).
- Akbar, M., Plummer, D., Ghiaasiaan, S., 2003. On Gas-Liquid Two-Phase Flow Regimes in Microchannels. *International Journal of Multiphase Flow* 29, 855–865.
- Asoh, M., Hirao, Y., Aoki, Y., Watanabe, Y., Fukano, T., 1991. Phase separation of refrigerant two-phase mixture flowing downward into three thin branches from a horizontal header pipe. In: *Proceedings of the ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference: Reno, Nevada, March 17-22, 1991, Vol. 2, Amer Society of Mechanical*, p. 159  
[#0](http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Phase+separation+of+refrigerant+two-phase+mixture+flowing+downward+into+three+thin+branches+from+a+horizontal+header+pipe) (Accessed July 28, 2011).
- Baird, J., Bao, Z., Fletcher, D., Haynes, B., 2000. Local flow boiling heat transfer coefficients in narrow conduits. *Multiphase Science and Technology* 12, 16.  
<http://www.dl.begellhouse.com/journals/5af8c23d50e0a883,15f394fa1a02b5df,6e9d20d2414589b7.html> (Accessed April 2, 2013).
- Bang, K., Choo, W., 2004. Flow boiling in minichannels of copper, brass, and aluminum round tubes. In: *2nd International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, USA*, pp. 559–564 <http://link.aip.org/link/abstract/ASMECP/v2004/i41642/p559/s1> (Accessed April 9, 2013).
- Bao, Z., Fletcher, D., Haynes, B., 2000. Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages. *Journal of Heat and Mass Transfer* 43, 3347–3358.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931099003798> (Accessed April 2, 2013).



- Baroczy, C., 1965. Correlation of liquid fraction in two-phase flow with applications to liquid metals. Chemical Engineering Progress Symposium Series 61, 179–191.
- Basu, N., Warriar, G., Dhir, V., 2002. Onset of nucleate boiling and active nucleation site density during subcooled flow boiling. *Journal of Heat Transfer* 124, 717–728. <http://boiling.seas.ucla.edu/BOILING/Publications/BWD2002.pdf> (Accessed April 17, 2013).
- Beaver, A., Hrnjak, P., Yin, J., Bullard, C., 2000. Effects of distribution in headers of microchannel evaporators on transcritical CO<sub>2</sub> heat pump performance. The ASME advanced energy systems division 40. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Effects+of+distribution+in+headers+of+microchannel+evaporators+on+transcritical+CO2+heat+pump+performance#0> (Accessed March 20, 2013).
- Bejan, A., 2004. *Convection heat transfer*. 3 ed. John Wiley & Sons, New Jersey, USA <http://www.lavoisier.fr/livre/notice.asp?id=OKLWR3ALRAOOWB> (Accessed March 27, 2013).
- Bergles, A., Rohsenow, W., 1964. The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer. *Journal of Heat Transfer (US)* 86, 365–372. [http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti\\_id=4652117](http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=4652117) (Accessed April 17, 2013).
- Bertsch, S., Groll, E., Garimella, S., 2008. Review and comparative analysis of studies on saturated flow boiling in small channels. *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering* 12, 187–227. <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/15567260802317357> (Accessed April 19, 2013).
- Bertsch, S.S., Groll, E. a., Garimella, S. V., 2009a. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 2110–2118. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931008006315> (Accessed July 7, 2011).
- Bertsch, S.S., Groll, E. a., Garimella, S. V., 2009b. Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in microchannels. *International Journal of Multiphase Flow* 35, 142–154. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932208001493> (Accessed July 7, 2011).
- Blasius, H., 1913. Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. *Forsch. Arb. Ing.*
- Boabaid, C.N., 1994. Análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Butterworth, D., 1975. A comparison of some void-fraction relationships for co-current gas-liquid flow. *International Journal of Multiphase Flow* 845–850. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:A+comparison+of+some+void+fraction+relationship+for+co-current+gas+liquid+flow.#0> (Accessed April 1, 2013).
- Cardoso, E., 2005. Ebulição Nucleada Confinada do FC- 72 e do FC- 87 sobre Disco de Cobre. Universidade Federal de Santa Catarina , Florianópolis - SC.

Cardoso, E.M., Kannengieser, O., Stutz, B., Passos, J.C., 2011. FC72 and FC87 nucleate boiling inside a narrow horizontal space. *Experimental Thermal and Fluid Science* 35, 1038–1045. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177711000483> (Accessed August 1, 2013).

Carey, V., 1992. *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment*. Taylor & Francis, New York, NY <http://www.lavoisier.fr/livre/notice.asp?id=RAXWO2A3OLKOWC> (Accessed March 27, 2013).

Celata, G., Cumo, M., Mariani, A., 1997. Experimental evaluation of the onset of subcooled flow boiling at high liquid velocity and subcooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40, 2879–2885. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931096003456> (Accessed April 17, 2013).

Chen, J.C., 1966. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, industrial and engineering chemistry. *Process Design and Development* 5(3), 322–329.

Chen, L., Tian, Y., Karayiannis, T., 2006. The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49, 4220–4230. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931006002250> (Accessed April 19, 2013).

Chisholm, D., 1973. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporation two-phase mixtures in smooth tubes and channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 16, 347–358.

Chisholm, D. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporation two-phase mixtures in smooth tubes and channels.

Cho, H., Cho, K., Youn, B., Kim, Y.S., 2002. Flow mal-distribution in microchannel evaporator. In: *Ninth Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue.

Choi, J.M., Payne, W.V., Domanski, P.A., 2003. Effects of Non-Uniform Refrigerant and Air Flow Distributions on Finned-Tube Evaporator Performance. In: *International Congress of Refrigeration*, Washington, DC, pp. 1–8 [http://www.bfrl.nist.gov/863/HVAC/pubs/PDF/2003\\_IIR\\_0040\\_maldistribution.pdf](http://www.bfrl.nist.gov/863/HVAC/pubs/PDF/2003_IIR_0040_maldistribution.pdf) (Accessed August 8, 2011).

Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., 1960. Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements. *Energia Nucleare* 7, 417–425. [http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti\\_id=4181977](http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=4181977) (Accessed April 1, 2013).

Coleman, J., Garimella, S., 1999. Characterization of two-phase flow patterns in small diameter round and rectangular tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42, 2869–2881. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931098003627> (Accessed April 19, 2013).

Collier, J.G., Thome, J.R., 1996. *Convective boiling and condensation*. 3 ed. Oxford University Press, USA <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Convective+boiling+and+condensation#0> (Accessed September 1, 2011).

Consolini, L., 2008. *Convective Boiling Heat Transfer in a Single Micro-Channel*. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Switzerland.

- Cooper, M.G., 1984. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling – a wide ranging examination using reduced properties. *Advances in heat transfer* 16, 157–239.
- Cornwell, K., Kew, P., 1993. Boiling in small parallel channels. In: *Energy Efficiency in Process Technology*, Elsevier Applied, pp. 624–638 [http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-011-1454-7\\_56](http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-011-1454-7_56) (Accessed March 25, 2013).
- Dário, E.R., 2008. *Ebulição convectiva do n-Pentano em um mini-canal anular*. Universidade Federal de Santa Catarina - Florianópolis - SC.
- Dario, E.R., Tadrist, L., Passos, J.C., 2013. Review on two-phase flow distribution in parallel channels with macro and micro hydraulic diameters: main results, analyses, trends. *Applied Thermal Engineering* 1–31. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113003311>.
- Davis, E., Anderson, G., 1966. The incipience of nucleate boiling in forced convection flow. *AIChE Journal* 12, 774–780. <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/aic.690120426/abstract> (Accessed April 17, 2013).
- Dittus, F., Boelter, L., 1985. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 12, 3–22. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Heat+transfer+in+automobile+radiators+of+the+tubular+type#0> (Accessed April 25, 2013).
- Dupont, V., Thome, J.R., Jacobi, A.M., 2004. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: comparison with the database. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 3387–3401. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931004000328> (Accessed June 1, 2011).
- Fei, P., Cantrak, D., Hrnjak, P., 2002. Refrigerant distribution in the inlet header of plate evaporators. *SAE World Congress 2002-01-09*. <http://papers.sae.org/2002-01-0948> (Accessed March 20, 2013).
- Felcar, H., Ribatski, G., Jabardo, J., 2007. A gas-liquid flow pattern predictive method for macro- and mini-scale round channels. In: *10th UK Heat Transfer Conference*, Edinburgh, UK <http://www.see.ed.ac.uk/~ksefiane/ukhtc2007/Session2/P8.pdf> (Accessed April 19, 2013).
- Forster, H., Zuber, N., 1955. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *AIChE Journal* 1, 531–535. <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/aic.690010425/abstract> (Accessed April 9, 2013).
- Fox, R., McDonald, A., Pritchard, P., 1998. *Introduction to fluid mechanics*. 17 ed. Wiley & Sons, Inc <http://scilab.in/files/textbooks/EswarPrasad/FM.pdf> (Accessed March 22, 2013).
- Friedel, L., 1979. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. In: *European two-phase flow group meeting*, p. Paper E <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Improved+friction+pressure+drop+correlations+for+horizontal+and+vertical+two-phase+pipe+flow#0> (Accessed April 1, 2013).
- Garimella, S., Killion, J., Coleman, J., 2002. An experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for circular microchannels. *Journal of Fluid Engineering* 124, 205–214. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsid=13591938> (Accessed April 19, 2013).

- Garimella, S., Sobhan, C., 2003. Transport in microchannels a critical review. *Annual review of heat transfer* 13, 1–50.  
<http://www.dl.begellhouse.com/pt/download/article/13be7bfb3b56998c/arht-13-001-050.pdf>  
(Accessed April 19, 2013).
- Ghiaasiaan, S., Chedester, R., 2002. Boiling incipience in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45, 4599–4606.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931002001679> (Accessed April 17, 2013).
- Giot, M., 1981. Singular pressure drops. In: *Thermohydraulics of two-phase flow systems for industrial design and nuclear engineering*, pp. 247–254.
- Gnielinsky, V., 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe channel flow. *International Journal of Chemical Engineering* 16, 359–368.
- Gonçalves, J.M., 1994. *Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.
- Goss Jr, G., 2011. *Transferência de calor e queda de pressão durante a condensação do R-134a em microcanais paralelos*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC.
- Hafner, A., 2003. Compact interior heat exchangers for CO<sub>2</sub> mobile heat pumping. NTNU.
- Hapke, I., Boye, H., Schmidt, J., 2000. Onset of nucleate boiling in minichannels. *International Journal of Thermal Sciences* 39, 505–513.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072900002064>.
- Heggs, P., Scheidat, H., 1992. Thermal performance of plate heat exchangers with flow maldistribution. *ASME - HDT* 201, 87–93.  
<http://www.csa.com/partners/viewrecord.php?requester=gs&collection=ENV&recid=1833>  
(Accessed March 20, 2013).
- Hetsroni, G., 2010. Boiling in micro-channels. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical ...* <http://versita.metapress.com/index/713T43277W5K3466.pdf> (Accessed November 26, 2012).
- Holman, J., 2001. *Experimental methods for engineers*. 7 ed. Mc Graw Hill, Singapore  
<http://batik.imtelkom.ac.id/pustaka/5332/experimental-methods-for-engineers-7-e-.html>  
(Accessed April 25, 2013).
- Horiki, S., Osakabe, M., 1999. Water Flow Distribution in Horizontal Header Contamination with Bubbles. Comparison of Conventional Header with Protruding One. *Nippon Dennetsu Shinpojiumu Koen Ronbunshu* 1, 147–148. <http://sciencelinks.jp/j-east/article/199917/000019991799A0615038.php> (Accessed July 28, 2011).
- Hrnjak, P., 2003. Two phase flow distribution in headers of parallel flow heat exchangers and its effect on performance. In: *2nd Int. Conf. on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Victoria Falls, Zambia, pp. 23–26.
- Hsu, Y., 1962. On the size range of active nucleation cavities on a heating surface. *Journal of Heat Transfer (US)*. [http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti\\_id=4793053](http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=4793053)  
(Accessed February 13, 2013).

Huai, X., Koyama, S., Zhao, T., 2004. An experimental study of flow boiling characteristics of carbon dioxide in multiport mini channels. *Applied Thermal Engineering* 24, 1443–1463. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943110300365X> (Accessed April 9, 2013).

Huo, X., Chen, L., Tian, Y., Karayiannis, T., 2004. Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes. *Applied thermal engineering* 24, 1225–1239. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431104000250> (Accessed April 9, 2013).

Huo, Y., Tian, S., Karayiannis, T., 2007. R134a flow boiling heat transfer in small diameter tubes. In: *Advances in Compact Heat Exchangers*, R.T. Edwards, pp. 95–111 <http://dspace.brunel.ac.uk/handle/2438/6400> (Accessed June 5, 2013).

Idelchik, I., Fried, E., 1994. *Handbook of hydraulic resistance*. 3 ed. CRC Press, Florida, USA [http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti\\_id=7221713](http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=7221713) (Accessed March 27, 2013).

Inasaka, F., Nariai, H., Shimura, T., 1989. Pressure drop in subcooled boiling in narrow tubes. *Heat Transfer–Japanese Research* 18, 70–82.

Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2003. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 5 ed. LTC, São Paulo, Brasil <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Fundamentos+de+transferência+de+calor+e+de+massa#0> (Accessed April 15, 2013).

Jacobi, A., Park, Y., Zhong, Y., Michna, G., Xia, Y., 2005. High performance heat exchangers for air-conditioning and refrigeration applications (non-circular tubes). Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign ARTI-21CR/, Project 20020–Phase 2. [http://www.heatpumpcentre.org/en/projects/completedprojects/annex33/publications/Documents/Jacobi hi perf ARTI-21CR605-20021-01.pdf](http://www.heatpumpcentre.org/en/projects/completedprojects/annex33/publications/Documents/Jacobi%20hi%20perf%20ARTI-21CR605-20021-01.pdf) (Accessed March 20, 2013).

Jacobi, A., Thome, J., 2002. Heat transfer model for evaporation of elongated bubble flows in microchannels. *Journal of Heat Transfer* 124, 1131–1136. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=14424655> (Accessed April 9, 2013).

Kandlikar, S., 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *Journal of heat transfer* 112, 219–228. [http://www.rit.edu/~w-taleme/Papers/Journal Papers/J010.pdf](http://www.rit.edu/~w-taleme/Papers/Journal%20Papers/J010.pdf) (Accessed April 15, 2013).

Kandlikar, S., 2002. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, 389–407. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177702001504>.

Kandlikar, S., 2001. Two-phase flow patterns, pressure drop and heat transfer during boiling in minichannel and microchannel flow passages of compact heat exchangers. *Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries* 319–334. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Two-phase+flow+patterns,+pressure+drop+and+heat+transfer+during+boiling+in+minichannel+and+microchannel+flow+passages+of+compact+heat+exchangers#2> (Accessed March 21, 2013).

Kandlikar, S., Balasubramanian, P., 2004. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. *Heat Transfer Engineering* 25, 86–93. <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/01457630490280425> (Accessed April 15, 2013).

- Kandlikar, S., Mizo, V., Cartwright, M., Ikenze, E., 1997. Bubble nucleation and growth characteristics in subcooled flow boiling of water. In: National Heat Transfer Conference, HTD-342. ASME, pp. 11–18 <https://ritdml.rit.edu/handle/1850/7496> (Accessed April 17, 2013).
- Kandlikar, S.G., 2010. Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective. *International Journal of Thermal Sciences* 49, 1073–1085. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072910000098> (Accessed July 7, 2011).
- Kattan, N., Thome, J., Favrat, D., 1998a. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1: development of a diabatic two-phase flow pattern map. *Journal of heat transfer* 120, 140–147. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=2169814> (Accessed April 15, 2013).
- Kattan, N., Thome, J., Favrat, D., 1998b. Flow boiling in horizontal tubes: Part 2: New heat transfer data for five refrigerants. *Journal of heat transfer* 120, 148–155. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=2169649> (Accessed April 15, 2013).
- Kattan, N., Thome, J., Favrat, D., 1998c. Flow boiling in horizontal tubes: Part 3: Development of a new heat transfer model based on flow pattern. *Journal of heat transfer* 120, 156–165. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=2169815> (Accessed April 15, 2013).
- Kennedy, J.E., Roach Jr., G.M., Dowling, M.F., Abdel-Khalik, S.I., Ghiaasiaan, S.M., Jeter, S.M., Quershi, Z.H., 2000. The onset of flow instability in uniformly heated horizontal microchannels. *Journal of Heat* 122, 118–126. [http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti\\_id=20067715](http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=20067715) (Accessed April 18, 2013).
- Kew, P., Cornwell, K., 1997. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering* 705–715. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431196000713> (Accessed April 9, 2013).
- Kim, N., Sim, Y., Min, C., 2004. Convective Boiling of R-22 in a Flat Extruded Aluminum Multi-Port Tube. In: 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, USA, pp. 507–514 <http://link.aip.org/link/abstract/ASMECP/v2004/i41642/p507/s1> (Accessed April 9, 2013).
- Koyama, S., Kuwahara, K., Shinmura, E., Ikeda, S., 2001. Experimental study on flow boiling of carbon dioxide in a horizontal small diameter tube. In: in Proceedings of IIR Commission B1 Meeting, Paderborn, Germany, pp. 526– 533 <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Experimental+study+on+flow+boiling+of+carbon+dioxide+in+a+horizontal+small+diameter+tube,#0> (Accessed April 9, 2013).
- Kuo, C., Peles, Y., 2008. Flow boiling instabilities in microchannels and means for mitigation by reentrant cavities. *Journal of Heat Transfer* 130, 1–9. [http://www.rpi.edu/~pelesy/lib/manuscripts/JHT\\_instabilities.pdf](http://www.rpi.edu/~pelesy/lib/manuscripts/JHT_instabilities.pdf) (Accessed February 13, 2013).
- Kuo, C., Peles, Y., 2009. Flow boiling of coolant (HFE-7000) inside structured and plain wall microchannels. *Journal of Heat Transfer* 131, 1–9. [http://www.rpi.edu/~pelesy/lib/manuscripts/JHT\\_2009\\_Ray.pdf](http://www.rpi.edu/~pelesy/lib/manuscripts/JHT_2009_Ray.pdf) (Accessed April 18, 2013).
- Lalot, S., Florent, P., Lang, S., Bergles, A., 1999. Flow maldistribution in heat exchangers. *Applied thermal engineering* 19, 847–863. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431198000908> (Accessed August 8, 2011).

- Lazarek, G., Black, S., 1982. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 25, 945–960. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931082900709> (Accessed April 1, 2013).
- Lee, H.J., Lee, S.Y., 2001a. Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios. *International Journal of Multiphase Flow* 27, 2043–2062. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932201000544>.
- Lee, H.J., Lee, S.Y., 2001b. Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights. *International Journal of Multiphase Flow* 27, 783–796. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301932200000501> (Accessed April 2, 2013).
- Lee, J., Kim, M., Kaviany, M., Son, S., 2011. Bubble nucleation in microchannel flow boiling using single artificial cavity. *Journal of Heat and Mass Transfer* 54, 5139–5148. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793101100487X> (Accessed April 18, 2013).
- Lee, J., Mudawar, I., 2009. Critical heat flux for subcooled flow boiling in micro-channel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 3341–3352. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931009000520> (Accessed July 7, 2011).
- Lee, J., Mudawar, I., 2005a. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I?pressure drop characteristics. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 928–940. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S001793100400420X> (Accessed July 7, 2011).
- Lee, J., Mudawar, I., 2005b. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II?heat transfer characteristics. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 941–955. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931004004211> (Accessed July 7, 2011).
- Lee, J.K., Lee, S.Y., 2004. Distribution of two-phase annular flow at header-channel junctions. *Experimental thermal and fluid science* 28, 217–222. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177703000426> (Accessed July 28, 2011).
- Lee, P., Garimella, S., 2008. Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop in silicon microchannel arrays. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 789–806. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931007003274> (Accessed July 7, 2011).
- Lee, P., Garimella, S., Liu, D., 2005. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 1688–1704. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931005000074> (Accessed July 7, 2011).
- Lee, P., Tseng, F., Pan, C., 2004. Bubble dynamics in microchannels. Part I: single microchannel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 5575–5589. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931004002844> (Accessed July 7, 2011).
- Li, J., Cheng, P., 2004. Bubble cavitation in a microchannel. *International journal of heat and mass transfer* 47, 2689–2698. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931003006513> (Accessed April 17, 2013).
- Liao, S.J., 2002. An analytic approximation of the drag coefficient for the viscous flow past a sphere. *International Journal of Non-Linear Mechanics* 37, 1–18.

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020746200000925> (Accessed March 22, 2013).

Lie, Y.M., Su, F.Q., Lai, R.L., Lin, T.F., 2008. Experimental study of evaporation pressure drop characteristics of refrigerants R-134a and R-407C in horizontal small tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 294–301.

<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931007003018> (Accessed July 7, 2011).

Lin, S., Kew, P., Cornwell, K., 2001. Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube. *International Journal of Refrigeration* 24, 51–56.

<http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:two+phase+flow+regimes+and+heat+transfer+in+small+tubes+and+channels#0> (Accessed April 2, 2013).

Lin, S., Kwok, C., Li, R., Chen, Z., Chen, Z., 1992. Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes. *Int. J. Multiphase Flow* 17, 95–102.

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/030193229190072B> (Accessed March 28, 2013).

Liu, D., Lee, P., Garimella, S., 2005. Prediction of the onset of nucleate boiling in microchannel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 5134–5149.

<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931005004837> (Accessed July 7, 2011).

Lockhart, R., Martinelli, R., 1949. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog* 39–48. <http://dns2.asia.edu.tw/~ysho/YSHO-English/1000 CE/PDF/Che Eng Pro45, 39.pdf> (Accessed March 28, 2013).

Martincallizo, C., Palm, B., Owhaib, W., 2007. Subcooled flow boiling of R-134a in vertical channels of small diameter. *International Journal of Multiphase Flow* 33, 822–832.

<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932207000262> (Accessed July 7, 2011).

Martinelli, R.C., Nelson, D.B., 1964. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water. *Trans. ASME* 70 695–702.

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/001793106490002X> (Accessed March 28, 2013).

McAdams, W., Woods, W., Heroman, L., 1942. Vaporization inside horizontal tubes-II-benzene-oil mixtures. *Trans. ASME* 64, 193.

<http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:vaporization+inside+horizontal+tubes++II++benzene+oil+mixtures#0> (Accessed April 1, 2013).

Mehendal, S.S., Jacobi, A.M., Shah, R.K., 2000. Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design. *Applied Mechanics* 53, 175–193.

<http://adsabs.harvard.edu/abs/2000ApMRv..53..175M> (Accessed April 9, 2013).

Mishima, K., Hibiki, T., 1996. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes. *International Journal of Multiphase Flow* 703–712.

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301932296000109> (Accessed April 1, 2013).

Mishra, U., Singh, J., 2007. *Semiconductor Device Physics and Design* (Series on Integrated Circuits and Systems).

Mueller, A.C., 1987. Effects of some types of maldistribution on the performance of heat exchangers. *Heat transfer engineering* 8, 75–86.

<http://www.informaworld.com/openurl?genre=article&doi=10.1080/01457638708962795&magic=crossref||D404A21C5BB053405B1A640AFFD44AE3> (Accessed August 8, 2011).



- Mueller, A.C., Chiou, J.P., 1988. Review of various Types of Flow Maldistribution in Heat Exchangers. *Heat Transfer Engineering* 9, 36–50.  
<http://www.informaworld.com/openurl?genre=article&doi=10.1080/01457638808939664&magic=crossref||D404A21C5BB053405B1A640AFFD44AE3> (Accessed July 27, 2011).
- Müller-Steinhagen, H., Heck, K., 1986. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chemical Engineering and Processing* 20, 297–308.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0255270186800083> (Accessed April 1, 2013).
- Muwanga, R., Hassan, I., 2007. A flow boiling heat transfer investigation of FC-72 in a microtube using liquid crystal thermography. *Journal of heat transfer* 129, 977–987.  
<http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=19070985> (Accessed April 9, 2013).
- Okawa, T., 2012. Onset of Nucleate Boiling in Mini and Microchannels: a Brief Review. *Frontiers in Heat and Mass Transfer* 3.  
[https://www.thermalfluidscentral.org/journals/index.php/Heat\\_Mass\\_Transfer/article/view/220](https://www.thermalfluidscentral.org/journals/index.php/Heat_Mass_Transfer/article/view/220) (Accessed April 18, 2013).
- Ong, C., Thome, J., 2011. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1—Two-phase flow patterns and film thickness measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science* 35, 37–47. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177710001500> (Accessed August 2, 2013).
- Osakabe, M., Hamada, T., Horiki, S., 1999. Water flow distribution in horizontal header contaminated with bubbles. *International Journal of Multiphase Flow* 25, 827–840.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932298000676>.
- Owhaib, W., Martin-Callizo, C., Palm, B., 2004. Evaporative heat transfer in vertical circular microchannels. *Applied Thermal Engineering* 24, 1241–1253.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431104000249> (Accessed April 3, 2013).
- Owhaib, W., Palm, B., 2003. Flow boiling heat transfer in a vertical circular microchannel tube. In: Eurotherm Seminar No. 72, Valencia, Spain.
- Pamitran, A., Choi, K., Oh, J., Oh, H., 2003. Effect on boiling heat transfer of horizontal smooth microchannel for R410A and R407C. In: 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, USA <http://www.angelfire.com/pro/pamitran/ICR0072a.doc> (Accessed April 9, 2013).
- Passos, J.C., Reinaldo, R.F., 1999. Analysis of Pool Boiling within Smooth and Grooved Tubes. In: Eurotherm Seminar No 63 - Single and Two-Phase Natural Circulation, Editore Genovaviva, Gênova, pp. 199–208.
- Payne, W., Domanski, P., 2003. Potential benefits of smart refrigerant distributors. Tech. rep. ARTI-21CR/.  
<http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Potential+benefits+of+smart+r+efrigerant+distributors#0> (Accessed March 20, 2013).
- Pettersen, J., 2004. Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science* 28, 111–121. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177703000293> (Accessed April 9, 2013).

