**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

HUGO LEONARDO SOUZA LARA LEAO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS EFEITOS DO FLUIDO E DA
ORIENTAÇÃO DO ESCOAMENTO NO DESEMPENHO DE
DISSIPADORES DE CALOR BASEADOS NA EBULIÇÃO
CONVECTIVA EM MICROCANALIS**

SÃO CARLOS-SP

2014

HUGO LEONARDO SOUZA LARA LEAO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS EFEITOS DO FLUIDO E DA
ORIENTAÇÃO DO ESCOAMENTO NO DESEMPENHO DE DISSIPADORES DE
CALOR BASEADOS NA EBULIÇÃO CONVECTIVA EM MICROCANAIS**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica,
Térmicos e Fluidos

Orientador: Prof.Dr.Gherhardt Ribatski

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA. A VERSÃO ORIGINAL
ENCONTRA-SE DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DA EESC-USP.

SÃO CARLOS-SP

2014

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Souza Lara Leão, Hugo Leonardo
SLeana Análise experimental dos efeitos do fluido e da
orientação do escoamento no desempenho de dissipadores
de calor baseados na ebulição convectiva em microcanais
/ Hugo Leonardo Souza Lara Leão; orientador Gherhardt
Ribatski. São Carlos, 2014.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
Térmica e Fluidos -- Escola de Engenharia de São Carlos
da Universidade de São Paulo, 2014.

1. Transferência de calor. 2. Perda de pressão. 3.
Oscilações no escoamento. 4. Ebulição convectiva. 5.
Microcanais. 6. Dissipador de calor. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **HUGO LEONARDO SOUZA LARA LEÃO**.

Título da dissertação: "Análise experimental dos efeitos do fluido e da orientação do escoamento no desempenho de dissipadores de calor baseado na ebulição convectiva em microcanaís".

Data da defesa: 06/02/2014

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Gherhardt Ribatski (orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Prof. Dr. **Christian Johann Losso Hermes**
(Universidade Federal do Paraná/UFPR)

Aprovado

Dra. **Luciana Wasniewski da Silva de Luca Ramos**
(Instituto de Pesquisas Tecnológicas/IPT)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Titular **Denis Vinicius Coury**

DEDICATÓRIA

Dedico este árduo trabalho à minha família em especial aos meus queridos pais, Jeane e Sebastião, pelo amor, dedicação e companheirismo, além de serem os maiores incentivadores para realização desta obra.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Refrigeração sob supervisão do Departamento de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Agradeço ao orientador Prof. Dr. Gherhardt Ribatiski por sua dedicação e apoio, pela amizade e pelo otimismo constante nos projetos.

Agradeço ao técnico José Roberto Bogni pela amizade e dedicação no desenvolver dos projetos. Além da imprescindível e importantíssima conduta na preparação e manutenção da bancada experimental de multi-microcanais.

Agradeço aos amigos do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos, Marcelo, Sávider, Fernando Guimarães, Fernando Mendez.

Agradeço aos grandes amigos que foram construído durante esses anos no grupo de Refrigeração: Fabio, Gustavo, Jaqueline, Francismara, Cristiano, Cristian, Daniel, Thiago, Anderson e Mogahji, entre outros mais, pelo apoio à minha formação e pela descontração.

Ao grande amigo Francisco Nascimento pelo auxílio nos assuntos experimentais e teóricos sobre o projeto e pela descontração.

Ao amigo e Prof. Antonio Moreira dos Santos pelos ensinamentos. Ao Prof. Oscar Rodriguez pela disponibilidade de alguns equipamentos e ao Prof. Timothy Shedd pelos conselhos experimentais na bancada de testes.

A minha família pelo apoio, confiança e compreensão em mim postados para desenrolar desse projeto. A Polyana Fernandes Pereira pelo carinho, amor e compreensão.

A CAPES através do auxílio NANOBIOTEC que concedeu uma bolsa de estudo destinada ao desenvolvimento desta pesquisa e ao CNPq (processo nº 576982/2008-3) que concedeu os recursos necessários para montagem do aparato experimental.

Agradeço também aos demais amigos, funcionários e professores, pela colaboração na construção deste projeto de pesquisa e pela amizade.

“Perder tempo em aprender coisas que não interessam, priva-nos de descobrir coisas interessantes.”

Carlos Drummond de Andrade.

RESUMO

LEÃO, H. L. S. L. (2014). *Análise experimental dos efeitos do fluido e da orientação do escoamento no desempenho de dissipadores de calor baseados na ebulição convectiva em microcanais*. 249p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

A pesquisa realizada envolveu a avaliação experimental dos efeitos do fluido e da orientação do escoamento no desempenho de um dissipador de calor baseado na ebulição convectiva em microcanais. Estes dissipadores de calor são usados como uma nova aplicação para a refrigeração dos novos dispositivos eletrônicos que geram altas taxas de calor. Efetuou-se inicialmente uma extensa pesquisa bibliográfica sobre o escoamento monofásico e a ebulição convectiva em microcanais e em multi-microcanais através da qual levantou-se os principais métodos de previsão do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão. Então, utilizando o aparato experimental desenvolvido durante o mestrado de Do Nascimento (2012) avaliou-se a transferência de calor e perda de pressão de um dissipador de calor baseado em multi-microcanais paralelos. O dissipador de calor avaliado possui 50 microcanais retangulares dispostos paralelamente com 15 mm de comprimento, 100 μm de largura, 500 μm de altura e espaçados de 200 μm . Ensaios experimentais foram executados para o R245fa, fluido de baixa pressão utilizado em ciclos frigoríficos de baixa pressão, e R407C, fluido de alta pressão usado para conforto térmico, temperatura de saturação de 25 e 31 °C, velocidades mássicas de 400 a 1500 kg/m²s, graus de subresfriamento do líquido de 5, 10 e 15 °C, título de vapor máximo de até 0,38, fluxos de calor de até 350 kW/m², e para 3 orientações diferentes do dissipador de calor, horizontal, vertical com os canais alinhados horizontalmente e vertical com escoamento ascendente. Os resultados obtidos foram parametricamente analisados e comparados com métodos da literatura. Coeficientes de transferência de calor médios de até 35 kW/m²°C foram obtidos. Resultados adquiridos para o R245fa e R407C foram inferiores aos levantados por Do Nascimento (2012) para o R134a utilizando o mesmo dissipador. O fluido R407C apresentou frequências e amplitudes de oscilações inferiores aos fluidos R134a e R245fa. Nenhum método para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão proporcionou previsões satisfatórias dos dados experimentais. O modelo Homogêneo com viscosidade da mistura bifásica dada por Cicchitti et al. (1960) apresentou as melhores previsões da perda de pressão, já para o coeficiente de transferência de calor, os métodos de Bertsch et al.(2009) e Liu e Winterton (1991) apresentaram as melhores previsões. O dissipador com sua base posicionada horizontalmente fornece coeficientes de transferência de calor superiores enquanto sua base na vertical e escoamento ascendente verificam-se perdas de pressão inferiores. Imagens do escoamento bifásico foram obtidas com uma câmera de alta velocidade e analisadas.

Palavras Chaves: Transferência de calor, Perda de pressão, Oscilações no escoamento, Ebulição convectiva, Microcanais, Dissipador de calor.

ABSTRACT

LEÃO, H. L. S. L. (2014) ***Experimental evaluation of the effect of the fluid and the footprint orientation on the performance of a heat spreader based on flow boiling inside micro-scale channels***. 249 pages. Thesis (Master) – Escola de Engenharia de São Carlos, University of São Paulo, 2014.