Pettersen, J., Aflekt, K., Skaugen, G., 2000. Optimization of extruded-tube evaporator for R134a: Circuiting and effect of liquid distribution. Tech. rep. SINTEF - Energy Research, Trondheim - Norway.

Phillips, R., 1987. Forced convection, liquid cooled, microchannel. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1987.

Qi, S., Zhang, P., Wang, R., Xu, L., 2007a. Flow boiling of liquid nitrogen in micro-tubes: Part II—Heat transfer characteristics and critical heat flux. *Journal of Heat and Mass Transfer* 50, 5017–5030. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793100700542X> (Accessed April 9, 2013).

Qi, S., Zhang, P., Wang, R., Xu, L., 2007b. Flow boiling of liquid nitrogen in micro-tubes: Part I—The onset of nucleate boiling, two-phase flow instability and two-phase flow pressure drop. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, 4999–5016. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931007005431> (Accessed April 18, 2013).

Qu, W., Mudawar, I., 2003a. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—II. Annular two-phase flow model. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 2773–2784. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931003000425> (Accessed July 7, 2011).

Qu, W., Mudawar, I., 2003b. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 2737–2753. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931003000449> (Accessed March 28, 2013).

Qu, W., Mudawar, I., 2002. Prediction and measurement of incipient boiling heat flux in micro-channel heat sinks. *International Journal of heat and mass transfer* 45, 3933–3945. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931002001060> (Accessed April 17, 2013).

Quibén, J.M., Cheng, L., Silva Lima, R.J. da, Thome, J.R., 2009. Flow boiling in horizontal flattened tubes: Part I – Two-phase frictional pressure drop results and model. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 3634–3644. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931009001562> (Accessed July 7, 2011).

Ravigururajan, T., 1998. Impact of channel geometry on two-phase flow heat transfer characteristics of refrigerants in microchannel heat exchangers. *Journal of Heat Transfer* 120, 485–491. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=2259248> (Accessed April 9, 2013).

Revellin, R., Dupont, V., Ursenbacher, T., Thome, J., Zun, I., 2006. Characterization of diabatic two-phase flows in microchannels: Flow parameter results for R-134a in a 0.5mm channel. *International Journal of Multiphase Flow* 32, 755–774. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932206000541> (Accessed October 25, 2011).

Revellin, R., Thome, J., 2007a. A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels. *Journal of Micromechanics and Microengineering* ... 17, 788–796. <http://iopscience.iop.org/0960-1317/17/4/016> (Accessed April 17, 2013).

Revellin, R., Thome, J., 2007b. Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28, 63–71. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142727X06001342> (Accessed July 7, 2011).

Revellin, R., Thome, J.R., 2007c. Adiabatic two-phase frictional pressure drops in microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 31, 673–685. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177706001166> (Accessed September 29, 2011).

Ribatski, G., Wojtan, L., Thome, J., 2006. An analysis of experimental data and prediction methods for two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer in micro-scale channels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 31, 1–19. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177706000094> (Accessed May 3, 2011).

Rong, X., Kawaji, M., Burgers, J., 1995. Two-phase header flow distribution in a stacked plate heat exchanger. *ASME/JSME FED-Gas Liquid Flows* 225, 115–122. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Two-Phase+Header+Flow+Distribution+in+a+Stacked+Plate+Heat+Exchanger#0> (Accessed March 20, 2013).

Rosa, E.S., 2012. *Escoamento Multifásico Isotérmico*. Bookman, Porto Alegre.

Saba, N., Lahey, R., 1984. The analysis of phase separation phenomena in branching conduits. *International journal of multiphase flow* 10, 1–20. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301932283900575> (Accessed March 20, 2013).

Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E., 2005. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 4973–4984. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931005004011> (Accessed April 3, 2013).

Saraceno, L., Celata, G.P., Furrer, M., Mariani, a., Zummo, G., 2012. Flow boiling heat transfer of refrigerant FC-72 in microchannels. *International Journal of Thermal Sciences* 53, 35–41. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072911003371> (Accessed June 4, 2013).

Sato, T., Matsumura, H., 1964. On the conditions of incipient subcooled-boiling with forced convection. *Bulletin of JSME* 7, 392–398. <http://ci.nii.ac.jp/naid/110002363061/> (Accessed April 17, 2013).

Sharma, P., Lee, A., Harrison, T., Martin, E., Neighbors, K., 1996. Effect of pressure and heat flux on bubble departure diameters and bubble emission frequency. <http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=ADA320986> (Accessed June 5, 2013).

Shiferaw, D., Karayiannis, T., Kenning, D., 2009. Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: Experimental results and comparison with model. *International Journal of Thermal Sciences* 48, 331–341. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072908000501> (Accessed July 7, 2011).

Sobhan, C., Garimella, S., 2001. A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels. *Microscale Thermophysical Engineering* 5, 293–311. <http://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/10893950152646759> (Accessed April 19, 2013).

Song, S., Bullard, C., 2002. Experimental and simulation analysis of microchannel evaporators. University of Illinois Tech. Rep. <http://www.ideals.illinois.edu/handle/2142/13406> (Accessed March 20, 2013).

- Steiner, D., Taborek, J., 1992. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model. *Heat Transfer Engineering* 43–69.  
<http://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/01457639208939774> (Accessed April 15, 2013).
- Stott, S., Bullard, C., Dunn, W., 1999. Experimental analysis of a minimum-TEWI air conditioner prototype. Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign ACRC Contract Report 21. <http://www.ideals.illinois.edu/handle/2142/13328> (Accessed August 8, 2011).
- Sumith, B., Kaminaga, F., Matsumura, K., 2003. Saturated flow boiling of water in a vertical small diameter tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 27, 789–901.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177702003175> (Accessed April 9, 2013).
- Sun, L., Mishima, K., 2009. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels. *International Journal of Multiphase Flow* 35, 47–54.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932208001328> (Accessed July 7, 2011).
- Suo, M., Griffith, P., 1963. Two phase flow in capillary tubes. *J. Basic Engineering* 9, 576–582.  
<http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=AD0402012> (Accessed April 19, 2013).
- Taitel, Y., Dukler, A., 1976. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE Journal* 22, 47–55.  
<http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/aic.690220105/abstract> (Accessed April 19, 2013).
- Thom, J., 1966. Boiling in sub-cooled water during flow up heated tubes or annuli. In: *Symposium on Boiling Heat Transfer in Steam Generating Units and Heat Exchangers*, Manchester, UK <http://ci.nii.ac.jp/naid/10020189002/> (Accessed April 18, 2013).
- Thome, J., 2004a. Boiling in microchannels: a review of experiment and theory. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 25, 128–139.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142727X03001371> (Accessed July 7, 2011).
- Thome, J., 2004b. Two-phase flow and flow boiling in microchannels. In: *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube Inc., pp. 1–75 [http://ghajar.ceat.okstate.edu/pub\\_pdfs/Ghajar\\_Engineering Data Book III\\_Chapter 5.pdf](http://ghajar.ceat.okstate.edu/pub_pdfs/Ghajar_Engineering_Data_Book_III_Chapter_5.pdf) (Accessed April 9, 2013).
- Thome, J., 2004c. Two-phase flow patterns. In: *Engineering data book III*, Wolverine, pp. 1–21 [http://ghajar.ceat.okstate.edu/pub\\_pdfs/Ghajar\\_Engineering Data Book III\\_Chapter 5.pdf](http://ghajar.ceat.okstate.edu/pub_pdfs/Ghajar_Engineering_Data_Book_III_Chapter_5.pdf) (Accessed March 10, 2013).
- Thome, J., Celata, G., Jacobi, A., Zun, I., 2010. **FUNDAMENTALS OF MICROSCALE HEAT TRANSFER: BOILING, CONDENSATION, SINGLE AND TWO-PHASE FLOWS.**
- Thome, J., Dupont, V., Jacobi, A., 2004. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model. *Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 3375–3385.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931004000316> (Accessed April 9, 2013).
- Thome, J.R., 2007. Boiling Heat Transfer Inside Plain Tubes. In: *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube, Inc., pp. 1–29.
- Tompkins, D., Newell, T., Hrnjak, P., 2002a. Single Phase, Two-Phase Modeling; X-Ray Visualization for a Microchannel Manifold Distribution System. *Air Conditioning and*

- Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign TR-206.  
<http://www.ideals.illinois.edu/handle/2142/12125> (Accessed July 28, 2011).
- Tompkins, D., Yoo, T., Hrnjak, P., Newell, T., Cho, K., 2002b. Flow distribution and pressure drop in micro-channel manifolds. Ninth Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference. <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1553&context=iracc> (Accessed March 20, 2013).
- Tran, T., Wambsganss, M., France, D., 1996. Small circular-and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *International Journal of ...* 22, 485–498.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030193229600002X> (Accessed April 2, 2013).
- Triplett, K., Ghiaasiaan, S., Abdel-Khalik, S.I., Sadowski, D.L., 1999. Gas–liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns. *International Journal of Multiphase Flow* 25, 377–394. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932298000548> (Accessed April 19, 2013).
- Wambsganss, M.W., France, D.M., Jendrzejczyk, J.A., Tran, T.N., 1993. Boiling heat transfer in a small-diameter tube. *Journal of Heat Transfer* 115, 963–972.
- Warrier, G., Dhir, V., Momoda, L., 2002. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, 53–64.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177702001073>.
- Watanabe, M., Katsuta, M., Nagata, K., 1995. Two-phase flow distribution in multi-pass tube modeling serpentine type evaporator. In: *Proceedings of ASME/JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 2*, pp. 35–42  
<http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Two-phase+flow+distribution+in+multi-pass+tube+modeling+serpentine+type+evaporator#0>  
 (Accessed July 28, 2011).
- Wen, D.S., Yan, Y., Kenning, D.B.R., 2004. Saturated flow boiling of water in a narrow channel: time-averaged heat transfer coefficients and correlations. *Applied Thermal Engineering* 24, 1207–1223. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431104000262> (Accessed July 7, 2011).
- Wojtan, L., Revellin, R., Thome, J., 2006. Investigation of saturated critical heat flux in a single, uniformly heated microchannel. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30, 765–774.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177706000288> (Accessed July 7, 2011).
- Wu, H., Cheng, P., Wang, H., 2006. Pressure drop and flow boiling instabilities in silicon microchannel heat sinks. *Journal of Micromechanics and Microengineering* 16(10), 2138–2146.  
<http://iopscience.iop.org/0960-1317/16/10/030> (Accessed April 18, 2013).
- Wu, X., Webb, R.L., 2002. Thermal and hydraulic analysis of a brazed aluminum evaporator. *Applied thermal engineering* 22, 1369–1390.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431102000583> (Accessed August 8, 2011).
- Yan, Y., Lin, T., 1998. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41, 4183–4194.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931098001276> (Accessed March 28, 2013).

- Yang, C.Y., Shieh, C.C., 2001. Flow Pattern of Air-Water and Two-Phase R134a in Small Circular Tubes. *International Journal of Multiphase Flow* 27, 1163–1177.
- Yang, Y., Fujita, Y., 2004. Flow boiling heat transfer and flow pattern in rectangular channel of mini-gap. In: 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, USA, pp. 573–580 <http://link.aip.org/link/abstract/ASMECP/v2004/i41642/p573/s1> (Accessed April 9, 2013).
- Yoo, T., Hrnjak, P., Newell, T., 2002. An Experimental Investigation of Two-Phase Flow Distribution in Microchannel Manifolds. Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign TR-207. <https://www.ideals.illinois.edu/handle/2142/12126> (Accessed August 9, 2011).
- Yu, W., France, D., Wambsganss, M., Hull, J., 2002. Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube. *International Journal of Multiphase Flow* 28, 927–941. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301932202000198> (Accessed April 9, 2013).
- Yun, R., Heo, J., Kim, Y., Chung, J., 2004. Convective boiling heat transfer characteristics of R410A in microchannels. In: 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, West Lafayette, USA <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1654&context=iracc> (Accessed April 9, 2013).
- Yun, R., Kim, Y., Kim, M.S., 2005. Convective boiling heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 235–242. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931004003849> (Accessed November 30, 2011).
- Zangari, J.M., 1998. Avaliação experimental do desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC.
- Zhang, J., Manglik, R.M., 2005. Additive Adsorption and Interfacial Characteristics of Nucleate Pool Boiling in Aqueous Surfactant Solutions. *Journal of Heat Transfer* 127, 684. <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1447927> (Accessed June 11, 2013).
- Zhang, M., Webb, R., 2001. Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science* 25, 131–139. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177701000668> (Accessed April 2, 2013).
- Zhang, W., Hibiki, T., Mishima, K., 2004. Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 5749–5763. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931004003369> (Accessed July 7, 2011).
- Zietlow, D., Campagna, M., Dias, J., 2002. Innovative experimental apparatus to measure liquid flow distribution in two-phase flow occurring in the manifolds of compact heat exchangers. *ASHRAE Transactions*. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177703000426> (Accessed March 20, 2013).

## Apêndice A – Calibração e determinação da Incerteza padrão dos termopares

---

A pesquisa experimental do processo de ebulição visando à obtenção do coeficiente de transferência de calor defronta-se, com frequência, com a dificuldade de precisão na medição das diferenças entre a temperatura de saturação do fluido e a temperatura da superfície do tubo, pois essa diferença é, em geral, muito pequena. Este trabalho utiliza termopares dos tipos E, ambos com diâmetro de  $0,5\text{ mm}$ . O cálculo da incerteza é mostrado na neste apêndice. Foi levantada a curva de calibração de todos os termopares utilizados na bancada.

Um termopar é uma junta entre dois metais diferentes, e é usado como forma de medir a temperatura no local onde se encontra a junta. Um termopar funciona devido ao efeito Seebeck, onde um condutor exposto a um gradiente térmico gera uma voltagem. Para poder transformar essa voltagem em temperatura, utiliza-se uma junta de dois condutores diferentes, neste caso, cromel e constantan (tipo E). Isso gera uma diferença de voltagem, que aumenta com a temperatura. No princípio de funcionamento de um termopar, uma das junções é colocada em contato com a temperatura a medir e a outra a uma temperatura de referência.

As juntas frias dos TPs estão, normalmente, dentro dos sistemas de aquisição de dados, o que é um grande problema, visto que esses equipamentos possuem apenas um sensor de temperatura no seu interior. E como os multiplexadores são formados por vários elementos que liberam calor, a temperatura no seu interior é variável. Esse fator mascara alguns dados de temperatura medidos, pois a temperatura de referência medida pelo multiplexador nem sempre é a temperatura exata da junta fria. Com o intuito de se evitar esse problema, utilizam-se extensões dos terminais do multiplexador, feitas de fios de cobre (mesmo material dos bornes do sistema de aquisição de dados). Assim, a junta fria do termopar passa a ser formada na extremidade da extensão. Cada termopar foi, então, ligado às extensões, que por sua vez foram conectadas aos terminais do multiplexador. As juntas frias são todas inseridas dentro de um pequeno tubo de cobre, com a intenção de garantir que todas as junções permaneçam na mesma temperatura. Tais conexões são deixadas à temperatura ambiente. A diferença entre as temperaturas das juntas quente (local onde se deseja medir) e fria (localizada no interior do tubo de cobre) é função da diferença de potencial entre os fios do TP. Por experiência, sabe-se que para uma faixa de temperatura pequena ( $60^{\circ}\text{C}$ , por exemplo), essa função é quase linear. Assim utilizares no processor de calibração equações de terceiro grau, conforme equação (A.1).

$$T - T_{amb} = f(V) = aV^3 + bV^2 + cV + d \quad (\text{A.1})$$

onde  $T$  e  $T_{amb}$  são as temperaturas que se deseja obter (junta quente) e do ambiente (junta fria), respectivamente. Onde  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$  representam os coeficientes da curva.

Outro termopar, do mesmo tipo do utilizado na medição, tem a junta quente inserida no interior de uma garrafa térmica, cujo conteúdo é uma mistura de gelo e água destilados. Essa mistura é utilizada, pois sua temperatura é conhecida ( $0^\circ\text{C}$ ). Esse é o termopar de referência, e a diferença de temperatura entre o ambiente e a garrafa é função da diferença de potencial,  $V_o$ , e representada pela equação (A.2).

$$T_{amb} - T_o = f(V_o) = a_oV_o^3 + b_oV_o^2 + c_oV_o + d_o \quad (\text{A.2})$$

Somando-se as equações (A.1) e (A.2) e substituindo-se o valor de  $T_o = 0^\circ\text{C}$ , resultando na

$$T = f(V) - f(V_o) = a_oV_o^3 + b_oV_o^2 + c_oV_o + d_o + aV^3 + bV^2 + cV + d \quad (\text{A.3})$$

Ou seja, a temperatura que se deseja obter,  $T$ , é função apenas das tensões medidas e dos coeficientes das curvas de cada termopar. Pelo conhecimento adquirido no laboratório, sabe-se que termopares do mesmo tipo apresentam o mesmo coeficiente angular (diferenças da ordem de  $0,1\%$ ). Assim, considerando:  $a = a_o = a_T$ ;  $b = b_o = b_T$ ;  $c = c_o = c_T$  e  $d = d_o = d_T$ , podemos reescrever a equação (A.3) na forma da equação (A.4).

$$T_{pol} = a_T(V - V_o)^3 + b_T(V - V_o)^2 + c_T(V - V_o) + d_T \quad (\text{A.4})$$

Dessa forma, obtêm-se uma equação para a temperatura que é função apenas das DDPs medidas nos termopares e dos coeficientes:  $a_T$ ;  $b_T$ ;  $c_T$  e  $d_T$ . Precisa-se, então, apenas calibrar os termopares para encontrar os coeficientes das curvas. Para isso, todos os termopares foram colocados no interior de um béquer contendo um termômetro de bulbo calibrado, água destilada e um misturador, para homogeneizar a temperatura do conjunto. Este béquer foi inserido em um banho térmico, com temperatura ajustável. Os coeficientes  $a_T$ ;  $b_T$ ;  $c_T$  e  $d_T$  são determinados variando-se as temperaturas do banho térmico a cada  $5^\circ\text{C}$ . A faixa de calibração utilizada foi entre  $0,0$  e  $80,0^\circ\text{C}$ .

## A1. Incerteza dos Termopares

Devido às imperfeições dos equipamentos e do procedimento, a temperatura calculada através do polinômio pode não corresponder precisamente à medição real. As fontes de incerteza envolvidas no procedimento de calibração descrito na seção anterior são as seguintes:

- Incerteza do termômetro de bulbo,  $u(T_{bu})$ ;



- Incerteza do polinômio,  $u(T_{pol})$ ;
- Incerteza do sistema de aquisição de dados,  $u(T_{aq})$ .

Algumas fontes, por representarem valores muito pequenos de incerteza ou elevada dificuldade na sua estimativa, foram desconsideradas nesse trabalho.

A incerteza do termômetro é a combinação das incertezas de sua calibração ( $0,05^{\circ}C$  segundo certificado) e sua resolução ( $0,05/\sqrt{3}$ ) =  $0,03^{\circ}C$ , cuja menor divisão de escala é de  $1,0^{\circ}C$ . Assim,  $u(T_{bu})=0,06^{\circ}C$ .

O polinômio obtido para cada termopar, equação (A.4) com seus devidos coeficientes, apresenta um pequeno desvio do valor real medido pelo termômetro. Sua incerteza pode ser estimada pelo desvio padrão entre os resíduos, que são as diferenças das temperaturas indicada pelo termômetro de bulbo,  $T_{bu}$ , e a obtida pelo polinômio,  $T_{pol}$ , para os dados de tensão medidos a partir da equação (A.5).

$$u(T_{pol}) = T_{bu} - T_{pol} \quad (A.5)$$

As médias das incertezas relativas aos polinômios dos termopares foram de  $u(T_{pol})=0,05^{\circ}C$ .

A aquisição de dados foi feita utilizando o multiplexador AGILENT 34790A. Segundo o fabricante, a incerteza relativa à medição de tensão para a faixa utilizada ( $0-100\text{ mV}$ ) é determinada pela equação (A.6).

$$u(V) = 0,05\%V_m + 4 \times 10^{-6} \quad (A.6)$$

onde  $V_m$  é a tensão medida em Volts.

Todavia, essa é a incerteza da tensão, cuja unidade, no caso, é em volts. Para obter o valor de  $u(T_{aq})$  deve-se utilizar o conceito de incerteza propagada. Assim, sabendo-se que a temperatura é função da diferença entre as tensões do TP que se deseja calibrar e do TP de referência:

$$u(T_{aq}) = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{eq}}{\partial V} u(V)\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{pol}}{\partial V_o} u(V_o)\right)^2} \quad (A.7)$$

onde  $T_{eq}$ ,  $V$  e  $V_o$  representam o polinômio obtido no processo de calibração, as tensões medidas nos termopares cuja temperatura deseja-se saber e de referência, respectivamente. Os valores médios de incerteza obtidos devido ao erro do multiplexador, para os termopares foi de  $u(T_{aq})= 0,06^{\circ}C$ .

Pode-se, então, obter a incerteza padrão combinada na medição de temperatura a partir da equação (A.8).

$$u(T_{aq}) = \sqrt{(u(T_{aq}))^2 + (u(T_{pol}))^2 + (u(T_{bu}))^2} \quad (\text{A.8})$$

O resultado de incerteza média obtido para os termopares foi de  $u_c(T) = 0,10^\circ\text{C}$ . Para um intervalo de confiança de 95%, a incerteza expandida dos termopares pode ser obtida multiplicando-se a incerteza padrão combinada pelo coeficiente de student,  $t=2$ . Assim, a incerteza expandida da medição de temperatura é  $U(T)=0,20^\circ\text{C}$ .

## Apêndice B – Análise de Incertezas da ebulição em micro-canais

---

Todos os resultados de medições são afetados por erros que devem ser tratados de forma conveniente. Considerando que os erros não podem ser perfeitamente conhecidos, podemos afirmar que os resultados carregam uma dúvida (incerteza).

Para obter informações confiáveis, o resultado da medição deve ser acompanhado da respectiva incerteza. É necessário o detalhamento dos procedimentos que levam a determinação do resultado da medição, que é composto de um valor central, o resultado base, e de uma faixa que quantifica a incerteza de medição em um determinado nível de confiança.

As grandezas específicas submetidas às medições, ou mensurando, podem ser classificadas em: variáveis e invariáveis. No caso de fluidos escoando, existem flutuações de velocidade e de pressão devido natureza turbulenta da maioria dos escoamentos, por isso os parâmetros a serem medidos se caracterizam como grandezas variáveis. Mais especificamente, em escoamentos bifásicos, devido à alta instabilidade da interface líquido/gás, descontinuidade dos meios líquidos e gasosos, assim como outros efeitos, parâmetros como pressão, velocidade e coeficiente de transferência de calor são tomados como grandezas variáveis. Portanto, os parâmetros de escoamento medidos neste trabalho são analisados como mensurandos variáveis.

A verificação das incertezas ocorre de duas formas: avaliação tipo A e avaliação tipo B. Sendo que a avaliação tipo A é aquela que utiliza a análise estatística em uma série de observações. Já a avaliação tipo B recolhe dados da incerteza provenientes de outros meios que não a análise estatística, como certificados, dados do fabricante, resolução, estabilidade de indicação no tempo, condições ambientais, constantes retiradas de livros, tabelas e afins. Portanto aqui, neste apêndice faremos uma avaliação do tipo A.

O trabalho apresentado a seguir trata-se do procedimento dos cálculos das incertezas experimentais segundo Holman (2001). Este método de tratamento das incertezas é semelhante aos utilizados por Cardoso (2005), Dário (2008) e Goss Jr (2011).

### B1. Incerteza da Temperatura do fluido na região bifásica

A temperatura do fluido na região bifásica é calculada em função da pressão local do fluido, ou seja:

$$T_f = f(p_z) \quad (\text{B.1})$$

A equação (B.2) representa a curva de temperatura de saturação em função da pressão, determina utilizando o software EES. A faixa de valores utilizada para a obtenção de cada curva levou em conta a queda de pressão máxima obtida entre todos os testes.

$$T_f = 5,02 \times 10^{-2} p_{ent} - 8,44 \quad (\text{B.2})$$

A pressão local do fluido,  $p_z$ , é a pressão do fluido na entrada da seção subtraída da queda de pressão entre a entrada e o local onde se está avaliando a pressão,  $p$ . Para facilitar o cálculo será considerada que essa parcela de queda de pressão é a queda de pressão total no escoamento bifásico no interior micro canal,  $\Delta p$ , ou seja:

$$p_z = p_{ent} - \Delta p \quad (\text{B.3})$$

Assim, pode-se estimar que a incerteza relativa à pressão local do fluido no interior dos micro-canais da seguinte forma:

$$u(p_z) = \sqrt{(u(p_{ent}))^2 + (u(\Delta p))^2} \quad (\text{B.4})$$

onde  $u(p_{ent})$  e  $u(\Delta p)$  são respectivamente as incertezas dos transdutor de pressão absoluto e diferencial, definidos na Tabela 4.5. Logo, a incerteza relativa à temperatura do fluido,  $u(T_f)$ , utilizando o conceito de propagação de incerteza é:

$$u(T_f) = \left| \left( \frac{\partial T_f}{\partial p_z} u(p_z) \right) \right| \quad (\text{B.5})$$

onde o termo  $\partial T_f / \partial p_z$  refere-se a derivada da equação (B.2).