This study presents an experimental investigation on the effect of the fluid and the footprint orientation on the performance of a heat spreader based on flow boiling inside micro-scale channels. This heat spreader is used in an electronics cooling application with high-power density. Initially an extensive investigation of the literature concerning single-phase and two-phase flow inside a single microchannels and multi-microchannels was performed. In this literature review the leading predictive methods for heat transfer coefficient and pressure drop are described. The experimental study was carried out in the apparatus developed by Do Nascimento (2012). The heat sink evaluated in the present study is comprised of fifty parallel rectangular microchannels with cross-sectional dimensions of 100 μm width and of 500 μm depth, and total length of 15 mm. The fins between consecutive microchannels are 200 μm thick. Experimental tests were performed for R245fa, low-pressure fluid used in low pressure refrigeration cycles, and R407C, high-pressure fluid used for heat comfort, saturation temperature of 25 and 31 °C, mass velocities from 400 to 1500 $\text{kg/m}^2 \text{ s}$, degrees of subcooling of the liquid of 5, 10 and 15 °C, outlet vapor quality up to 0.38, heat fluxes up to 350 kW / m^2 , and for the following footprint heat sink orientations: horizontal, vertical with the microchannels aligned horizontally and vertical with upward flow. The results were parametrically analyzed and compared again the predictive methods from literature. Average heat transfer coefficients up to 35 $\text{kW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ were obtained. The results for R134a from Do Nascimento (2012) for the same heat sink presented heat transfer coefficients higher than R245fa and R407C. The fluid R407C presented oscillation of the temperature due to thermal instability effects with lower frequency and amplitude lower than R134a, and R245fa. None predictive method provided satisfactory heat transfer coefficient and pressure drop predictions of the experimental data. The Homogeneous model with the viscosity given by Cicchitti et al. (1960) provided the best pressure drop prediction while the heat transfer coefficient was best predicted by Bertsch et al. (2009) and Liu and Winterton (1991). The horizontal orientation of the footprint provided the highest heat transfer coefficients while the vertical footprint orientation with upward flow the lowest pressure drops. Images of the two-phase flow were obtained with a high-speed camera and analyzed.

Key words: Heat transfer, Pressure drop, Flow boiling, Microchannel, Heat sink, Flow oscillation.

LISTA DE SÍMBOLOS

Adimensionais

$$Bo = \frac{(\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot D_h^2}{\sigma}$$

Número de Bond

$$Co = \frac{1}{\sqrt{Eo}} = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_g)}}$$

Número de Confinamento

$$Eo = \frac{(\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot D_h^2}{\sigma}$$

Número de Eötvös (similar ao Bond)

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l \cdot g \cdot D_h}$$

Número de Froude

$$Kn = \frac{\lambda}{a_{ct}}$$

Número de Knudsen

$$p_r = \frac{p_{sat}}{p_{crit}}$$

Pressão reduzida

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k}$$

Número de Nusselt

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot L}{k}$$

Número de Nusselt médio

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

Número de Prandtl

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu}$$

Número de Reynolds

$$We_v = \frac{G_v^2 \cdot D_h}{\sigma \cdot \rho_v}$$

Número de Webber

$$Gz = \frac{x/D_h}{Re \cdot Pr}$$

Número de Graetz

$$x^+ = \frac{L/D_h}{Re}$$

Distância axial adimensional para
escoamento em desenvolvimento
hidrodinâmico

Letras Romanas

$\bar{h}$	Coeficiente de transferência de calor médio, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
$\dot{m}$	Vazão mássica, kg/s
A	Área, m^2
a_{ct}	Comprimento característico, m
C_0	Parâmetro de distribuição de Zuber e Findlay, adimensional
D	Diâmetro, m
f	Fator de atrito, adimensional
F	Fator de intensificação dos efeitos convectivos, adimensional
F_{TS}	Parâmetro para tensão superficial, adimensional
g	Aceleração gravitacional, m/s^2
G	Velocidade mássica, $kg/m^2 \text{ s}$
H	Altura do canal, m
h	Coeficiente de transferência de calor, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
i	Entalpia, J/kg
J	Velocidade superficial, m/s
k	Condutividade térmica, $W/m \text{ } ^\circ C$
L	Comprimento, m
M	Peso molar, kg/mol
P	Perímetro, m
p	Pressão, kPa
Q	Energia, kJ

q''	Fluxo de calor, W/m^2
S	Fator de supressão dos efeitos de ebulição nucleada, adimensional
T	Temperatura, $^{\circ}C$
V	Velocidade, m/s
W	Largura do canal, m
X	Parâmetro de Lockhart e Martinelli, adimensional
x	Título de vapor, adimensional
z	Cota Vertical, m