## B2. Incerteza na temperatura da parede, $T_{w,i}$

A temperatura da parede é a temperatura da superfície do tubo de cobre que está em contato com o fluido de trabalho. A temperatura indicada pelo termopar, no entanto, está posicionado em uma ranhura no interior do tubo de cobre. Dessa forma, a temperatura de parede,  $T_{w,i}$  pode ser determinada pela equação (B.6), admitindo-se que a distribuição de calor é uniforme na parede do tubo.

$$T_{w,i} = T_w - q'' \gamma \quad (\text{B.6})$$

onde  $T_{w,i}$  e  $\gamma$  são a temperatura medida pelo termopar no interior do tubo de cobre e a resistência térmica à condução de calor, respectivamente. Esta última é dada por:

$$\gamma = \frac{e}{k_{sol}} \quad (\text{B.7})$$

onde  $e$  é a espessura da camada de cobre entre o local de onde os termopares estão fixados,  $T_w$ , e da temperatura requerida,  $T_{w,i}$ , e  $k_{sol}$  é a condutividade térmica do cobre.

Logo, como vamos considerar a incerteza das propriedades com sendo nulas, a incerteza da resistência,  $u(\gamma)$ , é definida como:

$$u(\gamma) = \left| \frac{\partial \gamma}{\partial e} u(e) \right| = \frac{u(e)}{k_{sol}} \quad (\text{B.8})$$

A potência elétrica dissipada, por efeito Joule, pela resistência elétrica é calculada como:

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (\text{B.9})$$

onde  $P$  é a potência dissipada em  $W$ ,  $R$  a resistividade da resistência elétrica em ohms e  $V$  a tensão elétrica aplicada em Volts.

E sua incerteza é:

$$u(P) = \sqrt{\left( \frac{\partial P}{\partial V} u(V) \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial R} u(R) \right)^2} = \sqrt{\left( \frac{2V}{R} u(V) \right)^2 + \left( \frac{V^2}{R^2} u(R) \right)^2} \quad (\text{B.10})$$

sendo  $u(P)$  a incerteza de  $P$ ,  $u(V)$  a incerteza de  $V$ , definida na Tabela 4.5, e  $u(\gamma)$  a incerteza de  $\gamma$ .

Assim, para a incerteza de  $T_{w,i}$  tem-se:

$$u(T_{w,i}) = \sqrt{\left( \frac{\partial T_{w,i}}{\partial T_w} u(T_w) \right)^2 + \left( \frac{\partial T_{w,i}}{\partial \gamma} u(\gamma) \right)^2 + \left( \frac{\partial T_{w,i}}{\partial q''} u(q'') \right)^2} \quad (\text{B.11})$$

onde  $u(q'')$  é a incerteza do fluxo de calor,  $q''$ , definida pela equação (B.19).

### B3. Incerteza da Velocidade mássica (G)

A velocidade mássica é determinada pela equação:

A incerteza da área da seção transversal,  $u(A_{Tr})$  é:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{Tr}} \quad (\text{B.12})$$

$$u(A_{Tr}) = \frac{\pi 2 d_i}{4} u(d_i) \quad (\text{B.13})$$

onde  $d_i$  e  $u(d_i)$  são respectivamente o diâmetro interno do canal e a sua incerteza de medição, definida na Tabela 4.3.

Assim a expressão para a incerteza da velocidade mássica é:

$$u(G) = \sqrt{\left(\frac{u(\dot{m})}{A_{Tr}}\right)^2 + \left(\frac{-\dot{m}u(A_{Tr})}{A_{Tr}^2}\right)^2} \quad (\text{B.14})$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do escoamento em  $kg/m^2s$  e  $A_{Tr}$  a área da seção transversal do canal em  $m^2$ .

#### B4. Incerteza no Fluxo de Calor

O fluxo de calor nos micro-canais é definido como segue:

$$q'' = \frac{P}{A_s} \quad (\text{B.15})$$

onde  $A_s$  é a área superficial interna do micro canal.

A equação pode ser reescrita como sendo:

$$q'' = \frac{V^2}{\frac{R}{A_s}} \quad (\text{B.16})$$

onde  $V$  e  $R$  representam a tensão elétrica e a resistividade elétrica da resistência em Volts e ohms respectivamente.

A área superficial interna do micro canal é calculada conforme:

$$A_s = 2\pi L d_i \quad (\text{B.17})$$

onde  $L$  é o comprimento aquecido do micro canal.

E a sua incerteza da área superficial interna é definida como sendo:

$$u(A_s) = \pi \sqrt{(u(L_{aq})d)^2 + (u(d_i)L_{aq})^2} \quad (\text{B.18})$$

onde  $u(L_{aq})$  é a incerteza do comprimento do micro canal, definida na Tabela 4.3.

Assim a incerteza no fluxo de calor pode ser reescrita como sendo:

$$u(q'') = \left[ \left( \frac{V}{A_s R} u(V) \right)^2 + \left( \frac{V}{A_s R} u(V) \right)^2 + \left( \frac{-V^2}{A_s R^2} u(R) \right)^2 + \left( \frac{-V^2}{A_s^2 R} u(A_s) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.19})$$

onde  $u(V)$  e  $u(R)$  representam as incertezas de medição da voltagem aplicada a resistência e a incerteza da resistividade da resistência (“*skin heater*”), definidas na Tabela 4.5.

## B5. Incerteza do coeficiente de transferência de calor ( $h$ )

A equação (B.20) define o coeficiente de transferência de calor na ebulição.

$$h = \frac{q''}{T_{w,i} - T_f[f(p_{sat})]} \quad (\text{B.20})$$

onde  $q''$ ,  $T_{w,i}$  e  $T_f[f(p_{sat})]$  representam o fluxo de calor, em  $W/m^2$  e as temperaturas média da parede dos tubos e do fluido de trabalho, em oC, respectivamente. Para facilitar a visualização, esse capítulo utilizará  $T_f[f(p_{sat})]=T_f$ .

A incerteza expandida do  $h$ ,  $U(h)$ , é calculada considerando-se infinitos graus de liberdade. Isso porque, cada variável utilizada é a média de 100 pontos medidos. Assim, para um nível de confiança de 95%:

$$U(h) = 2u_c(h) \quad (\text{B.21})$$

onde  $u_c(h)$  é a incerteza combinada do coeficiente de transferência de calor por convecção. Dessa forma, a incerteza combinada para o  $h$  na condensação,  $u_c(h)$  é:

$$u_c(h) = \sqrt{\left( \frac{\partial h}{\partial q''} u(q'') \right)^2 + \left( \frac{\partial h}{\partial T_{w,i}} u(T_{w,i}) \right)^2 + \left( \frac{\partial h}{\partial T_f} u(T_f) \right)^2} \quad (\text{B.22})$$

## Apêndice C – Balanço de Energia

---

Para validar a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor com uma dada configuração de teste, o balanço de energia obtida na montagem da seção de ensaio foi avaliada para o escoamento monofásico de fluido. O escoamento monofásico foi escolhida uma vez que os pontos de estado na entrada e na saída da seção de teste são facilmente definidos de temperaturas e pressões conhecidas. Utilizando estes pontos de estado e vazão mássica fluido do refrigerante, o fluxo de calor fornecido pode ser calculado a partir da equação (C.1) como segue:

$$q''_{\text{balanço}} = \frac{\dot{m}(i_{\text{sai}} - i_{\text{ent}})}{A_S} \quad (\text{C.1})$$

onde  $i_{\text{sai}}$  e  $i_{\text{ent}}$  são respectivamente as entalpias do fluido em  $\text{kJ/kg}$  na entrada e saída dos micro-canais.

E finalmente, o fluxo de calor fornecido pela “*skin heater*”,  $q''_{\text{eletric}}$  pode ser determinado a partir da medida de potência elétrica inserida na seção de teste,  $P_{\text{tot}}$ , equação (C.2).

$$q''_{\text{eletric}} = \frac{P_{\text{tot}}}{A_S} \quad (\text{C.2})$$

O fração de calor perdida para o ambiente,  $q''_{\text{ambiente}}$  foi calculada a partir da comparação dois métodos meios independentes explicados acima, e está expressada pela equação (C.3).

$$q''_{\text{amb}} = q''_{\text{eletric}} - q''_{\text{balanço}} \quad (\text{C.3})$$

Logo,

$$\% q''_{\text{amb}} = \frac{q''_{\text{amb}}}{q''_{\text{eletric}}} \times 100 \quad (\text{C.4})$$

A Figura C.1 apresenta os resultados dos cálculos do balanço de energia para R134a na seção de teste. O fluxo de calor foi calculado pelos dois métodos meios independentes. Como pode ser visto na Figura C.1, o desvio máximo entre as abordagens e os seus valores médios foi de  $0,93 \text{ kW/m}^2$ , enquanto o desvio médio absoluto, é de  $0,49 \text{ kW/m}^2$ . O máximo desvio absoluto foi de  $15,0 \%$ , com um desvio médio de  $5,9\%$  entre os fluxos de calor abordados.

Devido ao balanço de energia excelente, as perdas de calor não foram mais investigados neste estudo.



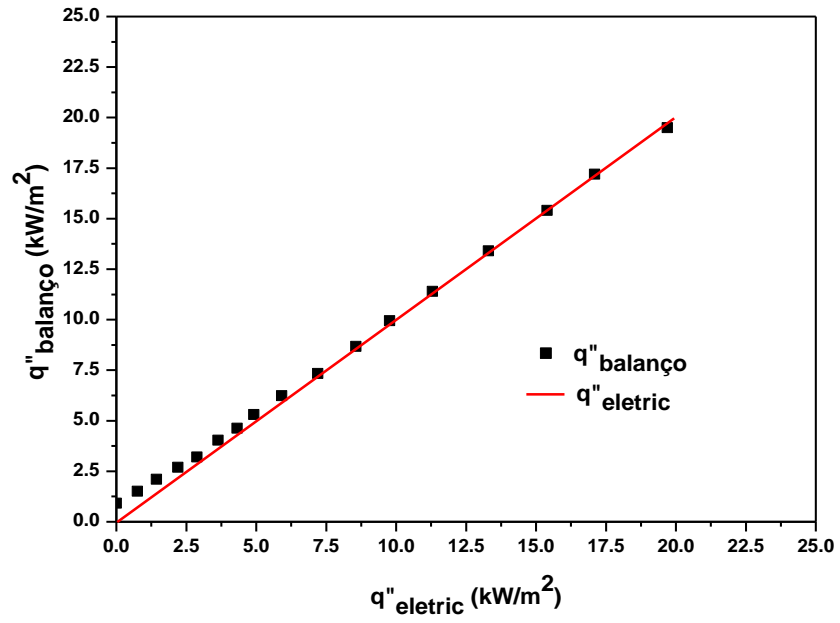


Figura C.1 - Balanço de energia para a seção de teste em escoamentos monofásicos

## Apêndice D – Resultados experimentais monofásicos

---

Testes com escoamentos monofásicos foram conduzidos devido a sua importância para a validação do trabalho de escoamentos bifásicos, e também para melhor avaliar as capacidades e a incerteza de medição da instalação de teste. Pois as correlações e os modelos desenvolvidos para queda de pressão e transferência de calor em escoamentos monofásicos foram já provados na literatura que funcionam muito bem em sistemas com micro e macro canais. Assim sendo, se os resultados experimentais e teóricos apresentarem boa compatibilidade, todos os procedimentos de medição, aquisição dos dados e metodologia de cálculos podem ser validados utilizando os resultados monofásicos. Resumindo, a bancada e o procedimento experimental estão bem amparados.

Os testes realizados utilizados na análise de escoamento monofásico foram conduzidos com elevadas velocidades mássicas, escoamento turbulento. Essa escolha baseia-se: na dificuldade de estabilizar a vazão do escoamento em velocidades mássicas muito baixas; dificuldade de alcançar um regime permanente para tomada de temperatura de parede e pois os valores de  $h$  e de  $\Delta p$  obtidos nos testes monofásicos são da mesma ordem de grandeza dos utilizados nos testes em ebulição.

Assim, os testes monofásicos foram realizados nas seguintes condições para dez condições diferentes, que englobam: temperatura de entrada de  $10^{\circ}\text{C}$ ; velocidades mássicas de  $700$  a  $1700$   $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ; número de Reynolds de  $2300$  até  $5500$  e fluxo de calor de  $40$   $\text{kW}/\text{m}^2$ .

### D1. Queda de Pressão

Na análise dos dados monofásicos de queda de pressão serão utilizadas apenas correlações e modelos da literatura propostos para em tubos lisos. Pois, pela equação (3.31), obteve-se  $Re_{lim}=98000$  para  $d=0,77$   $\text{mm}$ ,  $\epsilon=0,59$  com  $Re_l < Re_{lim}$ .

A validação da abordagem do problema da queda de pressão utilizada nesse trabalho, leva em conta somente a parcela de queda de pressão devido atrito. O procedimento de cálculo adotado é semelhante ao descrito na seção 3.5.1. A Figura D.1 apresenta uma comparação entre os resultados experimentais e calculados através das correlações de Blasius (1913) e Phillips (1987), respectivamente as equações (3.32) e (3.33) para a queda de pressão nos micro-canais.

Percebe-se a partir da análise da Figura D.1 que a medição da queda de pressão nos micro-canais e a metodologia de cálculo empregada na bancada são válidas. Ambas as correlações apresentaram boa concordância com os resultados experimentais, sendo que a correlação de Blasius

(1913) apresentando incerteza média de 5,1%, enquanto Phillips (1987) obteve incerteza média de 9,3% em comparação com os dados experimentais.

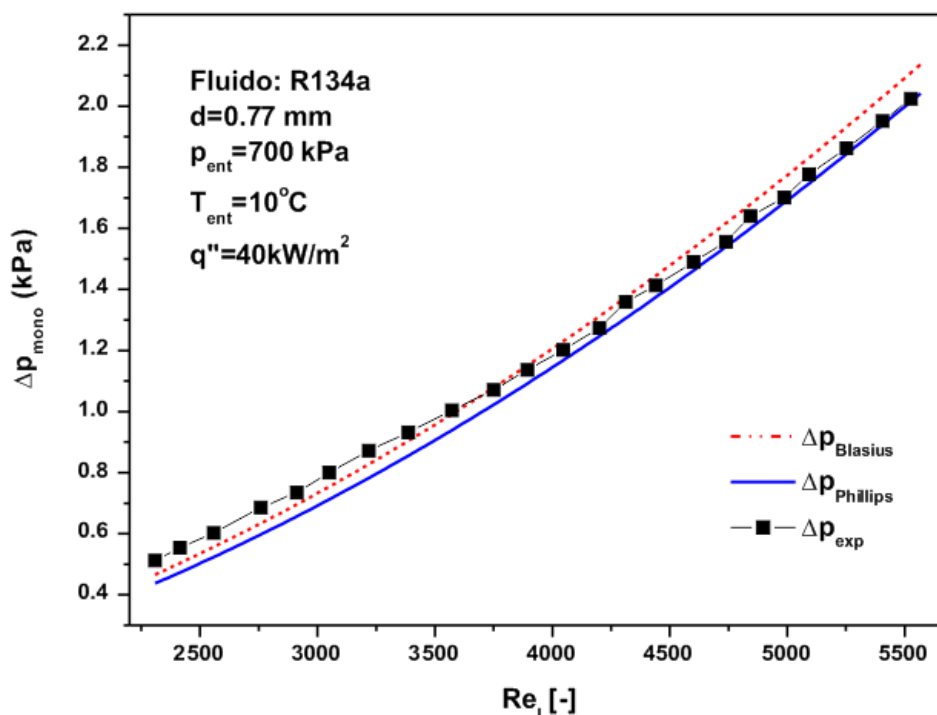


Figura D.1 – Comparação dos resultados de queda de pressão monofásicos com as correlações de Blasius (1913) e Phillips (1987)

## D2. Transferência de Calor

O coeficiente de transferência de calor monofásico é definido experimentalmente a partir da equação (D.1).

$$h = \frac{q''}{T_{w,i} - T_f} \quad (\text{D.1})$$

onde  $q''$ ,  $T_{w,i}$  e  $T_f$  representam o fluxo de calor fornecido a seção de teste, em  $kW/m^2$  e as temperaturas da parede interna do micro canal e do fluido.

A temperatura da parede interna é obtida da temperatura dos termopares,  $T_w$ , aplicando a lei de Fourier, equação (D.2),

$$T_{w,i} = T_w - \frac{q''w}{k_s} \quad (\text{D.2})$$

onde  $k_s$  e  $w$  são respectivamente a condutividade térmica do material em  $kW/m-K$  e a distância da posição do termopar até a parede interna do canal.

O coeficiente de transferência de calor monofásico foi avaliado centro da seção de teste, à 75 mm da entrada do micro canal, tomando como temperatura de parede a média entre os termopares instalados naquela seção:  $T_{w,4,1}$ ,  $T_{w,4,2}$ ,  $T_{w,4,3}$ ,  $T_{d,4,2}$  e  $T_{d,4,3}$ , conforme Figura 4.7.

A temperatura do fluido é calculada através de um balanço de energia, conforme é apresentado pela equação (D.3).

$$T_f = T_{ent} + \frac{q'' A_s}{\dot{m} c_p} \quad (D.3)$$

onde  $A_s$  e  $c_p$  representam a área interna aquecida do canal até o segmento analisado, em  $m^2$  e o calor específico à pressão constante do líquido, em  $kJ/kg \cdot K$ .

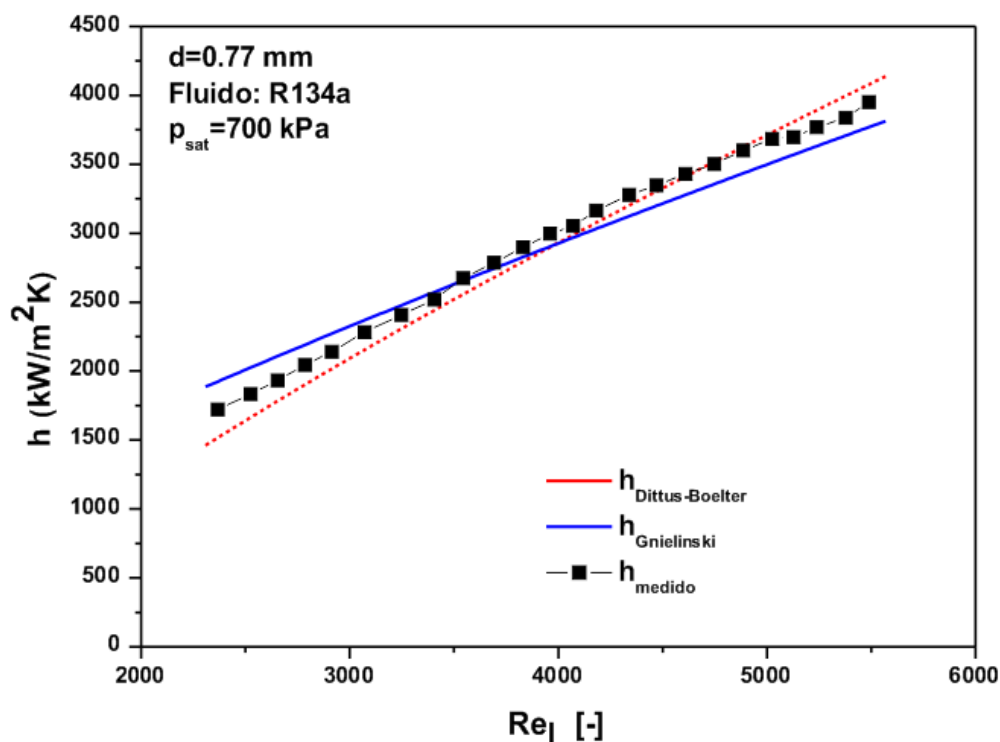


Figura D.2 – Medições do coeficiente de transferência de calor para R134a comparada as correlações de Dittus e Boelter (1985) e Gnielinsky (1976)

A Figura D.2 apresenta os coeficientes de transferência de calor obtidos para diferentes valores de Reynolds testados. Como era de se esperar o coeficiente de transferência de calor monofásico,  $h$ , depende da velocidade mássica do fluido refrigerante, aumentando à medida que  $Re$  aumenta.

Os resultados das medições foram comparados às correlações de Dittus e Boelter (1985) e Gnielinsky (1976). Como apresentado em Incropera e Dewitt (2003), as correlações são desenvolvidas para escoamentos desenvolvidos a elevados números de Reynolds e a fluxo de calor

constante na parede. As correlações de Dittus e Boelter (1985) e Gnielinsky (1976) são representadas pelas equações (D.4) e (D.5), respectivamente.

$$h_{Dittus} = \frac{k_l}{d} (0.00014 Re_d^{4/5} Pr_l^{0.4}) \quad (D.4)$$

onde  $Re_d$  e  $Pr_l$  são respectivamente os números de Reynolds e Prandtl do líquido.

$$h_{Gnielinsky} = \frac{k_l}{d} \left\{ \frac{(f/2)(Re_d - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3} \right] \right\} \quad (D.5)$$

Onde  $f$  é definido pela equação (D.6).

$$f = [1.58 \ln(Re_d) - 3.28]^{-2} \quad (D.6)$$

Os resultados comparativos mostram que os dados experimentais apresentam boa concordância com as duas correlações testadas. A correlação que apresentou melhores resultados foi a de Dittus e Boelter (1985), com desvio médio absoluto de 3,1 %. A correlação de Gnielinsky (1976) apresentou em desvio um pouco maior, todavia o desvio médio absoluto foi de 4,5%, valor bastante aceitável.

Os resultados também confirmam as observações de várias publicações (por exemplo, Sobhan e Garimella (2001) e Lee et al. (2005) Lee et al., 2005) de que transferência de calor em escoamentos monofásicos em micro-canais pode ser bem predita com adequadas correlações desenvolvidas para canais convencionais.

## Apêndice E – Determinação de parâmetros

### E.1. Determinação da capacidade máxima dos reservatórios individuais de medição

Antes de iniciar os experimentos de distribuição de escoamentos bifásicos entre micro-canais paralelos os reservatórios individuais utilizados para avaliar a distribuição de líquido foram calibrados afim de determinar sua capacidade máxima de armazenar água.

O procedimento de calibração consiste em preencher completamente de água os reservatórios de medição (com todo o aparato experimental já instalado), e após, coletar e pesar individualmente a massa de líquido de cada reservatório. O procedimento foi realizado 10 vezes, e valor máximo médio de massa que cada reservatório comporta é apresentada na Tabela E.1. A incerteza média de todos os reservatórios foi de  $\pm 1,5$  g.

Tabela E.1 – Capacidade máxima de massa dos reservatórios individuais

Reservatório ( $Re_i$ )	Capacidade Máxima ( $m_{i,max}$ ) g
$Res_1$	104.2
$Res_2$	103.9
$Res_3$	104.0
$Res_4$	103.4
$Res_5$	103.5
$Res_6$	104.5
$Res_7$	104.6
$Res_8$	103.7
$Res_9$	104.0

A altura dos reservatórios individuais, fator importante na determinação da quantidade de massa do reservatório em cada teste realizado, foram medidas e comparadas entre si. Verificou-se pequenas diferenças entre as alturas dos diferentes reservatórios individuais, logo foi considerado que todos os reservatórios possuem a mesma altura, que foi tomada como referência para todos os reservatórios e definida com  $H_r$ .

## E.2. Comparação entre dados experimentais de vazão mássica total

Com o intuito de validar a seção de teste e os experimentos de distribuição de escoamentos bifásicos, os dados de vazão mássica de líquido medidos através do fluxímetro mássico de Coriolis foram confrontados com os valores calculados coletando a massa total de líquido dividindo pelo tempo do teste, conforme a equação (11.5), do presente trabalho.

A Figura E.1 mostra a relação entre o vazão mássica total de líquido medida pelo fluxímetro mássico de Coriolis na entrada do distribuidor da seção de teste e a soma das vazões mássicas de nove canais paralelos, conforme equação (11.5).

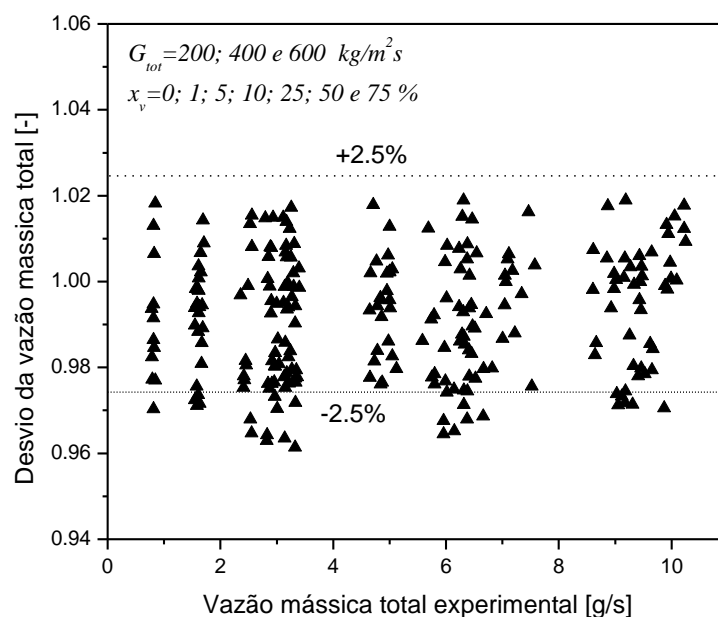


Figura E.1 – Confrontação da vazão mássica de líquido determinada experimentalmente

O resultado desta comparação mostra que 95,1% das medições realizadas estavam dentro  $\pm 2,5\%$  de desvio. O desvio médio total dos dados determinados pela equação (11.5) foi de 1,45%. Isto indica que a distribuição do escoamento no distribuidor representa muito bem a vazão mássica total de líquido do escoamento. Validando os testes e a seção de teste.

## Apêndice F – Análise de incertezas na distribuição de escoamento bifásico

---

Similar a análise das incertezas experimentais realizadas para o estudo de ebulição em micro-canais, apresentamos aqui o procedimento adotado para o cálculo das incertezas experimentais para o estudo a distribuição de escoamentos bifásicos em micro-canais utilizando a abordagem sugerida segundo Holman (2001).

### F1. Incerteza da Velocidade mássica total ( $G_t$ )

A velocidade mássica média nos micro-canais paralelos,  $\bar{G}$ , considerando um escoamento uniforme entre eles e da velocidade mássica no tubo de alimentação do distribuidor,  $G_{ent}$ , definidas pelas equações (11.1) e (11.2) respectivamente, apresentam incerteza padrão de medição definida como sendo:

$$u(G) = \sqrt{\left(\frac{u(\dot{m}_l)}{A_{Tr}}\right)^2 + \left(\frac{u(\dot{m}_g)}{A_{Tr}}\right)^2 + \left(\frac{-(\dot{m}_g + \dot{m}_l)u(A_{Tr})}{A_{Tr}^2}\right)^2} \quad (F.1)$$

onde  $u(\dot{m}_l)$  e  $u(\dot{m}_g)$  são respectivamente as incertezas de medição dos fluxímetros de líquido e gás, conforme apresentado na Tabela 10.1. A incerteza da área da seção transversal,  $A_{Tr}$  é apresentada pela equação (B.13) do presente trabalho.

### F2. Incerteza do título de gás ( $x_g$ )

O título de gás,  $x_g$ , definido pela equação (11.3) do presente estudo apresenta incerteza de medição definida como sendo:

$$u(x_g) = \sqrt{\left(u(\dot{m}_g) \left[\frac{\dot{m}_g + \dot{m}_l - 1}{(\dot{m}_g + \dot{m}_l)^2}\right]\right)^2 + \left(\left[\frac{u(\dot{m}_l)}{(\dot{m}_g + \dot{m}_l)^2}\right]\right)^2} \quad (F.2)$$

### F3. Incerteza da vazão mássica média nos micro-canais individuais ( $x_g$ )

A quantidade de massa em cada reservatório de medição é definida pela equação (11.4), e sua incerteza de combinada é:

$$u(m_i) = \sqrt{\left(u(m_{i,max}) \frac{H_i}{H_r}\right)^2 + \left(u(H_i) \frac{m_{i,max}}{H_r}\right)^2 + \left(u(H_r) m_{i,max} \frac{H_i}{H_r^2}\right)^2} \quad (F.3)$$



onde  $u(m_{i,max})$ ,  $u(H_i)$  e  $u(H_r)$  são respectivamente as incertezas da capacidade máxima de massa dos reservatórios de medição (média), e as incertezas das alturas da altura do nível do reservatório e de referência. Os valores  $u(H_i)$  e  $u(H_r)$  foram definidas como sendo  $\pm 0,1 \text{ mm}$ , em função da precisão do software de análise de imagens utilizado, CorelDraw X5 (2012).

A vazão mássica média experimental de líquido em cada micro canal é definida pela equação (11.5). Assim sua incerteza combinada é:

$$u(\bar{m}_i) = \sqrt{\left(\frac{u(m_i)}{t_{med}}\right)^2 + \left(u(t_{med}) \frac{m_i}{t_{med}^2}\right)^2} \quad (\text{F.4})$$

onde  $u(t_{med})$  é a incerteza de medição do cronômetro.

#### F4. Incerteza dos indicadores de distribuição

A fração da vazão mássica de líquido em cada micro canal, expressada pela equação (11.7), apresenta incerteza,  $u(FL_i)$ , definida como sendo:

$$u(FL_i) = \sqrt{\left(\frac{u(\bar{m}_i)}{\dot{m}_l}\right)^2 + \left(u(\dot{m}_l) \frac{\bar{m}_i}{\dot{m}_l^2}\right)^2} \quad (\text{F.5})$$

onde  $u(\bar{m}_i)$  é a incerteza da vazão mássica de líquido em cada micro canal e  $u(\dot{m}_l)$  é a incerteza de medição do fluxímetro mássico de líquido.

A razão da vazão mássica de líquido em cada microcanal na sua forma normalizada,  $RVM_i$ , expressada pela equação (11.8), apresenta incerteza,  $u(RVM_i)$ , definida como sendo:

$$u(RVM_i) = \frac{u(FL_i)}{n} \quad (\text{F.6})$$

onde  $n$  é o número de ramificações e  $u(FL_i)$  é definida pela equação (F.5).

Finalizando, o desvio padrão da fração de líquido,  $DPL$ , para todas as ramificações do distribuidor em um único teste, definida pela equação (11.9), apresenta incerteza padrão definida pela equação abaixo:

$$u(DPL) = \sqrt{\frac{\sum_i^n [u(FL_i)]^2}{n}} \quad (\text{F.7})$$

## Apêndice G – Patentes de distribuidores bifásicos

Osthues, Petz e Zeitvogel (1998), patente dos EUA 5.806.586 de Ernst Flitsch GmbH e Co., utilizaram um corpo poroso no interior do distribuidor para melhorar a distribuição do escoamento bifásico, Figura G.1. O refrigerante foi forçado a passar através do corpo poroso, o que resultou num escoamento de gotículas de líquido disperso, facilitando a distribuição uniforme do escoamento bifásico entre os tubos ramificados ramificação do trocador de calor.

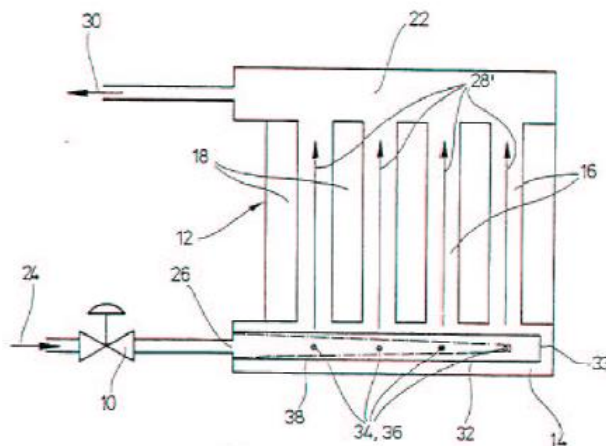


Figura G.1 - Evaporador do tipo placa com distribuidor produzido a partir de um corpo poroso(38), patente EUA 5.806.586 (Osthues, Petz e Zeitvogel, 1998).

Um conjunto de venturi cone distribuidor, combinado com a disposição de canais de distribuição do refrigerante no interior do distribuidor foi inventado na patente dos EUA 4.513.587 de Humpolik e Staffa (1985). O cone inserido no interior do distribuidor, no qual atua como um distribuidor de venturi, a partir do qual os canais usinados conduzem separadamente o fluido refrigerante a cada tubo ramificado, Figura G.2. Disposições semelhantes foram também apresentadas na patente dos EUA 4.593.539 de Humpolik et al. (1986) e na patente dos EUA 4.430.868 por Kern et al. (1984).

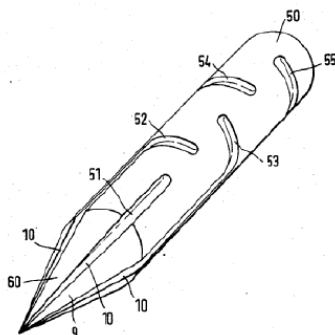


Figura G.2 - Combinado venturi cone distribuidor e arranjo dos canais distribuidores a partir da patente dos EUA 4.513.587 de Humpolik e Staffa (1985).

Burk, Salzer e Wolf (1994, DE 4319192) sugeriram a utilização de um distribuidor com redução na área de seção transversal ao longo da direção do fluxo para melhorar a bifásico distribuição, conforme (Figura G.3).

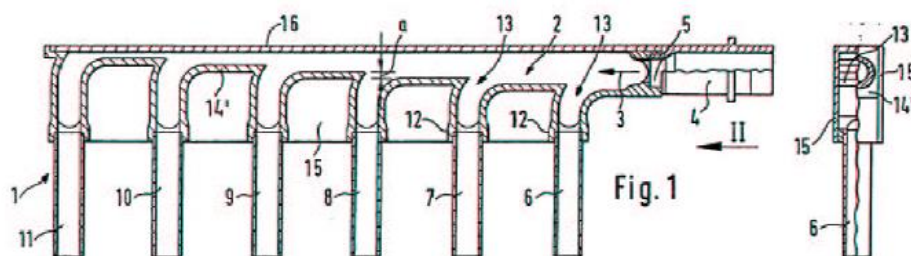


Figura G.3 – Distribuidor com diminuição da seção transversal, patente da DE 4.319.192, de Burk, Salzer and Wolf, 1994

Na Patente dos EUA 5.157.944, Hughes, Struss e Boero, 1992 afirmaram que a utilização de uma segunda entrada no distribuidor poderia melhorar a distribuição das fases, a Figura G.4.

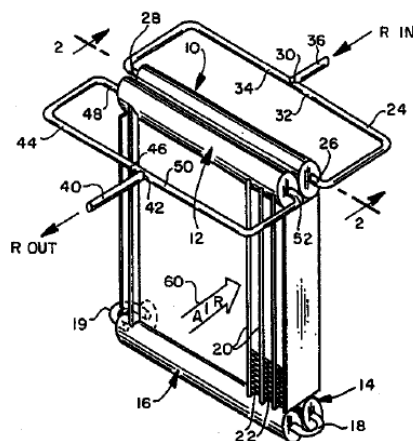


Figura G.4 – Evaporador com distribuidor com dupla entrada, da patente dos EUA 5.157.944, de Hughes, Struss and Boero, 1992

Hummel et al. (1985), patente dos EUA 5.524.823 na qual usou um perfil helicoidal inserido dentro de um distribuidor circular para obter uma melhor distribuição das fases, Figura G.5. Um dispositivo do tipo venturi na entrada do distribuidor distribui o escoamento bifásico nos canais helicoidais.

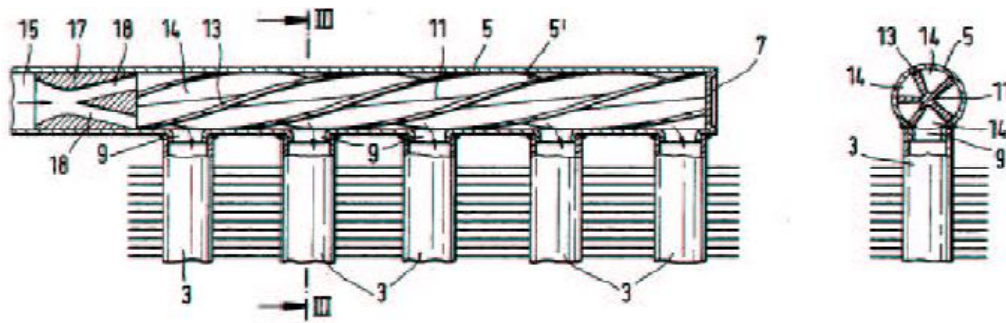


Figura G.5 – Distribuidor helicoidal inserido no interior do coletor de entrada, Hummel et al. (1985), patente dos EUA 5.524.823 1992

Um distribuidor do tipo redemoinho centrífugo, Figura G.6, foi desenvolvido por Schneider e Byrd (1991), patente dos EUA 5.059.226, para melhor a distribuição das fases. Onde, a rotação da turbina é usada para distribuir o escoamento bifásico no dispositivo da Patente dos EUA 5.832.744 de Dorste, Ens e Heffner, (1998), Figura G.7.

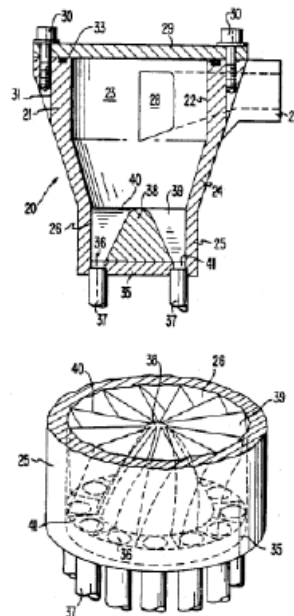


Figura G.6 – Distribuidor do tipo redemoinho centrífugo dos EUA 5.059.226 de Shneider e Byrd (1991)

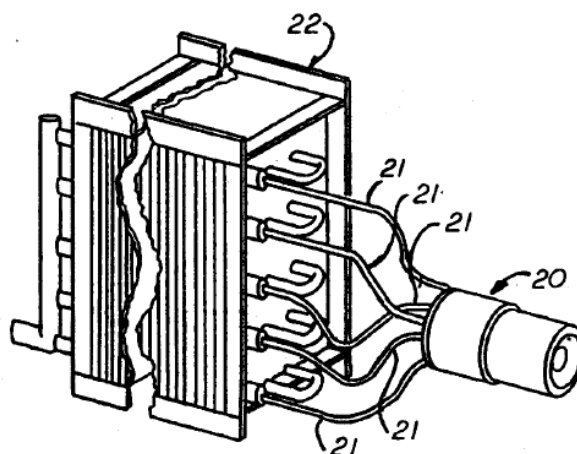


Figura G.7 – Distribuição de escoamento bifásico controlada, da patente dos EUA 5.832.744, de Dorste, Ens e Heffner (1998).

Vários tipos de misturadores de fase são apresentados na literatura e em patentes. Uma visão geral dos misturadores em tubos utilizados na indústria de processos é dada em Baker (1991). Muitos misturadores estáticos são compostos de uma série de defletores estacionários direcionadores de escoamento. O escoamento bifásico é dividido em duas ou mais camadas no interior de cada elemento misturador. Estas camadas são continuamente recombinadas até que uma mistura homogênea seja atingida na saída do misturador. Alguns exemplos de misturadores estáticos são mostrados na Figura G.8.



Figura G.8 – Elementos misturadores de fase com defletores estacionários direcionadores de escoamento

**Apêndice H – Artigos submetidos, aceitos ou em  
processo de revisão**

---



# Review on two-phase flow distribution in parallel channels with macro and micro hydraulic diameters: Main results, analyses, trends



E.R. Dario<sup>a</sup>, L. Tadrif<sup>b,\*</sup>, J.C. Passos<sup>a</sup>

<sup>a</sup>Lepten, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, SC 88040-900, Brazil

<sup>b</sup>Aix-Marseille Université, Laboratoire I.U.S.T.I. – UMR CNRS 7343, Technopôle Château-Gombert, 5, rue Enrico Fermi, 13453 Marseille, France

## HIGHLIGHTS

- The state of the art on two-phase flow distribution in parallel channels.
- Experimental, numerical and theoretical works of several researchers are analyzed.
- Numerical simulations are a good alternative to predict the phase distribution.
- It was verified that the mist flow pattern induced the best level of distribution.

## ARTICLE INFO

### Article history:

Received 9 November 2012

Accepted 28 April 2013

Available online 9 May 2013

### Keywords:

Two-phase flow

Parallel channels

Header

Maldistribution

Micro and macro-channel

Experimental and numerical

## ABSTRACT

Two-phase flows in parallel channels are found in various industrial applications employing heat exchangers, boilers and condensers, cooling systems, etc. Two-phase flow distribution in headers with multi-parallel channels has been studied over the past decade. Uneven phase distribution causes a reduction in both the thermal and fluid-dynamic performance and in many cases the failure of the device. The phase separation in these devices with several channels connected to a header is complicated. Thus, to date, there is no general way to predict the distribution of two-phase mixtures. The design of headers, in most cases, is still based on an empirical approach, due to the great number of variables which act together, that is, geometrical parameters, operating conditions and fluid properties. This paper aims to address the fundamental questions related to the main influences on two-phase flow distribution in devices with multi-parallel channels. This review summarizes the experimental, numerical and theoretical work carried out by various investigators over a period of several years, including works in micro ( $0.8 \text{ mm} < d_h \leq 2.0 \text{ mm}$ ) and macrochannels ( $2.0 \text{ mm} < d_h < 30.0 \text{ mm}$ ). The investigation allowed us to identify the main geometrical and operating conditions which influence the two-phase flow distribution in parallel channels. A tentative assessment of the role of these parameters is also carried out.

The header and the feeding tube positions were found to be the main factors influencing the mass flow rate distribution among parallel channels. An analysis of the action of the main forces (inertial and gravitational) in each case, due to the geometrical parameters, operating conditions and fluid properties, was essential to determine the two-phase flow distribution among the channels. It was verified that the mist flow pattern induced the best level of distribution among the parallel channels, independently of the header position and flow direction.

The existing models and correlations developed for two-phase flow distributions are still preliminaries, and do not reflect the real complexity of two-phase flow inside the header. Further developments are needed to make these tools enough mature to predict the two-phase flows in such complex geometries. Modifying the geometry by inserting specific devices into the header or the feeding tube is one promising approach to improve the two-phase flow distribution in parallel channels.

© 2013 Elsevier Ltd. All rights reserved.

## 1. Introduction

Many devices based on two-phase flow or single-phase flow commonly use multiple parallel channels for various purposes, for example, to intensify the heat transfer in heat exchangers and

\* Corresponding author. Tel.: +33 6 88059700.

E-mail address: [ltadrif@polytech.univ-mrs.fr](mailto:ltadrif@polytech.univ-mrs.fr) (L. Tadrif).

the mass transfer in absorbers, or simply to improve the transport and distribution of the fluid. In the case of heat exchangers and mass absorbers the surface area increases with the number of channels, improving the heat and mass transfer, while the inlet and outlet collectors facilitate the fluid distribution in multiple channels and provide connections to external ducts. Some examples, such as boilers, heat exchangers, and cooling systems, include thermal cycles and the use of such components improves the compactness and the heat transfer and mass performances. Heat exchangers are normally found, for example, in mobile air-conditioning applications.

In parallel channels, flow distribution is generally assured by means of headers. Fig. 1 shows a typical header with parallel channels. This arrangement includes inlet and outlet tubes, an inlet header, a set of parallel tubes, where the heat transfer, chemical reaction or absorption process takes place, and an outlet header where the whole flow is regrouped.

The effectiveness of these heat exchangers is dependent on the uniformity of the mass flow rate distribution through parallel channels. However, uneven distributions generally occur, reducing the effectiveness of the system. Such situations of maldistribution are particularly unfavorable for two-phase flows due to the possible uneven phase split at each junction of the dividing header.

In two-phase flow, maldistribution of the mass flow rate can significantly reduce the effectiveness of heat exchangers. While some cases of uneven distribution have little effect on heat exchanger performance, others result in significant loss of the effectiveness and may lead to mechanical failure of the devices, hydraulic instabilities, etc. In heat exchanger-reactor, for example, the non-uniform distribution of the reactants among different channels or individual microreactors can result in substantial temperature deviations, resulting in thermal runaway, which could arise from an exothermic reaction (Rebrov et al. [1]).

Choi et al. [2] studied the two-phase flow distribution in evaporators with parallel channels. They showed that maldistribution caused a 30% reduction in the performance of the evaporator. Wu and Webb [3] conducted tests in an evaporator with a horizontal header and an upward tube configuration. The capacity of the evaporator had an estimated 8% reduction due to refrigerant maldistribution. Lalot et al. [4] investigated fluid maldistribution in an electrically-heated heat exchanger. They developed a numerical model to determine the effectiveness of the heat exchanger and noted a 7% reduction in the calculated heat exchanger performance due to maldistribution in the counter-current flow heat exchangers

and condensers. For a cross-flow heat exchanger this reduction may reach more than 25%. Stott et al. [5] used a tube evaporator with tube feeding the two-phase flow at four locations along the inlet header. Measurements of the superheat at the outlet of the tubes were used to quantify the maldistribution. The reduction in capacity due to maldistribution in the evaporator was estimated to be 13% under dry conditions and 19% under wet-coil conditions. Pettersen et al. [6] modeled the effect of two-phase flow maldistribution using R134a in a multiport tube evaporator, with an inlet vapor quality of  $x = 0.8$ . A reduction in capacity of 30% was calculated compared to a uniform two-phase flow distribution. Rao et al. [7,8] evaluated the thermal performance of falling film plate condensers with flow maldistribution from the feeding tube to the channel. The heat transfer coefficient was considered as a function of mass flow rate inside the channels. They evidenced a heat transfer coefficient reduction due to maldistribution among the parallel channels.

Marchitto et al. [9] commented that uneven two-phase flow distribution may occur inside each channel, owing to the asymmetrical parallel and diagonal flow, and inside the header, owing to the separation of the two-phase mixture in the header–tube junctions. Depending on the two-phase flow regime in the header, the gas and liquid can be distributed unequally in the tubes.

In evaporators a proper distribution is necessary to avoid dry-out. This may lead to deficient heat transfer and high temperatures. In condensers, an uneven distribution of the liquid may create regions of less heat transfer due to high liquid loading. Thus, the reduction in capacity due to a maldistribution of the two-phase mass flow rate is more detrimental in evaporators, because the heat transfer coefficient can be decreased in tubes that receive a lower quantity of liquid.

In a heat exchanger in which some channels have single-phase vapor flow, for example, the heat transfer coefficient is lower and the temperature difference between the refrigerant (vapor) and the secondary fluid (air) is reduced as the refrigerant superheats. Therefore, an uneven two-phase flow distribution in these heat exchangers will produce a non-uniform wall temperature, leading to a non-uniform air outlet temperature. This concern is important in applications associated with human comfort, e.g., in automotive air-conditioning, where variations in the air temperature can cause discomfort to the occupants of the vehicle.

Due to the complexity of the two-phase flow structure and diversity of potential situations, there is no quantitative method to predict the distribution of the two-phase flow in headers with parallel channels. The design and optimization of these devices is extremely difficult due to the complexity associated with attempts to control and optimize these components. Therefore, an understanding and prediction of the two-phase distribution in parallel channels is of great importance to avoid such drawbacks.

Several authors have investigated two-phase flow distribution in T-junctions (Azzi et al. [10], He et al. [11]). However, phase separation in headers is so complex that the results and knowledge related to T-junctions cannot be directly applied to multi-channel systems, mainly due to geometrical and operational differences. Nevertheless, in some cases there are header regions where the two-phase flow distributions are similar to those found in T-junctions, for example, in headers that share the same section of the feeding tube (Lee [12], Vist and Pettersen [13]).

In this paper, a review of two-phase flow distribution in headers with parallel channels is presented, covering both macro and micro-channel investigations. For this purpose a total of 66 papers are reviewed including studies on isothermal two-phase flow and two-phase flow with phase change. At least two reviews on the maldistribution of two-phase flow are available. Guglielmini [14] carried out a review of experimental and theoretical studies on

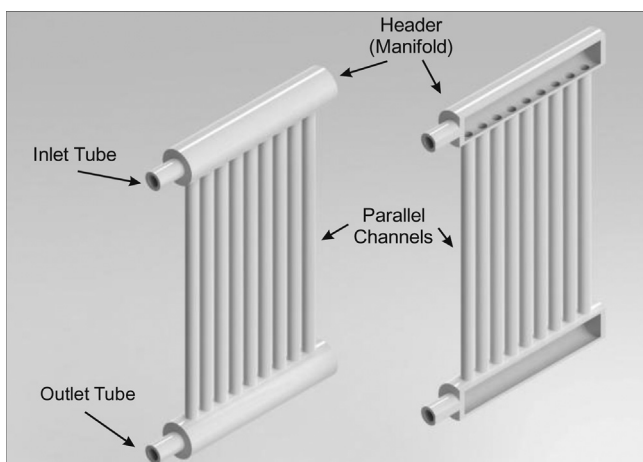


Fig. 1. Typical device with header, feeding tube and parallel channels.



two-phase flow in parallel channels. Another extensive review of research on two-phase flow distribution in divided tubes and parallel channels was presented by Lee [15]. In addition Kim et al. [16] in their review on micro-channel heat exchangers devoted a section to two-phase flow maldistribution. These authors mainly considered data and results previously presented by other authors and provided the first analysis comparing existing results.

The objective of the present review is to investigate the main causes of two-phase flow maldistribution in a header with parallel channels. The main experimental and theoretical studies carried out over a period of several years are presented, demonstrating and explaining the types of maldistributions, their causes, consequences, and the importance of the parameters involved.

In the first part of this paper a synthesis of the most important experimental studies on two-phase flow distribution is presented, addressing the experiments and results achieved. The inlet parameters, working fluid, geometrical factors, flow direction, and position of header and channels are presented and some of these are analyzed. Theoretical models and numerical simulations of two-phase flow distribution are also presented along with their results and analysis. In the last part, some modifications to the header design are suggested with the aim of decreasing the maldistribution among multiple parallel channels. This review allowed an analysis to be carried out, and a preliminary description of the mechanisms involved in two-phase flow distribution in parallel channels to be proposed.