Letras Gregas

θ	Ângulo de contato, graus
η	Erro médio absoluto
ν	Volume específico, m^3/kg
μ	Viscosidade dinâmica, $kg/m \cdot s$
α	Fração de vazio, adimensional
α^*	Razão de aspecto, adimensional
β	Fração volumétrica, adimensional
δ	Espessura do filme líquido, m
λ	Comprimento do caminho livre médio molecular, m
Δp	Diferença de pressão, kPa
ΔT	Diferença de temperatura, $^{\circ}C$
ε	Rugosidade, m
ν	Viscosidade cinemática, m^2/s
ρ	Densidade, kg/m^3
σ	Tensão superficial, N/m
ϕ	Multiplicador bifásico, adimensional

Subíndices

<i>1</i>	Entrada do pré-aquecedor
<i>1ϕ</i>	Escoamento monofásico
<i>2</i>	Entrada do dissipador
<i>2ϕ</i>	Escoamento bifásico
<i>3</i>	Saída do dissipador
<i>amb</i>	Ambiente
<i>BI</i>	Mistura bifásica
<i>Conv</i>	Convecção forçada
<i>DS</i>	Desenvolvimento simultâneo
<i>DT</i>	Desenvolvimento térmico
<i>EC</i>	Ebulição convectiva
<i>efet</i>	Efetivo
<i>elet</i>	Elétrica
<i>EN</i>	Ebulição nucleada
<i>ent</i>	Entrada do dissipador de calor
<i>eq</i>	Equivalente
<i>exp</i>	Experimental
<i>flui</i>	Fluido
<i>FU</i>	Fluxo de calor uniforme
<i>h</i>	Hidráulico
<i>hd</i>	Hidrodinâmico
<i>l</i>	Líquido
<i>lam</i>	Laminar
<i>lv</i>	Líquido-vapor
<i>micro</i>	Microcanal

<i>molh</i>	Molhado
<i>mono</i>	Monofásico
<i>p</i>	Parede do canal
<i>pe</i>	Câmara de entrada
<i>ps</i>	Câmara de saída
<i>sai</i>	Saída do dissipador de calor
<i>sat</i>	Saturado
<i>sec</i>	Seção transversal
<i>TD</i>	Totalmente desenvolvido
<i>te</i>	Térmico
<i>turb</i>	Turbulento
<i>v</i>	Vapor
<i>vJ</i>	Deslizamento

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 –	Fluxo de calor dissipado durante a evolução dos processadores Intel a partir de 1985 (INTEL, 2012).....	40
Figura 2.1 –	Comparação entre critérios de transição para micro e macrocanais disponíveis na literatura para o (DO NASCIMENTO, 2012).....	49
Figura 3.1 –	Ilustração esquemática dos padrões de escoamento em canais na horizontais, segundo Alves (1954 apud Collier e Thome, 1994).....	61
Figura 3.2 –	Ilustração esquemática dos padrões de escoamento em canais verticais, Collier e Thome (1994).	62
Figura 3.3 –	Mapa de padrões de escoamento proposto por Baker (1954 apud Collier e Thome, 1994).....	63
Figura 3.4 –	Mapa de padrão de escoamento obtido segundo método de previsão de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).	64
Figura 3.5 –	Ilustração esquemática dos padrões de escoamento em microcanal horizontal de Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010).....	65
Figura 3.6 –	Mapa de padrões de escoamento com linhas de transição segundo REVELLIN e THOME (2007).....	67
Figura 3.7 –	Mapa de padrões de escoamento segundo o método objetivo com três centróides desenvolvido por Tapia (2011).	68
Figura 3.8 –	Visualização dos padrões de escoamento em multi-microcanais horizontais nas regiões de entrada, intermediária e saída, Chang e Pan (2007).	69
Figura 3.9 –	Mapa de padrão de escoamento probabilístico para um dissipador de calor com 6 microcanais utilizando o fluido R410A, Jassim e Newell (2006).....	69

Figura 3.10 – Restrições em multi-microcanais: Kosar et al. (2009), microcanais cruzados; Kuo e Peles (2007) microcanais com orifícios.	70
Figura 3.11 – Fator de atrito aparente para escoamento laminar em desenvolvimento hidrodinâmico para dutos retangulares segundo Curr, Sharma e Tatchell (1972 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998).	78
Figura 3.12 – Nusselt local, $Nu_{lam,FU,DS}$ para escoamento em desenvolvimento simultâneo com fluxo uniforme segundo Shah e London (1978).....	85
Figura 3.13 – Representação esquemática do modelo de 3 zonas ilustrando o pistão de líquido, bolha alongada e pistão de vapor. (Thome, Dupont e Jacobi, 2004).	93
Figura 4.1 – Diagrama esquemático do aparato experimental.	105
Figura 4.2 – Diagrama esquemático do circuito principal.	106
Figura 4.3 – Circuito principal.	107
Figura 4.4 – Diagrama P-i ilustrando os processos do fluido de testes ao longo do circuito principal.	110
Figura 4.5 – Imagem ampliada dos microcanais utilizando uma lente de aumento de 10x.	111
Figura 4.6 – Dissipador de calor.	111
Figura 4.7 – Seção de testes.	113
Figura 4.8 – Ilustração da alocação dos termopares para medida de temperatura da parede do dissipador de calor (DO NASCIMENTO, 2012).	113
Figura 4.9 – Nova configuração da montagem do dissipador de calor proposta neste estudo.	114
Figura 4.10 – Posicionamento dos termopares de entrada e saída do dissipador de calor.	114
Figura 4.11 – Janela de visualização do escoamento nos microcanais.	115

Figura 4.12 –	Nova configuração dos tubos capilares para determinação da pressão de entrada e diferencial.....	115
Figura 4.13 –	Seção de testes com isolamento.	116
Figura 4.14 –	Dissipador de calor com microcanais posicionado no plano horizontal, xz (PH).....	116
Figura 4.15 –	Dissipador de calor posicionado verticalmente com os microcanais alinhados horizontalmente (PVH).	117
Figura 4.16 –	Dissipador de calor posicionado verticalmente com os microcanais verticais com escoamento ascendente (PVA).....	117
Figura 4.17 –	Interface do programa em <i>LabView</i> responsável pelo controle e registro de resultados.....	118
Figura 4.18 –	Aparato para utilização da câmera de alta velocidade.....	119
Figura 4.19 –	Medidas de temperaturas adquiridas após o regime permanente.	120
Figura 4.20 –	Avaliação do balanço de energia para escoamento monofásico dos fluidos: a) R134a com temperatura na entrada da seção de teste de 16 °C; b) R245fa com temperatura na entrada da seção de teste de 21 °C.	125
Figura 4.21 –	Representação esquemática da aleta assumida para a determinação da perda de calor nas câmaras de entrada e saída (DO NASCIMENTO, 2012).	125
Figura 4.22 –	Distribuição das juntas quentes dos termopares na superfície do dissipador.....	127
Figura 4.23 –	Temperaturas indicadas pelos termopares localizados na superfície do dissipador com a variação de potência: a) para R134a, $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$; b) para R245fa, $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$	128
Figura 4.24 –	Temperaturas indicadas pelos termopares localizados na superfície do dissipador com a variação de potência para R245fa, $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$	129

Figura 4.25 – Comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico para um microcanal.	136
Figura 4.26 – Comparação entre o fator de atrito experimental e o estimado por Shah e London (1978).....	137
Figura 4.27 – Comparação estatística entre dados experimentais e a correlação de Shah e London (1978) com erro entre $\pm 30\%$ (R245fa).	137
Figura 4.28 – Comprimento de desenvolvimento térmico para um microcanal. ...	138
Figura 4.29 – Comparação entre o número de Nusselt médio experimental e suas previsões para escoamento laminar do fluido R245fa.	139
Figura 4.30 – Resultados estatísticos dos dados experimentais e as correlações para escoamento laminar com erro entre $\pm 20\%$ para R245fa.....	139
Figura 5.1 – Curvas de ebulição para o fluido R407C com temperatura de saturação de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) $600\text{ kg/m}^2\text{s}$	143
Figura 5.2 – Curvas de ebulição para o fluido R407C com temperatura de saturação de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=1000\text{ kg/m}^2\text{s}$	144
Figura 5.3 – Efeito da velocidade mássica nas curvas de ebulição para o fluido R407C com temperatura de saturação de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e fluxo de calor decrescente.	144
Figura 5.4 – Curvas de ebulição para o fluido R245fa com temperatura de saturação de $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600 e c) $800\text{ kg/m}^2\text{s}$	146
Figura 5.5 – Curvas de ebulição para o fluido R245fa com temperatura de saturação de $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 1000 e b) $1200\text{ kg/m}^2\text{s}$	146
Figura 5.6 – Efeito da velocidade mássica nas curvas de ebulição para o fluido R245fa com temperatura de saturação de $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e fluxo de calor decrescente.....	147
Figura 5.7 – Variação da temperatura média superficial do dissipador de calor para o R245fa com temperatura de saturação de $31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e fluxo de calor crescente.....	148