## 2. Overview: resume of experimental investigations

The experimental studies on two-phase flow distribution in headers with multi-parallel channels found in literature are summarized in Table 1, including a description of the test geometries and experimental conditions. Most of the experiments on two-phase flow in headers with multi-parallel channels have been performed under adiabatic conditions, for air–water mixtures and halocarbon refrigerants. The main parameters investigated by authors are the operating conditions, that is, the header orientation (horizontal or vertical), the direction of the two-phase flow in vertical channels and headers (upward and downward), feeding tube position, mass flow rate and gas quality. These studies confirmed the difficulty associated with obtaining a regular two-phase flow distribution among the parallel channels. Marchitto et al. [9] mentioned that the distribution of the phases in parallel channels is a function of the flow regime in the header. It is also significantly affected by the type of connection between the channels and the header, the feeding tube shape, the protrusion depth, the orientation, etc.

The inlet and outlet two-phase flow conditions play an important role in the phase distribution among the parallel channels. When the phase change occurs in the parallel channels, the two-phase flow distribution is affected. The main studies carried out on the two-phase flow distribution concern the influence of the inlet conditions and for the outlet conditions only one investigation is found in the literature (Byun and Kim [17]).

The phase change inside the parallel channels, either by condensation or boiling, can also influence the two-phase flow distribution and most investigations were carried out under isothermal conditions using principally air–water fluids. Only a few studies have been carried out under diabatic conditions (Vist and Pettersen [13], Asoh et al. [18], Hwang et al. [19]).

In the case of the studies in Table 1 it can be observed that large geometries were employed. The diameter of the channels varied from 1.2 to 26 mm. There were also great variations in the number of channels (3–30) as well as in the shape, number and dimensions of the header. The operating conditions also varied considerably,

with mass velocities of 30–884 kg/m<sup>2</sup> s and gas quality varying from 0 to 0.6. These large variations in the dimension, geometry, and range of operating conditions make these studies very complex, and thus it is difficult to provide an overview. Webb and Chung [20] concluded in their paper that: “The development of devices and techniques to improve the two-phase flow distribution is at the present time highly complex and empirical”.

## 3. Factors influencing the two-phase flow distribution in parallel channels

In recent decades, a significant amount of experimental and numerical research studies have focused on the flow distribution in header systems. A large number of these studies were conducted with single-phase flow and they showed that the key factors in the distribution are mainly dependent on the pressure drop, corresponding to the friction in the tubes, and the flow split in the channels (Amador [21], Kandlikar et al. [22], Cho et al. [23], Kulkarni [24]). However, two-phase flow distributions are considered more complex and their prediction represents a challenging task. The phase split phenomenon, for example, is dependent on geometrical parameters (size, shape, position and orientation of both the header and the tubes), as well as the flow conditions (mass velocity, void fraction, flow pattern) and the heat load applied to each tube, Ablanque et al. [25].

Mueller [26] and Mueller and Chiou [27] reviewed various types of flow maldistribution in heat exchangers. They concluded that this phenomenon can be caused by the mechanical design of the headers and inlet connectors, heat transfer process, fouling or corrosion, etc. In many cases, the maldistribution of two-phase flows into the tubes from the headers is mainly due to two factors: one is the non-uniform distribution of the thermal load of different sections of the heat exchanger and the other is the complicated fluid dynamics of vapor–liquid two-phase flow in the header, which are related to the combined effects of the geometry and orientation of the headers, inlet and outlet conditions, etc.

Marchitto et al. [28] commented that the distribution of phases in each parallel micro-channel varies according to the flow regime in the header. However, it is also significantly affected by the type of connection between the tubes and the header, the shape of the feeding tube, the protrusion depth, the orientation, etc.

Vist [29] in their studies noted that different physical properties (density, viscosity and surface tension) can affect the inertial, gravitational, shear and capillary forces of the gas and liquid phases. The interaction of these forces determines the distribution of the two phases in the header.

Kitto, Jr and Robertson [30] provided a good summary on maldistribution in devices with parallel channels, with single phase and two-phase flow. They found that the problem is more critical in devices where two-phase flow is involved, such as evaporators, condensers, reboilers, etc. According to these authors the maldistribution in parallel channels is mainly caused by:

- (a) Uneven local pressure distribution in the inlet/exit headers apparent at the channel entrance/exit caused by the specific placement of the inlet/outlet pipes, fluid distribution in the headers, buoyancy effects, and two-phase separation.
- (b) Uneven flow resistances in the parallel channels caused by variations in the channel dimensions, different tube lengths, uneven fouling, density and viscosity variations, and the presence of two or more phases.

Guglielmini [14] also conducted studies on two-phase flow maldistribution in headers. This author concluded that the distribution is dependent on three main factors: Geometric factors

**Table 1**  
Experimental studies on two-phase flow distribution in parallel channels.

Reference	Operating conditions			Geometry				
	Fluid	Operation	Header orientation/ flow direction	Feeding tube: diameter/ direction/length	Header: cross section/ hydraulic diameter/length	Channel: cross section/ hydraulic diameter/length	Channel: pitch/intrusion depth	Number of parallels channels
Ahmad et al. [42]	HFE 7100	Heating	HM/VUC; VUC and HC	17.3/IA/1500 mm	CIRC./50; 30 and 17.3 mm/127 mm	RET. (2 × 50 mm)/3.92 mm/–	10 mm/0	8
Asoh et al. [18]	R113	Heating: 80–230 W	HM/VDC	–/PI/–	CIRC./13.6 mm/50 mm	CIRC./4.5 mm/–	–/0	3
Bernoux [49]	R-113	Adiabatic	HM/VDC	17.3 mm/PI/100 mm	CIRC./50 mm/96 mm	RET. (2 × 50 mm) plate heat exchanger/ $D_h = 3.85$ mm/ 50 mm	10/0	8
Bowers and Hrnjak [66]	R-134a	Adiabatic	HM/VDC	–/PI/89 and 267 mm	CIRC./20 mm/.	Flat tubes./–/–	–/Varied	15 Flat tubes
Cho and Cho [36]	R-22	Adiabatic	VUM and HM/multi -micro-channels	–/PI; NNI and NPI/–	CIRC./19.4 mm/148 mm	SQ/1.32 mm/622 mm	–/0	15
Dang et al. [43]	Air–water	Adiabatic	HM/HC	–/NNI/– (center)	SQ (140.0 × 9.0 × 1.59) mm	CIRC./1.59 mm/131 mm	1.59 mm/0	45
Fei et al. [65]	R-134a	Adiabatic	HM/VDC	10 mm/PI/120 mm	CIRC./–/67 mm	–/–/–	–/0	5
Fei and Hrnjak [47]	R-134a	Adiabatic	HM/VDC	3.2; 6.4 and 9.5 mm/ PI/120 mm	SQ/25.4 mm/305 mm	CIRC./6; 8.7; 12, and 15.3 mm/–	–/0	5
Horiki and Osakabe [64]	Air–water	Small bubbles Adiabatic	HM/VUC	SQ ( $D_h = 40$ mm)/PI/600	SQ/40 mm/500 mm	CIRC./10 mm/585, 800, 1000 mm	130 mm/0; 20; 30 mm	4
Hwang et al. [19]	R-410A	Heat load: 0; 5; 10 kW; Adiabatic	HM/VUC	–/NNI/–	CIRC./19 mm/–	SQ/flat tubes × 6 channels of 1.70 mm/317.5 mm	8; 10; 12 mm/0	18/24/30 flat tubes
Kim and Han [51]	Air–water	Adiabatic	HM/VDC and VUC	17 mm/PI/–	CIRC./17 mm/150 and 400 mm	RET. (1.03 × 1.57 mm)/ 1.32 mm/910	9.8 mm/0; 4.25 and 8.5 mm	10 or 30 flat tubes × 8 channels ( $D_h = 1.32$ mm)
Kim and Sin [46]	Air–water	Adiabatic	HM/VDC and VUC	17 mm/PI/–	CIRC./17 mm/150 and 400 mm	RET. (1.03 × 1.57 mm)/ 1.32 mm/910	9.8 mm/0; 4.25 and 8.5 mm	10 or 30 flat tubes × 8 channels ( $D_h = 1.32$ mm)
Lee [12]	Air–water	Adiabatic	VUM/HC	–/PI/1650 mm	SQ/14 mm/–	RET. (1.6 × 12) and flat plate (1.2 × 13.6) with 6 micro- channels	10/0 mm	15
Lee and Lee [37]	Air–water	Adiabatic	VUM/HC	–/PI/1650 mm	SQ/24 mm/–	RET. (1.8 × 22 mm)/3.33 mm/ 500 mm	9.8 × mm/0; 6; 12 mm	6
Marchitto et al. [28]	Air–water	Adiabatic	HM/VUC	26 mm/PI/2000 mm	CIRC./26 mm/301 mm	RET. (15 × 18 mm)/16.36 mm/ 500 mm	18 mm/0	16
Poggi et al. [35]	HFE-7100	Adiabatic	HM/VDF and VDM/HC	–/PI/–	CIRC./16 mm/90 mm	RET./0.889 mm/	–/0	8 flat tubes × 7 small channels ( $D_h = 0.889$ mm)
Razlan et al. [44]	Air–water	Adiabatic	HM/VUC	–/PI/–	SQ (20 × 20 mm)/ 20 mm/255 mm	RET. (2 × 20 mm)/0.86 mm/ 200 mm	20 mm/0	10
Pustylnik et al. [54]	Air–water	Adiabatic	HM/IC	–/NNI/54	CIRC./50 mm/–	CIRC./26 mm/6000 mm	600 mm/0	4
Teclmariam [34]	Air–water	Adiabatic	HM/VDC; HC and IC (45°)	2 × 36.2 mm/NPI and NNI	CIRC./38.1 mm/ 484.8 mm	CIRC./6.4 mm/–	66.9 mm/0	30 (6 × 5 channels)
Tompkins et al. [53]	Air–water	Adiabatic	HM/VDC	–/PI/–	RET. (280 × 3.75 mm)/ 12.7/560 mm	C/1.59 mm/317.5 mm	–/0	15
Vist and Pettersen [13]	R-134a	Pressure: 5.5–5.6 MPa Temperature = 40; 50; 60 °C	HM/VUC and VDC	8 or 16 mm/PI/55 and 250 mm	CIRC./8 or 16 mm/–	CIRC./4 mm/–	21 mm/0	10
Watanabe et al. [33]	R-11		HM/VUC; VM/HC	–/PI/–	CIRC./HM.: 20 mm/–CIRC./ VM.: 6 mm/–	CIRC./6 mm/–	40 mm/0	VUC: 2; 3; 4 HT: 3; 4; 5
Webb and Chung [20]	Air–water	Adiabatic	HM/VDC and VUC	–/PI/–	D-shaped cross section/ 32 mm/–	SQ./1.3 mm/750 mm	2.2 mm/4 mm	20

(continued on next page)

Table 1 (continued)

Reference	Operating conditions		Geometry					
	Fluid	Operation	Header orientation/ flow direction	Feeding tube: diameter/ direction/length	Header: cross section/ hydraulic diameter/length	Channel: cross section/ hydraulic diameter/length	Channel: pitch/intrusion depth	Number of parallels channels
Yoo et al. [32]	RI 34a	Adiabatic	HM and VM/VDC and HC	4 × 6.35 mm/NNI/–	RET. (18.5; ×12.70; ×6.35; ×3.75 mm)/ 15.06; 9.68; 5.4 mm	SQ/flat tubes × 6 channels of 1.54 mm/317.5 mm	–/0	15 flat tubes
Zhang et al. [31]	RI 34a	Adiabatic Pressure: 1 MPa–3 MPa	HM and VM/VDC and HC	2 × 6.35 mm/NNI/–	RET. (18.5; ×12.70; ×6.35; ×3.75 mm)/15.0; 9.68; 5.4 mm	SQ/flat tubes × 6 channels of 1.54 mm/317.5 mm	–/0	15 flat tubes

Note: G: mass velocity [kg/m<sup>2</sup> s]; x: mass quality [–]; Re: Reynolds number [–]; HM: horizontal header; VM: vertical downward channels; VDC: vertical upward channels; HC: horizontal channels; IC: inclined channels; CIRC.: circular; RET.: rectangular; SQ: square; PI: parallel feeding tube to the header; NNI: normal feeding tube at the header and at the channels; NPI: normal feeding tube perpendicular at the header and parallel at the channels.

(header cross-section design, channel couplings, flow orientation); operating conditions (mass flow rate and vapor quality at the inlet of the distributors and heat load on the tubes); and fluid properties.

As a result of the investigations made by several authors, we derived the following diagram, Fig. 2, which summarizes the main parameters that can affect the two-phase flow distribution in headers with parallel channels. These parameters are classified into three groups: geometrical factors, operating conditions and fluid properties. The channels, header and feeding tube in the header are the dominant geometrical factors acting on the two-phase flow distribution. In terms of the operating conditions, several parameters influence the two-phase flow distribution of which the orientations of the channels, header and feeding tube are the most important. The fluid properties are also mentioned as having an influence on the two-phase flow distribution.

The two-phase flow distribution is governed by the operating conditions which are coupled to the geometrical factors (e.g., the geometry of the feeding tube controls the two-phase flow pattern). Therefore, when some of these geometrical factors are changed, they modify the flow structure in the feeding tube and consequently inside the header. As a result the two-phase distribution in the parallel channels is altered.

In systems that operate under zero or near-zero gravity conditions, for example in earth orbiting satellites where micro-thermal control systems are common, the effects of gravity might be neglected, so the geometrical factors become dominant (Fig. 2).

No systematic studies on geometrical factors have been reported in the literature. The designs have mainly been obtained in an elementary way and the investigations concerned only with the operating conditions (liquid and gas mass flow rate, orientation, etc.). As a result, this review will focus primarily on the influence of the operating conditions on the two-phase flow distribution. In the next sections, the influence of each parameter of the operating conditions will be analyzed and discussed.

### 3.1. Channels and header orientations

The header position and flow orientation in parallel channels are two of the main factors influencing the two-phase flow distribution among the channels. There are several operational options for these devices. Fig. 3 illustrates the three possible operational positions of the set comprising header-parallel channels. When the channels are in the vertical position, the two-phase flow may be supplied by the top header (downward flow) or by the bottom header (upward flow), Fig. 3(a). However, when the channels are in the horizontal position, the header may be positioned in the horizontal or vertical position. Fig. 3(b) and (c) shows these two cases, respectively. Also, in the latter case, the header supply can be downward or upward.

Several researchers have studied the distribution of two-phase flow evaluating the header position and channel orientation (Zhang et al. [31], Yoo et al. [32], Watanabe et al. [33], Webb and Chung [20], Teclemariam [34]). In general, these studies report results for the header placed in the horizontal position and the channels in the vertical position (upward or downward) or with the header in the vertical position and the channels in the horizontal position. Poggi et al. [35] verified that the two-phase flow distribution among the channels is significantly affected by the header orientation. Gravitational forces act on the fluid during the two-phase flow split and the difference in the momentum of the phases causes low momentum gas to be taken off in the parallel tubes.

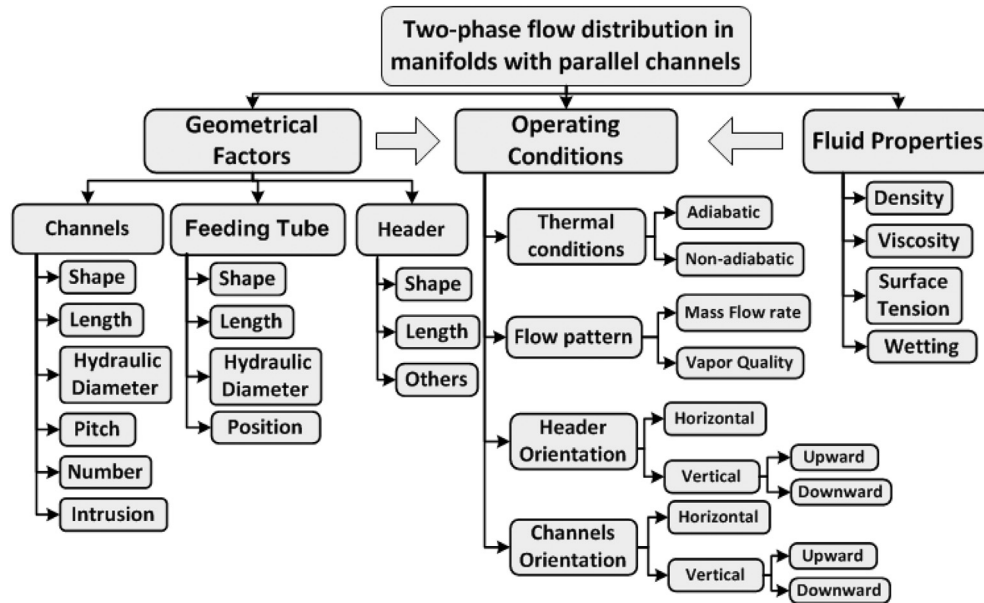


Fig. 2. Factors influencing the two-phase flow distribution in headers with parallel channels.

3.1.1. Vertical header

Fig. 3(c) illustrates the possible flow direction for the header considering the vertical header position. In these configurations the flow in the header is strongly influenced by the gravitational forces acting in the same direction as the header and perpendicular to the channels. Few studies for these operating conditions are reported in the literature when compared with the header in the horizontal position. Cho and Cho [36], Lee and Lee [37], Lee [12], Lee and Lee [38], Yoo et al. [32].

Lee [12] examined the two-phase flow distribution in parallel channels and investigated the two-phase flow behavior at header–channel junctions simulating the corresponding parts of compact heat exchangers. Air and water were used as the working fluids. These tests were carried out for a large range of mass flux and mass quality conditions (Fig. 4).

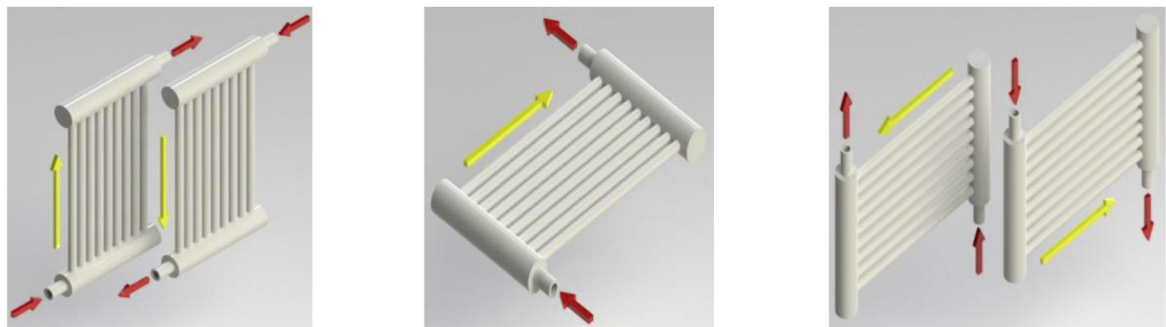
Lee [12] found that the distribution of the two-phase flow in the channels is controlled by liquid recirculation occurring at the rear (end plate) and middle parts of the header.

Fig. 4(a) and (b) shows an example of Lee’s results and a picture of the test section, respectively. The author identified three different zones in the header, classified as regions A, B and C, regardless of the liquid flow rates at the inlet. In the first part of the

header (region A) the amount of the liquid separating out in the channels decreased as the two-phase mixture proceeded in the downstream direction. Immediately upstream of the end plate (region C), the amount of the liquid separation also decreased, but the difference in the liquid flow rates of the channels are not large due to the flow recirculation. In region B, the liquid separation rate increased along the header flow because of the interaction between the reverse flow (flow recirculation in region C) and the forward flow (in region A).

One important point to be noted is that the feeding tube and the header have the same cross-section. Therefore, the two-phase flow pattern remains the same at the header entrance. The other main observation concerns the flow pattern at the header inlet. The two-phase flow pattern will never be stratified, with a bias toward a distribution similar to the T-junctions in region A. This behavior has been verified applying the model of Hwang et al. [39] for two-phase flow separation at parallel T-junctions. The liquid flow rate through the channels is well predicted in region A. However, for regions B and C, where flow recirculation predominates, the model does not predict the amount of liquid in each parallel channel.

Yoo et al. [32] also studied the two-phase flow distribution with the header in the vertical position. The tests were conducted with



(a) Horizontal Header – Vertical Channels

(b) Horizontal Header with Horizontal Channels

(c) Vertical Header with Horizontal Channels

Fig. 3. Possible header and channel position and flow orientation.

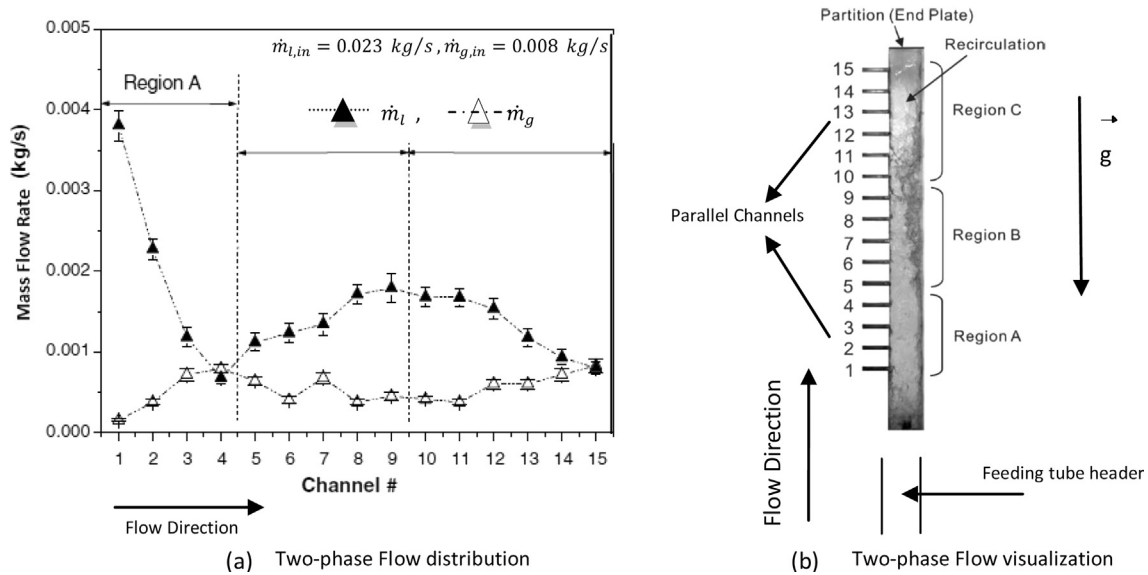


Fig. 4. Effect of the end plate on the flow configuration inside the header (after Lee [12]).

upward and downward two-phase flow in the header supply. In the downward configuration, the first and the last channels receive more liquid for all configurations tested. This distribution in the first channel presents a behavior similar to that found in T-junctions. The substantial quantity of liquid in the last channel is explained by the deposition of liquid at the bottom of the header, increasing significantly the liquid mass flow rate in the channels in this region. The distribution of the air is inversely proportional to that of the water. For an upward configuration, the results were similar to those reported by Lee [12].

The results of these authors demonstrate the considerable influence of the flow direction inside the header. For a downward configuration the gravitational force accelerates the liquid flow in the header and the distribution of gas in the first channels, near of the feeding tube, is favored. The gravitational force favors the liquid accumulation at the end plate of the header and consequently a higher liquid flow rate in the channels of this region. For an upward configuration the action of the gravitational force is in the opposite direction to the flow, breaking the flow inside the header and favoring the liquid flow in the channels in the region of the header entrance. The gravitational force also creates liquid recirculation zone inside the header, improving the phase distribution in these regions.

### 3.1.2. Horizontal header

The majority of studies on two-phase flow distribution have been performed with the header in the horizontal position, for both upward and downward flow. Watanabe et al. [40] also studied the distribution of R11 refrigerant in a horizontal header with four upward heat exchanger tubes, simulating an automotive air-conditioning evaporator. These authors found that the vapor phase was preferentially distributed in the first tubes. Thus, the liquid level in the horizontal header rose further downstream in the header due to the vapor being taken off. In all cases the last tube of the header had the lowest vapor fraction. For a reduced number of tubes similar results are obtained. Qualitatively, the two-phase distribution results were almost unchanged.

Rong et al. [41] also studied air and water distribution in a heat exchanger simulating a plate evaporator with seven channels, positioned vertically, in both the upward and downward directions. The tests were performed at low air and high water mass flow rates

(low gas quality), the inlet flow pattern tested was slug flow and air and water in the header tended to be separated due to gravity, resulting in severe maldistribution among the channels. At higher air mass flow rates, annular flow was observed in the distribution header. In these experiments, the first channels received most water while the last channels of the header received most air, both in the upward and downward configurations.

Ahmad et al. [42] studied the two-phase flow distributions in horizontal headers with the channels in both positions, horizontal and vertical (upward and downward). Fig. 5(a) and (b) shows the results for the same mass velocity and two different vapor qualities. For the case of vertical downward channels their measurements showed a better distribution for both phases as the mass quality increased. The influence of the inlet mass velocity on the distribution was more visible at high mass velocity. Experiments with horizontal distribution channels showed enhanced vapor and liquid distribution even at low inlet mass quality. In the case of vertically upward channels, the flow distribution was highly heterogeneous even for high inlet mass quality.

Vist and Pettersen [13] also investigated the two-phase flow distributions in a horizontal header with channels vertically oriented (upward and downward flow). The authors verified that in the upward flow experiments the vapor phase flow was distributed much more easily in the closest adjacent tubes, and the liquid flowed down the header and was preferentially distributed in the last tubes of the heat exchanger. For the downward flow, the liquid was distributed most easily in the first tubes and the gas was directed to the last tubes of the header.

A slight influence on the two-phase distribution was seen when changing the total mass flow rate. When the vapor fraction is increased at the inlet of the header a better distribution of the vapor phase is obtained in both the upward and downward flow experiments. The vapor phase distribution is improved for a higher inlet vapor fraction while the liquid phase distribution is better with a low vapor fraction.