Figura 5.8 –	Efeito do fluido refrigerante nas curvas de ebulição obtidas para fluxo de calor decrescente, $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$	148
Figura 5.9 –	Efeito do fluido refrigerante na curva de ebulição para distintos graus de subresfriamento do fluido, fluxo de calor decrescente e $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$	149
Figura 5.10 –	Efeito do fluido refrigerante na curva de ebulição para distintos graus de subresfriamento do fluido, fluxo de calor decrescente e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$	150
Figura 5.11 –	Efeito do fluido refrigerante na curva de ebulição para distintas velocidades mássicas, fluxo de calor decrescente e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$	150
Figura 5.12 –	Coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{\text{exp,aq}}}$, para $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e fluido refrigerante R407C.	151
Figura 5.13 –	Coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{\text{exp,aq}}}$, para $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e fluido refrigerante R245fa.	151
Figura 5.14 –	Perda de pressão medida, Δp_{med} , para $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e o fluido R407C.	152
Figura 5.15 –	Perda de pressão medida, Δp_{med} , para $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e o fluido R245fa.	152
Figura 5.16 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{\text{exp,aq}}}$, com o fluxo de calor para o R407C e $G=$ a) 400, b) 600 e c) $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$	153
Figura 5.17 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{\text{exp,aq}}}$, com o fluxo de calor para o R245fa e $G=$ a) 400 e b) $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$	154
Figura 5.18 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{\text{exp,aq}}}$, com o fluxo de calor para o R245fa e $G=$ a) 800 e b) $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$	154
Figura 5.19 –	Variação da perda de pressão medida, Δp_{med} , com o fluxo de calor para o R245fa e $G=$ a) 400 e b) $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$	154

Figura 5.20 –	Variação da perda de pressão medida, Δp_{med} , com o fluxo de calor para o R245fa e $G= 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$	155
Figura 5.21 –	Variação da perda de pressão medida, Δp_{med} , com o fluxo de calor para o fluido R245fa e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$	155
Figura 5.22 –	Efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, para o fluido R407C e $\Delta T_{sub}=10 \text{ }^\circ\text{C}$	156
Figura 5.23 –	Efeito da velocidade mássica na perda de pressão, Δp_{med} , para o fluido R407C e $\Delta T_{sub}=10 \text{ }^\circ\text{C}$	157
Figura 5.24 –	Efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, para o fluido R245fa e $\Delta T_{sub}= \text{a) } 5 \text{ e b) } 10 \text{ }^\circ\text{C}$	157
Figura 5.25 –	Efeito da velocidade mássica na perda de pressão, Δp_{med} , para o fluido R245fa, $\Delta T_{sub}= \text{a) } 5 \text{ e b) } 10 \text{ }^\circ\text{C}$	157
Figura 5.26 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R407C e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$	158
Figura 5.27 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R245fa e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$	159
Figura 5.28 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R407C e $\Delta T_{sub}=10 \text{ }^\circ\text{C}$	160
Figura 5.29 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R245fa e $\Delta T_{sub}=10 \text{ }^\circ\text{C}$	160
Figura 5.30 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=5 \text{ }^\circ\text{C}$	161