Dang et al. [43] investigated the characteristics of adiabatic two-phase flow, and compared the flow distribution in multi-parallel mini-channels with the header in the horizontal position. The authors considered the effects at the inlet, where surface tension and inertia are the possible causes of maldistribution. Razlan et al. [44] recently conducted experimental studies on two-phase

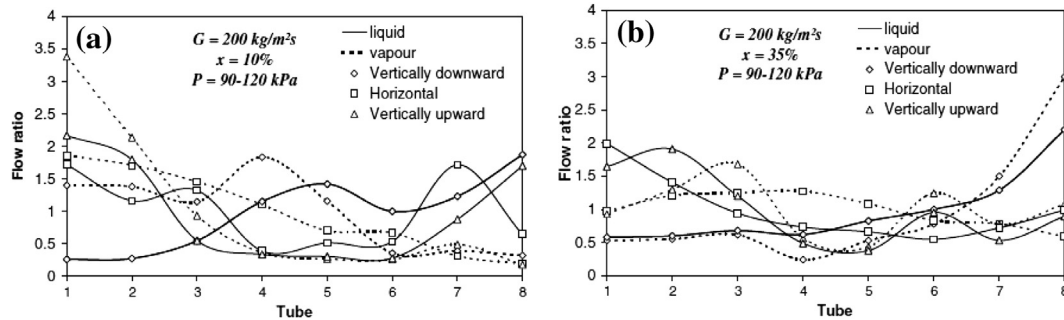


Fig. 5. Two-phase flow distribution in a header with eight parallel channels (a)  $G = 200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ,  $x = 0.1$ ; (b)  $G = 200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ,  $x = 0.35$  (after Ahmad et al. [42]).

flow distribution in a horizontal header. Their studies were particularly directed toward the influences of the: (i) inlet-flow condition at the header (stratified-flow inlet and mist-flow inlet); (ii) pressure condition at the outlets (uniform and non-uniform back pressure); and (iii) pressure loss characteristics of these conditions. They found that the inlet-flow condition at the header entrance has a significant influence on the gas–liquid distribution, and the uniformity of the liquid distribution was improved under the mist-flow inlet condition. The mist flow regime may appear at very high gas flow rate because the entrainment of the liquid as droplets in the continuous gas phase (Thome [45]).

Kim and Han [46] extended their experiments to a header with 10 parallel flat tubes and verified the findings of other authors, that is, downward flow and upward flows cause water to flow mostly through the front and rear parts of the header, respectively.

On carrying out a preliminary analysis of the results presented above, it is clear that there are two main factors that can affect the two-phase split in headers, in both the upward and downward configurations: firstly, the gravitational forces acting on the fluid in the two-phase flow split and secondly, the difference in the velocities of the phases, leading to low momentum gas being taken off in the tubes, has a pronounced effect on flow distribution. In horizontal headers with upward two-phase flow, for example, differences in both the gravitational forces and inertial forces of the gas and liquid phases favor the gas flow in the channels. Therefore, the channels close to the inlet feeding tube receive preferentially a higher quantity of gas, while the liquid is distributed in the channels far from the feeding tube. Another important factor in vertical upward flows is the effect of liquid entrained by the gas, mainly for high gas velocity. This phenomenon favors a best distribution in the parallel channels. In the downward orientation, the situation is different. The gravitational force favors the liquid flow in the channels closest to the feeding tube, while the difference in the momentum of the gas and liquid phases makes the distribution of phases in the parallel channels more uniform. Thus, a more regular distribution of the phases could be obtained in the downward flow when compared to upward flow.

### 3.2. Two-phase flow structures in the feeding tube

Many types of flow patterns may be found in the feeding tube leading to different flow structures in the header. Thus, depending on the length and diameter of the feeding tube and operating parameters (mass flow rate and gas quality) the two-phase flow may present three distinct regions: expansion, developing, and developed two-phase flow. The expansion region is generally a very short stretch with a homogeneous mixture of liquid and gas immediately after the expansion valve. The developing region, following the expansion region, is where the vapor and liquid are not homogeneous, and begin to separate. Finally, the developed

region is where the two-phase flow settles into its final separated state. Fig. 6 shows the structure of these three regions, as reported by Fei and Hrnjak [47].

Zhang et al. [31] investigated the effect of the feeding tube length (from the expansion valve to the header) on the two-phase flow distribution. They tested two configurations of the feeding tube: short and long tube length. A better two-phase flow distribution is found for a short tube compared to a long one. The two-phase flow is still in the development stage for a short feeding tube and is almost fully developed for a long feeding tube. The two-phase flow is developed when the phases are completely separated. On increasing the mass flow rate of the liquid and gas, the two-phase distribution improves, due to the increased length of the expansion and developing regions.

Vist and Pettersen [13] investigated the influence of the flow pattern at the inlet of the header on the two-phase flow distribution by varying the length of the feeding tube; a short feeding tube of 50 mm was used in some experiments (in contrast to the original feeding tube length of 250 mm). Fig. 7(a) and (b) shows the distributions of both phases (liquid and vapor) for upward flow with a short (50 mm) and a long (250 mm) feeding tube. A better liquid distribution was found for the short inlet tube compared to long inlet one for all conditions tested, regardless of the vapor quality.

Contrasting behavior was found for the vapor distribution. In this case the distribution is more irregular between the channels for low vapor quality and a tendency toward a good distribution was not observed. However, when the vapor quality was increased, the first tubes, closest to the inlet tube, received more vapor than the last tubes, farthest from the inlet tube. For a downward flow, a similar behavior was found for all inlet conditions. As a first result, on reducing the feeding tube length at the header, the two-phase flow distribution improves regardless of the two-phase flow (Vist and Pettersen [13]).

### 3.3. Flow pattern inside the header

Many types of flow patterns can be found in the feeding tube before the header, as described in Collier and Thome [48]. Depending on the mass flow rate and vapor quality, the flow pattern in the feeding tube is determined and different structures are formed in the header.

Fei and Hrnjak [47] reported different two-phase flow patterns in a horizontal header for downward two-phase flow in parallel channels. Fig. 8 presents the two-phase flow structure in the header with different vapor quality for a same total mass flow rate. In the inlet feeding tube, the status of the flow development varied according to the regions shown in Fig. 6 (expansion, developing and developed).

Fig. 9 shows the results for the liquid mass flow rate distribution among the tubes for the typical flow pattern presented in Fig. 8.

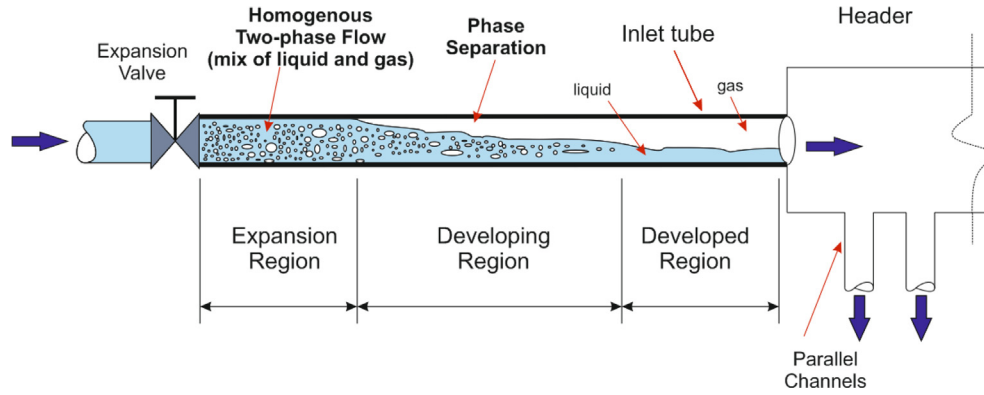


Fig. 6. Schematic view of the flow development after the expansion valve (after Fei and Hrnjak [47]).

The authors observed a strong influence of the flow pattern on the two-phase flow distribution among the channels. With mist flow, a better distribution of the liquid was noted (Fig. 8(e)). However, the liquid distribution for the other flow patterns presented was strongly influenced by the liquid velocity. Fei and Hrnjak [47] commented that the distribution of the liquid in the header was governed mainly by the combined effects of the inertia and gravitational forces acting on the liquid phase.

A map of the two-phase flow pattern in the header was constructed by Fei and Hrnjak [47]. This was built as a function of the liquid and gas Froude numbers as defined in Eqs. (1) and (2).

$$Fr_l = \frac{\rho_l U_l^2}{\rho_l g D} = \frac{d}{D} \frac{(\dot{m}(1-x))^2}{d^5 \rho_l^2 g} \quad (1)$$

$$Fr_g = \frac{\rho_g U_g^2}{\rho_l g D} = \frac{\rho_l d}{\rho_g D} \frac{(\dot{m}x)^2}{d^5 \rho_g^2 g} \quad (2)$$

where  $\rho_l$  and  $\rho_v$  ( $\text{kg/m}^3$ ) are the liquid and gas densities, respectively,  $g$  is the acceleration due to gravity ( $\text{m/s}^2$ ),  $x$  is the gas quality,  $d$  and  $D$  (m) are the channel and header diameters, respectively,  $U_l$  and  $U_g$  (m/s) are the liquid and gas velocity respectively and  $\dot{m}$  ( $\text{kg/m}^2 \text{ s}$ ) is the total mass flow rate.

Fig. 10 shows the two-phase flow pattern map of Fei and Hrnjak [47] for two inlet diameters, 6.4 mm and 9.5 mm. The authors classify the best distribution as a function of the standard deviation of the distribution (STD) of the liquid medium in relation to the distribution between channels. For each new diameter used a new two-phase flow pattern map was generated.

On analyzing this map it can be observed that the stratified flow region is associated with low gas Froude numbers. This two-phase flow pattern is observed when the gravitational force is dominant. An increase in vapor quality leads to a significant increase in the vapor and liquid inertia. Therefore, on the map, the two-phase flow regime shifts to the jet regime. This regime is located at the center of the map, with moderate liquid and vapor Froude numbers. For large liquid and vapor Froude numbers a jet with front pooling is generated. On decreasing the gas Froude number, the jet is maintained with a formation of rear pooling. In this case, the liquid accumulation is formed near to feeding tube (Fig. 8(a)). The best liquid distribution for the inlet tube diameter of 9.5 mm is located in the mist flow region (Fig. 10). In the left part of this region the distribution of the phases is compromised because of low liquid inertia effects, that is, low values of  $Fr_l$ . For an inlet tube of 6.4 mm diameter, a two-phase flow pattern map similar to that for the 9.5 mm tube diameter is obtained. However, the locations of these regions shifted a little to the upper right due to the increase in the inlet mass flux with the decrease in the inlet diameter. On analyzing the distribution level for the inlet tube of 6.5 mm diameter, using the two-phase-flow pattern map, flow patterns can be identified. In any flow pattern region the distribution of shapes and STD points shows an irregular behavior. Fei and Hrnjak [47] noted that: "although worst distribution was still normally found in the stratified region, the trend of distribution change was obscure in other regions and with any small momentum change of vapor and/liquid phase, the degree of distribution could change dramatically from good to bad or vice versa".

Similar studies were carried out by Ahmad et al. [42]. Fig. 11 shows the structures in the header with the header in the horizontal and the channels in the vertical upward flow or horizontal

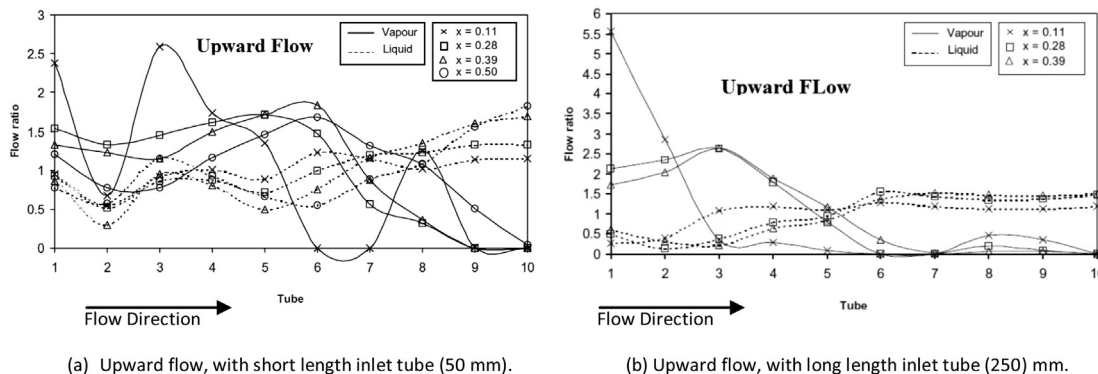


Fig. 7. Two-phase flow distribution among the parallel tubes for a round header ( $D_i = 8.0$  mm) using a short (50 mm) and a long (250 mm) feeding tube length configuration (after Vist and Pettersen [13]).

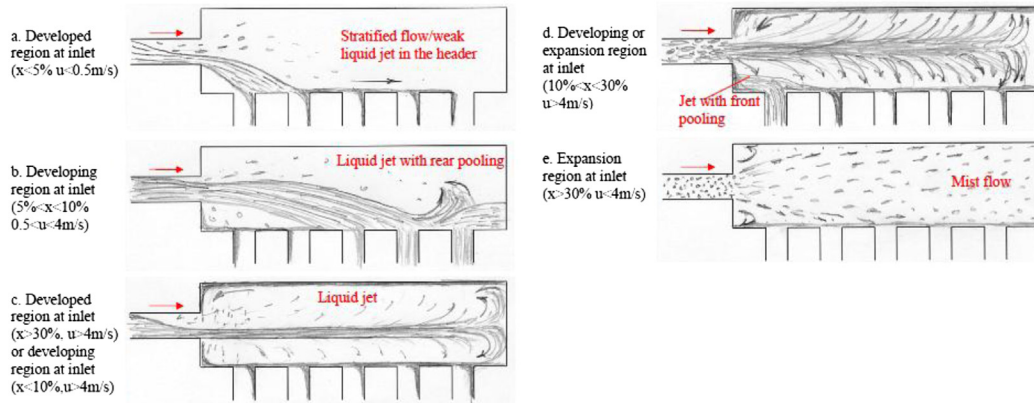


Fig. 8. Influence of inlet flow pattern on the flow structure in the horizontal header for downward flow (after Fei and Hrnjak [47]).

position. In the horizontal position, Fig. 11(a), the header remained filled with liquid to the level of the outlet of the channels for low vapor quality. As the vapor quality was raised the accumulation of liquid decreased until there was no liquid in the bottom of the header, Fig. 11(a),  $x = 45\%$ .

With an increase in the gas quality a liquid jet is formed and its characteristics varied with the gas quality. For high vapor quality, the liquid jet length increased and touched the surface of the rear header, creating a zone of recirculating liquid. For higher vapor quality, the distribution in the header improved due to the inertial effects of the liquid jet. When the channels were placed in the vertical position and the two-phase flow was upward, the structures were the same as those found in the case of high vapor quality, Fig. 11(b). However, for low vapor quality, a liquid deposit occurs in the rear region of the header. This leads to a maldistribution of the two-phase flow in the parallel channels.

Bernoux [49] studied two-phase flow structures inside the header and the experiments were based on the inlet two-phase flow pattern determined by Woods and Hanratty [50]. Two-phase flow patterns were observed when the inlet two-phase flow was positioned in the developed region of the feeding tube, which indicates that the two-phase flow was already fully separated at the inlet of the header. The two-phase flow was stratified in the feeding tube.

From the above results we can see that the pattern of the two-phase flow in the header, as observed on the map, controls the distribution in the parallel channels. The structure in the header changes completely when the direction of the two-phase flow in the parallel channels is altered (horizontal, vertical upward and vertical downward), or when there is a change in the two-phase flow pattern at the feeding tube outlet. Also, studies have highlighted the influence of the liquid and gas Froude number on the two-phase flow pattern in the header and that the best distribution is reached with mist flow in the header for all configurations tested.

3.4. The effect of positions of feeding and outlet tubes

In general, the supply tube of the header in devices with parallel channels can be assembled in three different ways as illustrated in Fig. 12. The feeding tube may be parallel to the header (Fig. 12(a)), perpendicular to both the header and channels (Fig. 12(b)) or perpendicular to the header and parallel to the channels (Fig. 12(c)). The outlet tube may be located in the header on the same side as the inlet tube or on the opposite side. The effect of the inlet configuration on the two-phase distribution in a header was studied by several authors (Hwang et al. [19], Choi et al. [2], Kim et al. [51], Kim et al. [52]).

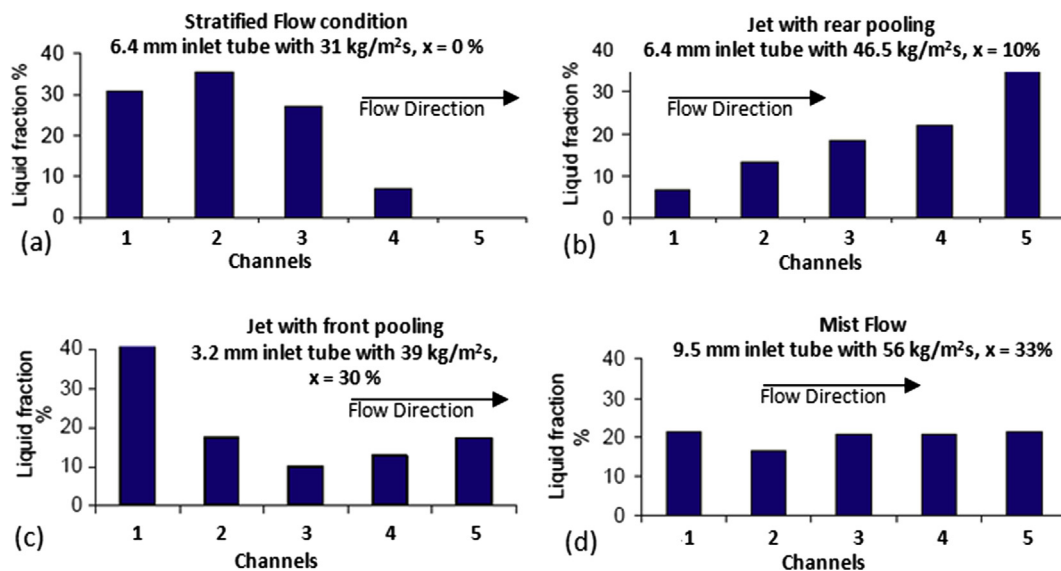


Fig. 9. Liquid fraction in parallel channels for the typical flow pattern. (a) and (b) feeding tube diameter 6.4 mm; (c) feeding tube diameter 3.2 mm; (d) feeding tube diameter 9.5 mm (after Fei and Hrnjak [47]).



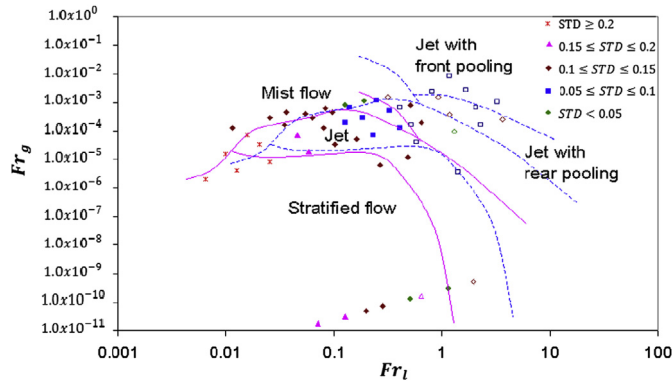


Fig. 10. Distribution in the developing flow pattern map using the Froude number of liquid and gas. Solid icon: feeding tube 9.5 mm; Empty icon: feeding tube 6.4 mm (after Fei and Hrnjak [47]).

Choi et al. [2] studied the two-phase flow distribution for three different configurations of the inlet tube in relation to the header and the parallel channels. The inlet tube was positioned according to Fig. 12(a)–(c) and the header was vertically and horizontally positioned. In the vertical case, the results demonstrated that most of the liquid is distributed in the first channels, near the inlet tube, and the effect of the feeding tube position is not significant. For the horizontal header position, the two-phase flow distribution was found to be strongly dependent on the inlet tube position in the

header. The best distribution was obtained for the configuration of Fig. 12(b) and (c). Hwang et al. [19] also investigated the effect of the feeding tube position on a round header positioned.

Fig. 13(a) and (b) shows the results of Kim et al. [51] for the distribution among the channels with two different mass flow rates. A better two-phase flow distribution is found for perpendicular and vertical feeding tube configurations, Fig. 12(b) and (c), respectively, compared with a parallel feeding tube configuration, Fig. 12(a). The results indicated similar liquid and gas phase distributions among the parallel channels, for perpendicular and vertical feeding tube configurations. A better distribution of the liquid was achieved in the perpendicular inlet configuration with a high mass flow rate or high gas quality. The two-phase flow distribution among the channels becomes less uneven when the total mass flow rate is increased for all inlet configurations. The effect of total mass flow rate on the liquid distribution was found to be most significant for perpendicular feeding tube configuration, followed by the vertical and parallel position. The best gas distributions were obtained for the perpendicular and vertical inlet configuration. The total mass flow rate or gas quality showed no influence on the gas distribution.

Byun and Kim [17] investigated the effects of the inlet and outlet positions to identify the optimum configuration for two-phase flow distribution. The test section simulated is a parallel flow with a vertical header. A better distribution of phases for two-phase flow was obtained with the feeding tube positioned at the edge of the header (Fig. 12(c)) compared with a feeding tube positioned in the middle of the header for the same configuration. The results for

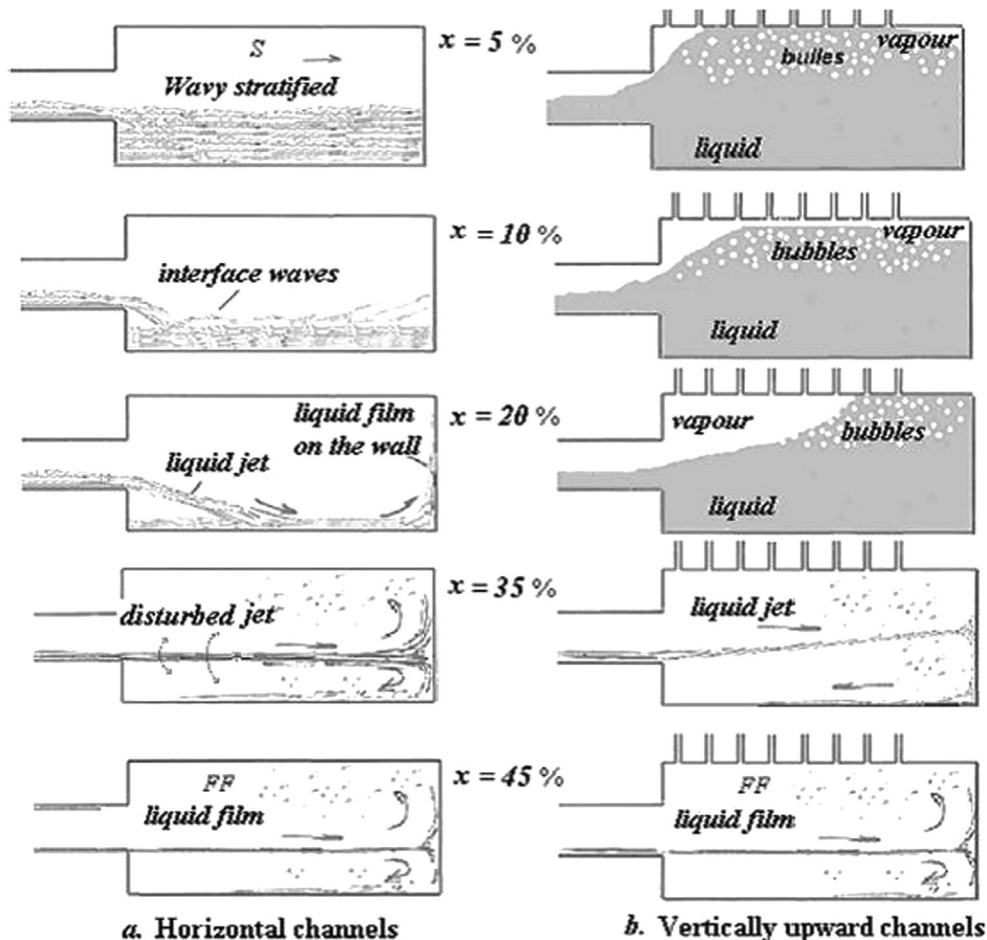


Fig. 11. Different flow structures in the header for different channel orientations ( $G = 200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ) (after Ahmad et al. [42]).

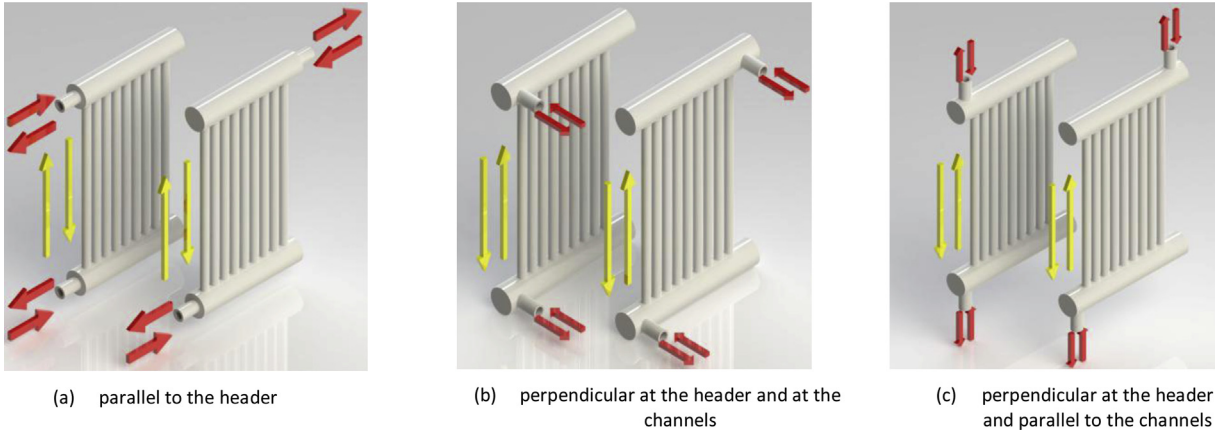


Fig. 12. Two-phase flow feeding tube configurations.

the top and bottom outlet locations were better than those obtained for the middle outlet position.