Figura 5.31 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=10 \text{ }^\circ\text{C}$.	161
Figura 5.32 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=5 \text{ }^\circ\text{C}$.	162
Figura 5.33 –	Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=10 \text{ }^\circ\text{C}$.	162
Figura 5.34 –	Coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina dos fluidos R134a, R407C e R245fa.	164
Figura 5.35 –	Comparação entre a perda de pressão experimental e valores determinados através de métodos da literatura, R134a.	165
Figura 5.36 –	Comparação entre a perda de pressão experimental e valores determinados através de métodos da literatura, R245fa.	165
Figura 5.37 –	Comparação de tendências entre a perda de pressão experimentais e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R134a, $\Delta T_{sub}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $G= \text{a) } 400 \text{ e b) } 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.	167
Figura 5.38 –	Comparação de tendências entre a perda de pressão experimentais e métodos da literatura para escoamento bifásico do R245fa, $\Delta T_{sub}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $G= \text{a) } 400 \text{ e b) } 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.	167
Figura 5.39 –	Comparação entre o CTC médio experimental e valores determinados através de métodos da literatura apenas para região de escoamento bifásico, R134a.	168
Figura 5.40 –	Comparação entre o CTC médio experimental e valores determinados através de métodos da literatura apenas para região de escoamento bifásico, R407C.	168
Figura 5.41 –	Comparação entre o CTC médio experimental e valores determinados através de métodos da literatura apenas para região de escoamento bifásico, R245fa.	169

Figura 5.42 – Comparação de tendências do coeficiente de transferência de calor experimental e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R134a, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$	171
Figura 5.43 – Comparação de tendências do coeficiente de transferência de calor experimental e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R407C, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$	171
Figura 5.44 – Comparação de tendências do coeficiente de transferência de calor experimental e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R245fa, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 600 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$	172
Figura 5.45 – Oscilações do sinal da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=40,5\text{ W}$	172
Figura 5.46 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$	174
Figura 5.47 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $Q_{\text{elet}}=40,5\text{ W}$	174
Figura 5.48 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=40,5\text{ W}$	174
Figura 5.49 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para os fluidos R245fa, R407C e R134a, respectivamente, $G=1000\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=40,5\text{ W}$	175
Figura 5.50 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVH com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$	176

Figura 5.51 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVH com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 800 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	176
Figura 5.52 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVA com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	177
Figura 5.53 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVA com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 800 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	177
Figura 5.54 – Efeito da orientação do dissipador sobre as curvas de ebulição para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600 e c) 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	178
Figura 5.55 – Efeito da orientação do dissipador sobre as curvas de ebulição para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=1000\text{ kg/m}^2\text{s}$.	178
Figura 5.56 – Efeito da orientação do dissipador sobre as curvas de ebulição para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{\text{sub}}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600 e c) 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	179
Figura 5.57 – Efeito da orientação do dissipador sobre o CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600, c) 800 e d) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	180
Figura 5.58 – Efeito da orientação do dissipador sobre o CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	180
Figura 5.59 – Efeito da orientação do dissipador sobre o CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31^{\circ}\text{C}$ e $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$.	181
Figura 5.60 – Efeito da orientação do dissipador com o aumento do grau de subresfriamento no CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 600 e b) 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$.	182
Figura 5.61 – Efeito da orientação do dissipador com o aumento da velocidade no CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$.	182

Figura 5.62 –	Efeito da orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600, c) 800 e d) $1000\text{ kg/m}^2\text{s}$	183
Figura 5.63 –	Efeito da orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) $600\text{ kg/m}^2\text{s}$	183
Figura 5.64 –	Efeito da orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$	184
Figura 5.65 –	Efeito do grau de subresfriamento com a orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600, c) $800\text{ kg/m}^2\text{s}$	185
Figura 5.66 –	Efeito da velocidade mássica com a orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{\text{sa}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$	185
Figura 5.67 –	Oscilações do sinal de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=36\text{ W}$	186
Figura 5.68 –	FFT do sinal normalizado de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=36\text{ W}$	186
Figura 5.69 –	FFT do sinal normalizado de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=1000\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=36\text{ W}$	187
Figura 5.70 –	FFT do sinal normalizado de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=1000\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=36\text{ W}$	187
Figura 5.71 –	Curva de ebulição para o fluido R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, velocidade mássica de $600\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$	188
Figura 5.72 –	(1) Imagens do escoamento antes do início da ebulição do fluido R245fa com $T_{\text{sat}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.	189