It can be concluded that there is a better two-phase flow distribution when the tube inlet is positioned perpendicular to the header (Fig. 12(b) and (c)). For a perpendicular configuration a back mixing of the two-phase flow occurs at the header and thus a better distribution in the parallel channels occurs.

3.5. Influence of fluid properties on two-phase flow distribution

There are few studies that analyzed the effect of the physical properties of a fluid on its distribution in parallel channels. Zhang et al. [31] performed tests using air–water and R134a under the same conditions. Large differences are found between the results for the two working fluids. Kim et al. [52] compared the results found for R134 with those for air–water obtained by Kim et al. [51] under the same test conditions. In Fig. 14(a) and (b) the results presented showed a more significant variation in the liquid flow rate for air–water compared with R134a, for all inlet configurations tested. A better distribution of the phases (gas and liquid) was found for air–water compared with R134a.

The authors explained their results by comparing the physical properties of the two systems. The ratio between the densities of the R-134a liquid and vapor,  $(\rho_l/\rho_v)_{R134a}$ , is twenty times higher than that for air–water  $(\rho_{water}/\rho_{air})$ . Thus, the gas velocity for air–water is much higher than that for R134a vapor. This difference might be responsible for the contrasting trend presented in Fig. 14. Other potentially important parameters are the surface tension and viscosity. For the surface tension, the ratio between the two systems,

$(\sigma_{water}/\sigma_{R134a})$ , indicates that this property is nine times larger for water. The ratio between the viscosities of the phases of each working fluid was three times larger for water/air,  $(\mu_{water}/\mu_{air})$ , than for R-134a vapor–liquid,  $(\mu_l/\mu_v)_{R134a}$ .

Very few studies to evaluate the effect of the fluid properties on the two-phase flow distribution in parallel channels have been reported in the literature. One such study observed a strong influence on the phase distribution but non-general trends were noted.

4. Models, correlations and numerical simulations

Few models in the literature have been applied to two-phase flow distribution in headers, although several models have been formulated for two-phase flow distribution in T-junctions. These models do not include the complexity of the two-phase flow distribution within the headers. Two types of models have been proposed. The first group is based on empirical correlations and the second includes numerical models to solve the mass and momentum equations for two-phase flow.

Watanabe et al. [40] developed an empirical model for the prediction of liquid and vapor distribution in parallel channels in headers. A correlation for the gas extraction in the tube number “i” was proposed:

$$G_{g,t,i} = 6.07G_{g,m,i} \tag{3}$$

where  $G_{g,t,i}$  is the total gas mass velocity ( $\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$ ) that reaches channel “i” and  $G_{g,m,i}$  is the total mass velocity ( $\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$ ) that flows through it.

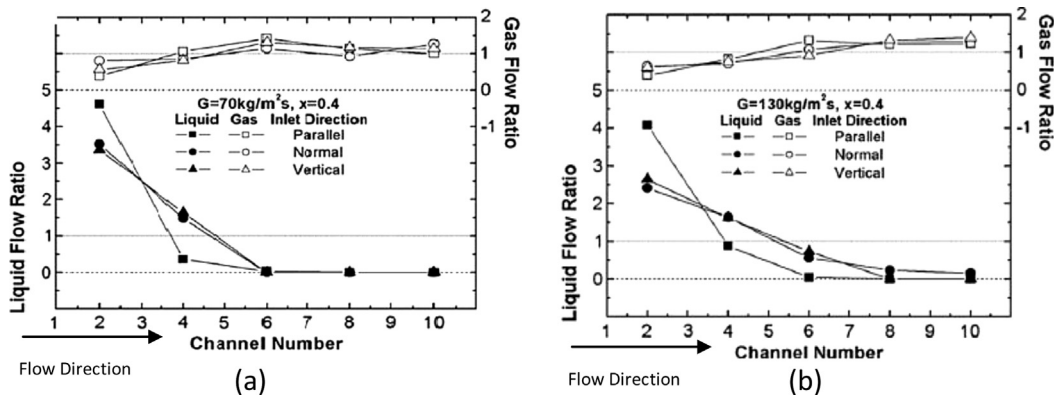


Fig. 13. Effect of feeding tube configuration on two-phase flow distribution for different mass flow rates (after Kim et al. [51]).

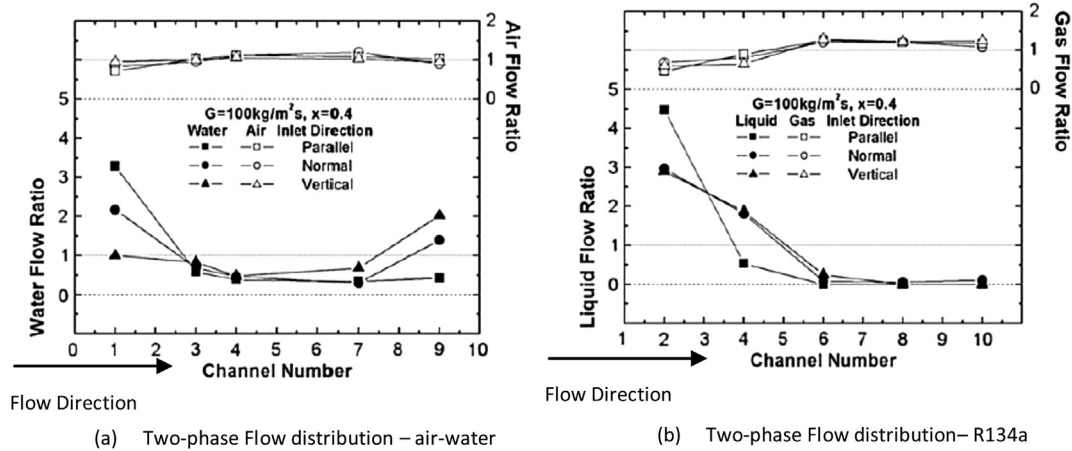


Fig. 14. Air/water and R-134a flow distribution data at  $G = 100\text{ kg/m}^2\text{ s}$  and  $x = 0.4$  (after Kim et al. [52]).

According to this relation, the value obtained for the gas mass flow rate in the tube is dependent only on the total gas mass flow rate in the header at the inlet of the channel “ $i$ ”. The mass fraction of liquid taken off in tube “ $i$ ” was found to be dependent only on the gas Reynolds number in the header at the inlet of the corresponding tube junction:

$$\frac{\dot{m}_{l,t,i}}{\dot{m}_{l,m,i}} = 2.74 \times 10^{-5} Re_{g,m,i} - 0.0124 \sqrt{Re_{g,m,i}} + 1.37 \quad (4)$$

where  $\dot{m}_{l,t,i}$  is the total liquid mass flow rate (kg/s),  $\dot{m}_{l,m,i}$  is the liquid mass flow rate (kg/s) in the parallel channel “ $i$ ” and  $Re_{g,m,i}$  is the gas Reynolds number in this channel.

Following the model presented by Watanabe et al. [40], Kim et al. [52] developed correlations to predict the liquid and gas taken off in the downstream channel for three inlet tube configurations.

Tompkins et al. [53] formulated a one-dimensional state two-phase flow model using an integral-type approach. A void fraction model is used to provide information on the cross-sectional area occupied by the liquid and gas phases. The two-phase flow, with values of  $\dot{m}_{in}$ ,  $P_{in}$ , and  $x_{in}$ , entering the manifold is distributed between a number of tubes. Four types of control volumes were used in the model to predict the two-phase flow distributions in the tubes.

Pustylnik et al. [54] performed linear and nonlinear stability analysis to evaluate the two-phase flow distribution in parallel tubes and found that their theoretical results compared fairly well with the experimental data.

Bejan and Lorente [55] focused their studies based on the constructal theory. This later considers the maximization of the flow system performance influenced by the flow resistances (the irreversibilities) during the distribution and collection of a flow that connecting a point (header) to various points (channels). Similar approach was developed by Cho et al. [56] to evaluate the vascular design using flow resistances and non-uniformities with the objective to find the most efficient global design.

In the literature, other authors have developed numerical simulation tools to study the two-phase flow distribution at the entrance of heat exchangers. The distribution in this type of application is often examined experimentally or analytically considering a lesser number of cases due to the complexity of the two-phase flow inside the manifold.

Fei and Hrnjak [47] used the Eulerian model of the commercial code FLUENT 6 [57] to simulate a two-phase flow at the entrance of a compact heat exchanger. The sliding velocity between the two

phases was chosen, following the experimental measurement of the velocity values under different conditions. The results for the simulations describe the topology of the flow in the header and the distribution results for the liquid and vapor are very close to the experimental data for some cases treated, mainly when appropriate conditions are applied, while for other cases large discrepancies are evidenced. The authors concluded that numerical simulation can provide an alternative way to analyze the problem of two-phase flow distribution, through, for instance, the pressure distribution.

Ahmad [58] simulated numerically the distribution of a stratified jet two-phase flow using the code FLUENT 6 [57]. In both cases all of the numerical results were close to the experimental results. The two-phase flow distribution profiles in the channels and header were similar to their experimental results. Li et al. [59,60] performed numerical simulations to evaluate the distribution of two-phase flow in headers. For a typical distributor geometry and set of operating conditions, predictions of two-phase flow distribution made with the commercial code FLUENT 6 resulted in satisfactory agreement with experimental results.

Ablanque et al. [25] also developed a numerical simulation model to predict the thermal and fluid-dynamic behavior of the two-phase flow distribution in systems with multiple the micro-tubes connected at the headers. In their model the splitting flow phenomenon occurring at junctions was predicted applying appropriate junction models previously published in the literature. The global flow distribution was calculated using a semi-implicit pressure method. The continuity and momentum equations of the whole domain were solved and linked with a two-phase flow distribution model. The simulations were carried out for different header systems. A wide variety of aspects were considered: i) single-phase and two-phase flows; ii) reverse and parallel header system arrangement; iii) horizontal headers with both horizontal and upward oriented parallel tubes; iv) different operating conditions (inlet mass flow rate, gas quality); v) different geometric sizes; and vi) different heat loads on parallel tubes. The authors compared their results with experimental data. The model showed a good qualitative agreement. These authors concluded that the model accuracy is dependent on the appropriate selection of T-junction models as well as the header geometry which must be adequate to be represented by tubes and junctions.

The numerical methods for solving the mass and momentum equations of two-phase flow are good tools to predict the distribution in parallel channels. However, due to the complexity of the two-phase flow and geometries, more sophisticated models are required. The development of models that represent the two-phase

flow distribution in headers is a complex subject. The geometrical details of each design, combined with different flow pattern and working fluids, make this an arduous task. However, for simple analysis, the two-phase flow distribution may be considered to be similar to distributions in T-junctions. This is mainly the case when the flow reaches fully developed conditions in the first channels. Moreover, these models are not sufficiently developed to take into account the fluid recirculation that can be created within the header. For very complex geometries, the use of numerical simulations allows preliminary studies to predict the two-phase flow distribution.

**5. Header design two-phase flow distribution improvement**

In this section, the techniques used to obtain a better two-phase flow distribution in parallel channels are presented. The discussion will consider some modifications in the design of the headers. Geometrical features such as guide vanes, baffles, twisted tapes, folded strips of metal and tube intrusion, for example, may improve the two-phase distribution performance. Vist [29] listed a great number of geometrical modifications to headers to improve the distribution in parallel channels.

These modifications allow, in most cases, a complete change in the two-phase flow structure within the header. Some of these modifications will be discussed separately in what follows.

**5.1. Tube intrusion depth**

Consideration of tube intrusion depth is a technique used to improve the distribution of two-phase flow among the channels in the header, where the parallel tubes are inserted partially into the header. Fig. 15(b) shows an example of this application.

Lee and Lee [37] investigated the effect of tube protrusion depth for a vertical rectangular header with five horizontal rectangular tube configurations using air–water. Fig. 15(a) shows the results for three different degrees of intrusion into the header (0, 6 and 12 mm). The flow in the header inlet was annular with a feeding tube positioned parallel to the header with an upward two-phase flow in the header. The two-phase flow distribution was highly dependent on the protrusion depth. As the protrusion depth increased, more water flowed through the rear part of the header. With zero intrusion depth, more liquid was separated out through the channels in the first part of the header. As protrusion depth increased, more liquid was carried in the channels at the rear part of the header and uniform distribution was obtained by adjusting the intrusion depth, Fig. 15(b). For each operational condition (mass flow rate and gas quality), the authors found an optimum level of tube intrusion into the header.

Kim and Han [46] investigated the effect of tube protrusion depth for a cylindrical header with ten flat tubes using air–water as the working fluid. Fig. 16 shows the structure of a two-phase flow found in the header with the intrusion depth. Both upward and downward configurations were tested with the feeding tube positioned parallel to the header. The two-phase flow at the inlet header was annular. For a downward flow configuration, Fig. 16(a), the water flowed through the frontal part of the header, and the effect of the tube protrusion depth, mass flux or quality was significant. As the protrusion depth, mass flux or quality increased, more water was forced to the rear part of the header. However, for an upward flow configuration, Fig. 16(b), most of the water flowed through the rear part of the header, and the effect of the above mentioned parameters was insignificant.

The use of the protrusion depth can be a good alternative to improve the two-phase flow distribution in headers with the tubes for some specific applications and certain types of flow patterns at the inlet.

In the vertical position, Lee and Lee [37] note that the tube intrusion homogenizes the two-phase flow in the header, Fig. 15(a). Nevertheless, an adjustment to the intrusion depth is needed.

In situations where the header is in the horizontal position, the tube intrusion into the header has different functions considering the upstream and downstream flows, Kim and Han [46].

For upward flows in parallel channels, the tube intrusion acts as a barrier preventing the free flow of liquid within the header. In an annular flow, it prevents the liquid flow in the first channels. If the flow is stratified, the intrusion has a lower contribution to the two-phase flow distribution among the parallel channels and it will not interfere with the distribution of the phases. The liquid will seep directly to the rear of the header. However, a larger liquid recirculation region will be formed, homogenizing the liquid distribution among the parallel channels.

For downward two-phase flows in parallel channels, the tube intrusion acts as a separator of phases within the header and promotes the accumulation of liquid at the bottom of the header until the level of intrusion is reached. This prevents the tubes positioned at the front of the header (first tubes, near the feeding tube) from being preferentially irrigated and ensures that the liquid distribution between the channels is homogeneous.

**5.2. Expansion devices**

Results from the previous analysis of the two-phase flow in the generic header of Fei and Hrnjak [47], Zhang et al. [31] and Vist and Pettersen [13] showed that better two-phase flow distribution results were obtained when the two-phase flow in the feeding tube is homogenous. This occurs when the two-phase flow is in the

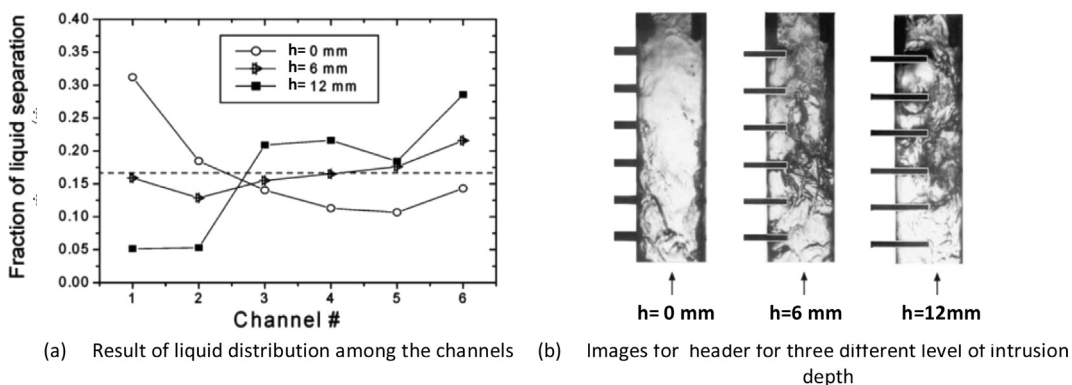


Fig. 15. Effect of intrusion depth on liquid flow,  $G = 54 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ,  $x = 0.5$  (after Lee and Lee [37]).

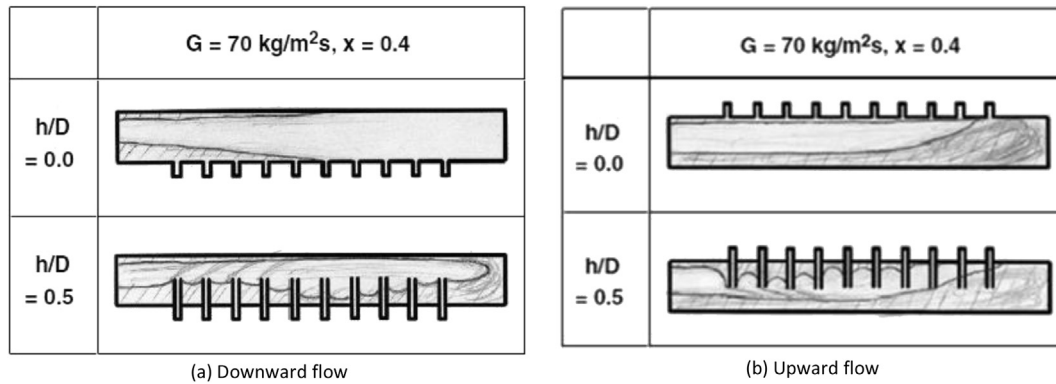


Fig. 16. Two-phase flow structure found in the distributor with intrusion depth of channels in the header (after Kim and Han [46]).

expansion region or the two-phase flow pattern is mist flow. In order to further explore possible practical implementations, additional work was undertaken using an expansion device at the inlet of the header. This device modifies the two-phase flow pattern, making a mist two-phase flow, and provides a better phase distribution among the channels.

Ahmad et al. [42] proposed and tested two different types of expansion devices, generating a new configuration after the expansion region due to a pressure drop. Atomization of the liquid phase takes place during the expansion and thus a homogeneous flow of vapor and small liquid droplets can be obtained. An atomization nozzle, Fig. 17(a), and a concave perforated plate (splashing grid) were used in the experimental device, Fig. 17(b).

Fig. 18(a) and (b) shows the results for the flow ratio obtained for different gas qualities and total mass flow rates. The authors found that the presence of expansion devices has a great influence on the two-phase flow structure inside the header. The use of an expansion orifice produces a liquid jet configuration inside the header. High jet velocities rendered the distribution more homogeneous. The presence of a splashing grid at the inlet produces a multidirectional droplet that greatly improves the two-phase distribution. For both devices tested the authors found the best distributions of liquid between the channels when the total mass flow velocities were higher due to better distribution of liquid in the header. However, the distribution of gas was little changed.

Fei and Hrnjak [47] also tested the use of two different types of expansion devices: plain orifice atomizer and pressure swirl atomizer. The shape of the plain orifice was the same as that tested by Ahmad et al. [42] with a diameter of 1.0 mm. Fig. 19 shows the pressure swirl atomizer and its schematic internal structure with the type of spray formed. The authors concluded that with the plain orifice at the inlet the distribution improved with an increase in the total mass flow rate while it deteriorated with an increase in the gas quality. The visual analysis carried out with the plain orifice at the inlet indicated a liquid accumulation in the front region of the header (close to the feeding tube). This was found to be the main phenomenon that affects the flow patterns inside the header. Compared with a common feed tube inlet, the utilization of the plain orifice provides a poorer distribution due to the dominance of liquid accumulation. The distribution results for the swirl atomizer inlet applying this novel atomizer approach did indeed provide a positive indication that it improves the distribution. However, a new problem emerges due to the large spray angle used, which may cause liquid recirculation and accumulation in the front region of the header. The authors postulate that a reduction in the spray angle in swirl atomizers may improve the distribution.

We can conclude that with the use of this specific device (Figs. 17 and 19) the two-phase flow distribution among the channels can be improved. For a general case, the determination of the best orifice (or nozzle) diameter for a specific header diameter needs to

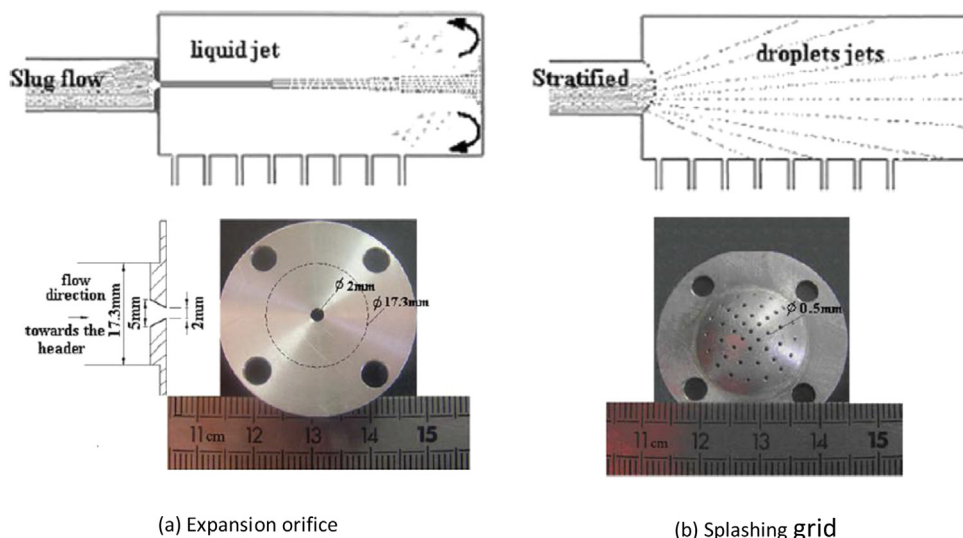


Fig. 17. Two-phase flow patterns after the two expansion devices (after Ahmad et al. [42]).

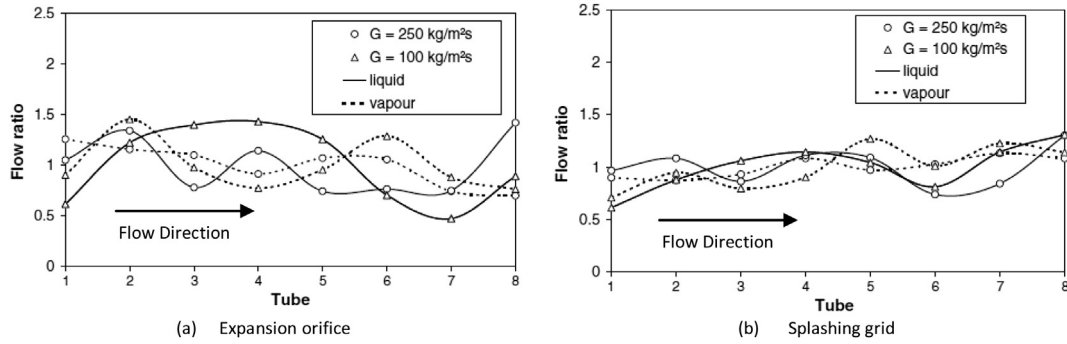


Fig. 18. Distribution of two-phase flow for two different types of expansion devices (after Ahmad et al. [42]).

consider the influence of the fluid properties, as seen also in Section 3.5 above. In addition, the high pressure in the feed tube and also the pressure drop in the expansion device should be taken into account.

5.3. Other methods

The cross section variation (consisting of a reduction in the header width which leads to a reduction in the flow rate along the header length) was proposed by Cho et al. [23], Pan et al. [61], Tomomura et al. [62] in order to reduce the ramification effect and improve the single phase flow distribution. Uniquely, for two-phase the utilization of this type of modifications in the header is still empirical and there are not studied in the literature which evaluate this alteration in the header.

Marchitto et al. [9] analyzed the behavior of two-phase flow distribution (air–water) among the channels caused by insertion of a co-axial, multi-hole distributor inside the header, Fig. 20. They confirmed the possibility of improving the liquid and gas flow distribution with an appropriate selection of holes (diameter, number, position and orientation) in the header. For all operating conditions, the so-called flute-type distributor improves the phase distribution inside the parallel channels compared to the basic configuration, Fig. 1. In particular, the best results were obtained when the flute holes were facing in the opposite direction to the channel inlet,  $\beta = 180^\circ$ .

Saad et al. [63] investigated experimentally the distribution of phases and the pressure drop in a two-phase flow, with the liquid

and gas phases entering the header separately considering two configurations: co-current and counter-current inlets, Fig. 21. The authors studied the influence of the liquid and gas inlet directions and superficial velocities on the two-phase flow distribution. They identified a strong influence of the gas superficial velocity on the distribution. The co-current inlet configuration allows a more uniform fluid distribution both for the gas and liquid phases. The use of these techniques considerably changes the flow structure inside the header, that is, it becomes more uniform, resulting in a better distribution of phases between the channels connected to the header.

6. Discussion and remarks

The literature review carried out on two-phase flow distributions in parallel channels revealed that several investigations have been carried out over in the past decade. Most of the studies were based on experimental analysis. It is clear that there are difficulties associated with comparing and synthesizing the experiments on two-phase flow distributions in headers with the channels reported in the literature. In fact, a large amount of data has been obtained applying different combinations of operational conditions (total mass flow rate, gas quality, fluid, etc.) and geometrical configurations (header shape and dimensions, feeding tube, number of channels, feeding tube position, etc.). It was noted that several of these parameters play an important role in two-phase flow distribution. As a result, the data obtained in studies carried out at different laboratories show considerable variation.

The synthesis of this literature review evidenced two main types of parameters acting on two-phase flow distribution among parallel channels: the device geometry and operating conditions. The role of these parameters on the phase distribution is summarized and sketched in Fig. 22. The design of the geometry is a key factor since it influences directly the two-phase flow structure inside the header and, consequently, the phases distribution among the parallel channels. These geometrical factors are listed in Fig. 2. As we have seen previously in Section 3.3, changes in these geometrical factors can produce different two-phase flow structures in the header. For example, altering the feeding tube diameter will change the two-phase pattern initially in the feeding tube and subsequently in the header. Some of these consequences may also be observed when, for instance, the feeding tube position and header geometry (diameter, length) are changed.

The operational conditions also play an important role in two-phase flow distribution. For a given device geometry the two-phase flow pattern is also affected by the header and channel orientation in relation to gravity, as well as the two-phase flow direction. The total mass flow rate and the gas quality lead to a given two-phase flow pattern in the feeding tube. This two-phase

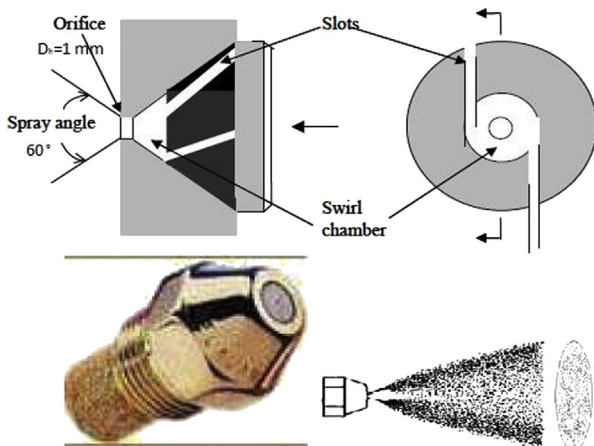


Fig. 19. Pressure swirl atomizer and its schematic internal structure with type of spray formed (after Fei and Hrnjak [47]).

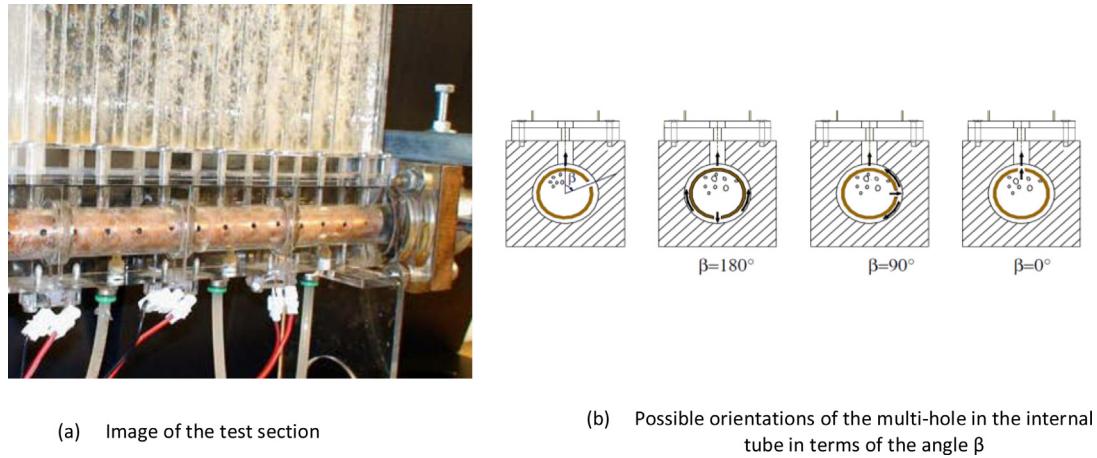


Fig. 20. Co-axial, multi-hole distributor inside the header (after Marchitto et al. [9]).

flow pattern determines the velocity of each phase as well as the two-phase flow structure in the header.

On the basis of these observations we may conclude that the two-phase flow distribution among the parallel channels can be controlled using two distinct approaches, that is, controlling the operating conditions for a given geometry or the geometry in relation with the operating conditions.

For a header with a given geometry, the fluid properties are also important parameters to be considered. The ratio between the liquid and gas densities determines the buoyancy force. The viscosities as well as the surface tension are important properties in terms of the phase distribution. These properties play a role in the shear and interfacial forces and may influence the formation of the two-phase flow pattern in the header.

The behavior of the two-phase flow distribution in the header is controlled by the forces acting on the two-phase flow in the header. Fig. 23 shows a scheme of these forces in a header in the horizontal position. The main forces are: viscous (wall shear, phase shear), inertial, interfacial and gravitational forces. All of these forces are responsible for the two-phase flow structure within the header, however, only the gravitational and inertial forces are considered in the analysis. The effects of shear and interfacial forces are more difficult to understand.

It is important to note that depending on the header and channel positions and the two-phase flow direction in the header and channels, the forces act differently. With the header in the horizontal position, due to the density difference of the phases, the

gravitational forces tend to stratify the phases, while the inertial forces of the liquid tend to homogenize the phases distribution. When the inertial forces are strong enough compared to the gravitational forces, a mist flow or a liquid jet break occurs in the header. As a result a better two-phase flow distribution is observed in the parallel channels. Therefore, for the header in the horizontal position, the gravitational force is almost always detrimental to reaching a good phase distribution, while high inertial momentum promotes an even distribution.

On the other hand, for the header in the vertical position, these forces may travel in the same direction for downward two-phase flow (that is, both downward, in the same direction as the flow) and have opposite directions for upward two-phase flow (gravity in opposite direction to the flow) in the header. In an upward two-phase flow, the liquid velocity facilitates the formation of a region of liquid recirculation in the area opposite the feeding tube due to gravitational forces after the liquid reaches the wall opposite the entrance. Higher liquid inertial force promotes a uniform distribution of liquid and gas phases. When the two-phase flow is downward, the forces are similar to those found in a horizontal header. The stratification of the phases is due to the gravitational force which acts above the liquid portion, carrying the liquid to the end plate of the header.

The devices added to the header to improve the distribution of phases in parallel channels can operate in two different ways: homogenizing or separating the phases inside the header. For example, the expansion devices homogenize the two-phase flow

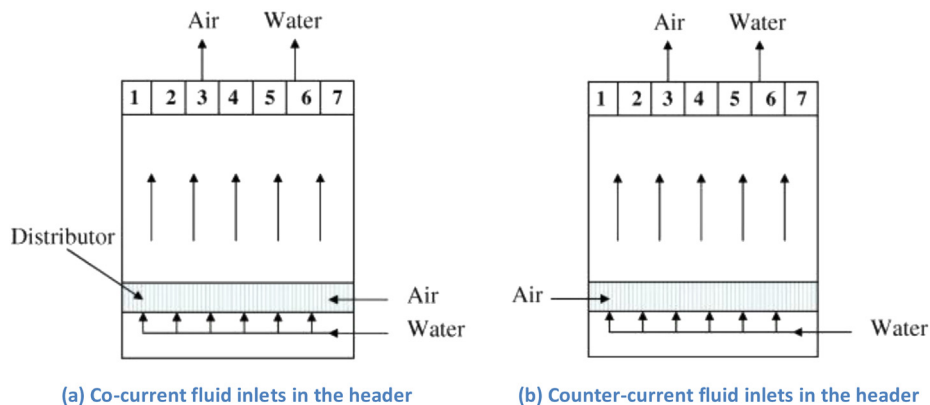


Fig. 21. Inlet configurations of the test section (after Saad et al. [63]).

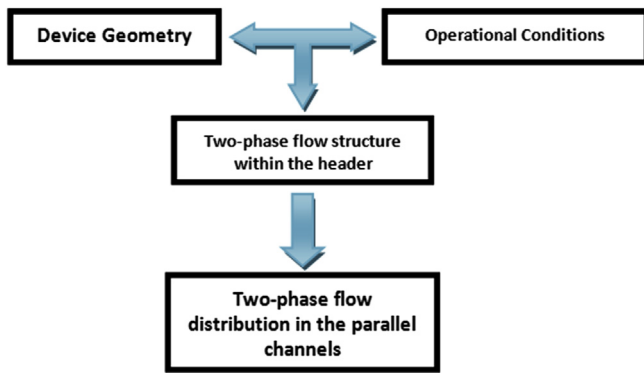


Fig. 22. The main parameters acting on two-phase flow distribution.

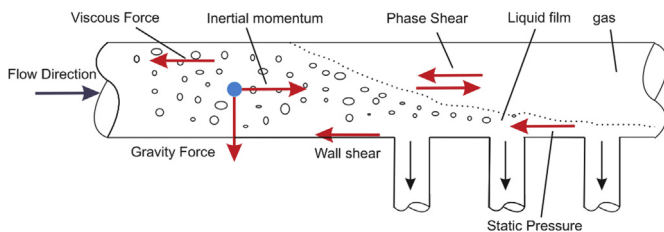


Fig. 23. Forces acting on the two-phase flow in the header.

through the formation of a mist flow, thus providing a better phase distribution. The tube intrusion acts by separating the phases (header in the horizontal position and tubes in the vertical position with upward flow). This can also deflect the flow into the header, promoting a more uniform distribution of phases (vertical header). These devices can be added and adjusted according to the operation parameter input.

In general, it is difficult to identify which operational condition provides the best two-phase flow distribution for a given device. As could be observed in this review, these conditions are mainly related to the header geometry and operation parameters which together determine the flow pattern in the header. For a defined geometry and given working conditions (mass flow rate and gas quality), the two-phase flow can be best distributed with the header positioned in the vertical or horizontal position depending on the other factors. The effect of the flow direction, upward or downward, also needs to be considered. Therefore, the best choices in the search for a good distribution level are mainly dependent on the operational conditions of these devices. However, an uneven distribution can always be reached through the alteration of a geometrical parameter, changing one or more operational conditions, or with the addition of other components in the header.

## 7. Conclusions and perspectives

This review demonstrates that the geometry, operating conditions and fluid properties exert a strong influence on the structure of the two-phase flow pattern inside the header and, thus, also on the two-phase flow distribution in parallel channels. The mass flow rate distributions have been analyzed for a great number of operating conditions and for distinct geometrical configurations. However, the studies reported are essentially experimental and models and theoretical analysis remain scarce.

The review evidenced the complexity of the two-phase flow distribution phenomenon and the difficulties associated with the design of a header with a multiple channel system able to achieve

even distributions for a given range of operating conditions. Overall, the experimental results reported indicated that the flow pattern in the feeding tube and mass flow rate distribution inside the channel are dependent on the interaction of several coexisting factors: gas and liquid superficial velocity and geometrical parameters.

The header and the feeding tube positions together with the flow pattern in the feeding tube appear to be the most important factors in the determination of the mass flow rate distribution among the parallel channels. For particular operational situations in terms of these parameters, the gravitational, inertial and viscous forces act differently, leading to a change in the phase distribution in the header. For a given geometry, the two-phase flow pattern is dictated by the competition between the forces, principally by the gravitational and inertial forces. Froude and Weber numbers are the most important dimensionless parameters characterizing the physics of the two-phase flow development in the header. The gas and liquid Froude numbers have been identified as important dimensionless numbers in the analysis of the structure in the header and the behavior of the phase distribution among the parallel channels.

It was verified that the mist flow pattern induced the best level of distribution among the parallel channels regardless of the header position and flow direction.

The existing models and correlations developed for two-phase flow distribution are still limited and do not reflect the actual complexity of two-phase flow inside the header. Some models developed for T-junctions might be applicable to some regions of the header, but not to all regions due the effects of recirculation.

Numerical simulations are a good alternative to predict the phase distribution because these tools can easily simulate the two-phase flow distribution in devices with complex geometry. However, mostly these simulations are carried out using software that as yet cannot represent the real interactions among the phases and the internal structure of the header and channels.

Geometrical modifications can be used to improve the two-phase flow distribution among the channels. They can be applied to the header or the feeding tube by inserting a device. This strategy can offer a good practical solution to improving the phase distribution among the channels. However, these modifications may introduce drawbacks, for example, a higher pressure drop.

In this context, further experiments are still needed in order to investigate and explore other possible influences, such as header shape, channel shape, and fluid properties, and also to better understand the importance of the feeding tube position and outlet conditions.

Analytical and numerical models can be better developed when based on existing experimental data and models for two-phase flow in T-junctions and they can be further improved by considering the Froude and Weber numbers.

The development of new approaches is required in order to gain a better understanding of the two-phase flow phenomenon occurring in headers and maldistribution in parallel channels. As a first step, simple experiments need to be carried out and simulation tools developed to investigate these complex phenomena.

## Acknowledgements

The authors thank the Brazilian governmental funding agency CNPq for sponsoring this work under Contract No. 435209-76 and for providing financial support to Evandro Rodrigo Dário for this doctoral project. The authors also acknowledge "Institut de Recherche pour le Développement" IRD for the financial support of this work.



## References

- [1] E.V. Rebrov, J.C. Schouten, M.H.J.M. de Croon, Single-phase fluid flow distribution and heat transfer in microstructured reactors, *Chemical Engineering Science* 66 (2011) 1374–1393.
- [2] J.M. Choi, W.V. Payne, P.A. Domanski, Effects of non-uniform refrigerant and air flow distributions on finned-tube evaporator performance, in: *International Congress of Refrigeration*, Washington, DC, 2003, pp. 1–8.
- [3] X. Wu, R.L. Webb, Thermal and hydraulic analysis of a brazed aluminum evaporator, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1369–1390.
- [4] S. Lalot, P. Florent, S. Lang, A. Bergles, Flow maldistribution in heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 19 (1999) 847–863.
- [5] S. Stott, C. Bullard, W. Dunn, Experimental Analysis of a Minimum-TEWI Air Conditioner Prototype, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1999. ACRC Contract Report 21.
- [6] J. Pettersen, K. Aflekt, G. Skaugen, Optimization of Extruded-tube Evaporator for R134a: Circulating and Effect of Liquid Distribution. Tech. Rep, SINTEF, Energy Research, Trondheim, Norway, 2000.
- [7] B.P. Rao, B. Sundén, S.K. Das, An experimental and theoretical investigation of the effect of flow maldistribution on the thermal performance of plate heat exchangers, *Journal of Heat Transfer* 127 (2005) 332.
- [8] B.P. Rao, B. Sundén, S. Das, Thermal analysis of plate condensers in presence of flow maldistribution, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 4966–4977.
- [9] A. Marchitto, M. Fossa, G. Guglielmini, Distribution of air–water mixtures in parallel vertical channels as an effect of the header geometry, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009) 895–902.
- [10] A. Azzi, A. Al-Attiyah, L. Qi, W. Cheema, B.J. Azzopardi, Gas–liquid two-phase flow division at a micro-T-junction, *Chemical Engineering Science* 65 (2010) 3986–3993.
- [11] K. He, S. Wang, J. Huang, The effect of flow pattern on split of two-phase flow through a micro-T-junction, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 3587–3593.
- [12] J.K. Lee, Two-phase flow behavior inside a header connected to multiple parallel channels, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009) 195–202.
- [13] S. Vist, J. Pettersen, Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds, *Experimental Thermal and Fluid Science* 28 (2004) 209–215.
- [14] G. Guglielmini, Two-phase flow distribution to parallel channels in compact heat exchangers, in: *24th National UIT Heat Transfer Conference*, Naples, Italy, 2006, pp. 13–22.
- [15] S.Y. Lee, Flow distribution behavior in condensers and evaporators, in: *Annals of the Assembly for International Heat Transfer Conference 13*, Begell House Inc., Sydney, Australia, 2006, p. Paper KN–08.
- [16] M.H. Kim, S.Y. Lee, S.S. Mehendale, R.L. Webb, Microchannel heat exchanger design for evaporator and condenser applications, *Advances in Heat Transfer* 37 (2003) 297–429.
- [17] H.W. Byun, N.H. Kim, Refrigerant distribution in a parallel flow heat exchanger having vertical headers and heated horizontal tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 35 (2011) 920–932.
- [18] M. Asoh, Y. Hirao, Y. Aoki, Y. Watanabe, T. Fukano, Phase separation of refrigerant two-phase mixture flowing downward into three thin branches from a horizontal header pipe, in: *Proceedings of the ASME–JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Reno, Nevada, USA, 1991, p. 159.
- [19] Y. Hwang, D.-H. Jin, R. Radermacher, Refrigerant distribution in minichannel evaporator manifolds, *HVAC&R Research* 13 (2007) 543–555.
- [20] R.L. Webb, K. Chung, Two-phase flow distribution to tubes of parallel flow air-cooled heat exchangers, *Heat Transfer Engineering* 26 (2005) 3–18.
- [21] C. Amador, Flow distribution in different microreactor scale-out geometries and the effect of manufacturing tolerances and channel blockage, *Chemical Engineering Journal* 101 (2004) 379–390.
- [22] S.G. Kandlikar, Z. Lu, W.E. Domigan, A.D. White, M.W. Benedict, Measurement of flow maldistribution in parallel channels and its application to ex-situ and in-situ experiments in PEMFC water management studies, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 1741–1752.
- [23] E.S. Cho, J.W. Choi, J.S. Yoon, M.S. Kim, Modeling and simulation on the mass flow distribution in microchannel heat sinks with non-uniform heat flux conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 1341–1348.
- [24] T. Kulkarni, Header design tradeoffs in microchannel evaporators, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 759–776.
- [25] N. Ablanque, C. Oliet, J. Rigola, C.D. Pérez-Segarra, A. Oliva, Two-phase flow distribution in multiple parallel tubes, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 909–921.
- [26] A.C. Mueller, Effects of some types of maldistribution on the performance of heat exchangers, *Heat Transfer Engineering* 8 (1987) 75–86.
- [27] A.C. Mueller, J.P. Chiou, Review of various types of flow maldistribution in heat exchangers, *Heat Transfer Engineering* 9 (1988) 36–50.
- [28] A. Marchitto, F. Devia, M. Fossa, G. Guglielmini, C. Schenone, Experiments on two-phase flow distribution inside parallel channels of compact heat exchangers, *International Journal of Multiphase Flow* 34 (2008) 128–144.
- [29] S. Vist, Two-phase Flow Distribution in Heat Exchanger Manifolds. Thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2004.
- [30] J. Kitto Jr., J. Robertson, Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance, *Heat Transfer Engineering* 10 (1989) 18–25.
- [31] Q. Zhang, P. Hrnjak, T. Newell, An Experimental Investigation of R134a Flow Distribution in Horizontal Microchannel Manifolds, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2003. TR-223.
- [32] T. Yoo, P. Hrnjak, T. Newell, An Experimental Investigation of Two-phase Flow Distribution in Microchannel Manifolds, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2002. TR-207.
- [33] M. Watanabe, M. Katsuta, K. Nagata, Two-phase flow distribution in multipass tube modeling serpentine type evaporator, in: *Proceedings of ASME/JSME Thermal Engineering Conference*, 1995, pp. 35–42.
- [34] Z. Teclemariam, Experimental investigation of the two-phase flow distribution in the outlets of a horizontal multi-branch header, *Nuclear Engineering and Design* 222 (2003) 29–39.
- [35] F. Poggi, H. Macchi-Tejeda, A. Maréchal, D. Leducq, A. Bontemps, Experimental study of single and two-phase adiabatic flow distribution in compact heat exchangers, in: *18th France Congress of Mechanics Engineering*, Grenoble, France, 2007, pp. 27–31.
- [36] H. Cho, K. Cho, Mass flow rate distribution and phase separation of R-22 in multi-microchannel tubes under adiabatic condition, *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering* 8 (2004) 129–139.
- [37] J.K. Lee, S.Y. Lee, Distribution of two-phase annular flow at header-channel junctions, *Experimental Thermal and Fluid Science* 28 (2004) 217–222.
- [38] S.Y. Lee, J. Lee, Keynote lecture: aspects of two-phase flow distribution at header-channels assembly, enhanced, compact and ultra-compact heat exchangers: science, Engineering and Technology 39 (2005).
- [39] S. Hwang, H. Soliman, R. Lahey Jr., Phase separation in dividing two-phase flows, *International Journal of Multiphase Flow* 14 (1988) 439–458.
- [40] M. Watanabe, M. Katsuta, K. Nagata, K. Sakuma, General characteristics of two-phase flow distribution in a multipass tube, *Heat Transfer – Japanese Research* 24 (1995) 32–44.
- [41] X. Rong, M. Kawaji, J.G. Burgers, Gas–liquid and flow rate distributions in single end tank evaporator plates, *SAE Transactions* 105 (1996) 417–425.
- [42] M. Ahmad, G. Berthoud, P. Mercier, General characteristics of two-phase flow distribution in a compact heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 442–450.
- [43] M. Dang, I. Hassan, R. Muwanga, Adiabatic two phase flow distribution and visualization in scaled microchannel heat sinks, *Experiments in Fluids* 43 (2007) 873–885.
- [44] Bin M.Z. Razlan, H. Goshima, M. Hirota, R. Isobe, Y. Mizuno, N. Maruyama, et al., Gas–liquid flow distributions in multipass channels with vertical upward branches, *The Open Transport Phenomena Journal* 3 (2011) 17–30.
- [45] J. Thome, Two-phase flow patterns, in: *Engineering Data Book III*, III, Wolverine, 2004, pp. 1–21.
- [46] N. Kim, S. Han, Distribution of air–water annular flow in a header of a parallel flow heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 977–992.
- [47] P. Fei, P. Hrnjak, Adiabatic Developing Two-phase Refrigerant Flow in Manifolds of Heat Exchangers, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2004. TR-225.
- [48] J.G. Collier, J.R. Thome, *Convective Boiling and Condensation*, third ed., Oxford University Press, USA, 1996.
- [49] P. Bernoux, Étude de la distribution d'un mélange liquide–vapeur à l'entrée des échangeurs de chaleur, CEA-GREThE, Grenoble, France, 2000.
- [50] B.D. Woods, T.J. Hanratty, Influence of Froude number on physical processes determining frequency of slugging in horizontal gas–liquid flows, *International Journal of Multiphase Flow* 25 (1999) 1195–1223.
- [51] N.H. Kim, D.Y. Kim, J.P. Cho, J.O. Kim, T.K. Park, Effect of flow inlet or outlet direction on air–water two-phase distribution in a parallel flow heat exchanger header, *International Journal of Air-conditioning and Refrigeration* 16 (2008) 37–43.
- [52] N.-H. Kim, D.-Y. Kim, H.-W. Byun, Effect of inlet configuration on the refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 1209–1221.
- [53] D. Tompkins, T. Newell, P. Hrnjak, Single Phase, Two-phase Modeling; X-ray Visualization for a Microchannel Manifold Distribution System, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2002. TR-206.
- [54] L. Pustyl'nik, D. Barnea, Y. Taitel, Prediction of two-phase flow distribution in parallel pipes using stability analysis, *AIChE Journal* 52 (2006) 3345–3552.
- [55] A. Bejan, S. Lorente, Constructal tree-shaped flow structures, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 755–761.
- [56] K.-H. Cho, J. Lee, M.-H. Kim, A. Bejan, Vascular design of constructal structures with low flow resistance and nonuniformity, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 2309–2318.
- [57] FLUENT 6, User Guide, Fluent Inc, 2001.
- [58] M. Ahmad, Étude expérimental et numérique d'écoulements diphasiques à l'entrée des évaporateurs de cycles thermodynamiques, Institut National Polytechnique Grenoble - INPG, 2007.
- [59] G. Li, S. Frankel, J.E. Braun, E.A. Groll, Application of CFD models to two-phase flow in refrigerant distributors, *HVAC&R Research* 11 (2005) 45–62.
- [60] G. Li, J.E. Braun, E.A. Groll, S. Frankel, Z. Wang, Evaluating the performance of refrigerant flow distributors, in: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue, USA, 2002, pp. R12–R16.

- [61] M. Pan, Y. Tang, L. Pan, L. Lu, Optimal design of complex manifold geometries for uniform flow distribution between microchannels, *Chemical Engineering Journal* 137 (2008) 339–346.
- [62] O. Tonomura, CFD-based optimal design of manifold in plate-fin micro-devices, *Chemical Engineering Journal* 101 (2004) 397–402.
- [63] S. Ben Saad, P. Clément, C. Gentric, J.-F. Fourmigué, J.-P. Leclerc, Experimental distribution of phases and pressure drop in a two-phase offset strip fin type compact heat exchanger, *International Journal of Multiphase Flow* 37 (2011) 576–584.
- [64] S. Horiki, M. Osakabe, Water flow distribution in horizontal header contamination with bubbles. Comparison of conventional header with protruding one, *Nippon Dennetsu Shinpojiumu Koen Ronbunshu* 1 (1999) 147–148.
- [65] P. Fei, D. Cantrak, P. Hrnjak, Refrigerant distribution in the inlet header of plate evaporators, in: *SAE World Congress & Exhibition*, Detroit, MI, Paper Number: 2002-01-0948, 2002.
- [66] C. Bowers, P. Hrnjak, Two-phase refrigerant distribution in a micro-channel manifold, in: *Proceedings of the 11th International Refrigeration Air Conditioning Conf. Purdue*, 2006, p. R161.