Figura 5.73 –	(2) Imagem do escoamento antes do início da ebulição na câmara de saída do fluido R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.	189
Figura 5.74 –	(3) Imagens do escoamento com ebulição apenas na câmara de saída do fluido R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.	189
Figura 5.75 –	(4) Imagens do escoamento com ebulição nos microcanais do fluido R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.....	190
Figura 5.76 –	(5) Imagens do escoamento com ebulição nos microcanais sob decremento gradual do fluxo de calor para o R245fa com $T_{\text{sat}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidade de captura até 5000 quadros/s.	190
Figura 5.77 –	(6) Imagens do escoamento com ebulição nos microcanais sob decremento gradual do fluxo de calor para o R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidade de captura até 5000 quadros/s.	190
Figura 5.78 –	Padrões de escoamento, bolhas e bolhas alongadas.....	191
Figura 5.79 –	Padrão de escoamento anular.	192
Figura 5.80 –	Imagens do escoamento para identificação do fluxo reverso na câmara de entrada.	192
Figura 5.81 –	Imagens do escoamento para o dissipador na posição PVH.....	193
Figura 5.82 –	Imagens do escoamento para o dissipador na posição PVA.	193
Figura 5.83 –	Imagens do escoamento para o dissipador na posição PVA.	194

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Estudos da literatura sobre transferência de calor e perda de pressão em trocadores de calores com microcanais.	52
Tabela 2.1 (Continuação) – Estudos da literatura sobre transferência de calor e perda de pressão em trocadores de calores com microcanais.	53
Tabela 3.1 – Números de Reynolds críticos para dutos retangulares lisos.	75
Tabela 3.2 – Correlações para o fator de atrito (Fanning) para canais circulares lisos e regime turbulento totalmente desenvolvido.	79
Tabela 3.3 – Correlação para o fator de atrito (Fanning) para canais circulares rugoso e regime turbulento totalmente desenvolvido.....	79
Tabela 3.4 – Viscosidade dinâmica da mistura bifásica.....	81
Tabela 3.5 – Valores da constante C segundo Chisholm (1967).....	83
Tabela 3.6 – Nusselt para escoamento laminar totalmente desenvolvido em dutos retangulares com uma parede adiabática, Rohsenow, Hartnett e Cho (1998).	87
Tabela 3.7 – Nusselt médio para regime laminar na região de desenvolvimento térmico em dutos retangulares com fluxo de calor uniforme, Wibulswas (1966 apud Rohsenow, Hartnett e Cho,1998).	87
Tabela 3.8 – Número de Nusselt para escoamento turbulento totalmente desenvolvido em dutos circulares rugosos.	88
Tabela 3.9 – Número de Nusselt para escoamento turbulento totalmente desenvolvido em dutos circulares lisos.....	88
Tabela 4.1 – Características dos transdutores de pressão absoluta.	108
Tabela 4.2 – Propriedades físicas, químicas e termodinâmicas dos fluidos refrigerantes avaliados.....	122
Tabela 4.3 – Faixa de condições experimentais avaliadas para escoamento monofásico.....	122

Tabela 4.4 – Faixa de condições experimentais avaliadas para ebulição convectiva.	123
Tabela 4.5 – Incertezas das grandezas medidas.	134
Tabela 4.6 – Incertezas associadas aos parâmetros estimados.	134
Tabela 5.1 – Parâmetros estatísticos das comparações entre métodos de previsão e resultados experimentais para a perda de pressão.	166
Tabela 5.2 – Parâmetros estatísticos das comparações entre métodos de previsão e resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor.	170

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	40
1.1.	Objetivos	42
1.2.	Organização da dissertação	43
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	46
2.1.	Introdução	46
2.2.	Transição entre macro e microcanais	46
2.3.	Estudo sobre dissipadores de calor baseados em multi- microcanais	50
2.4.	Conclusões	57
3.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	60
3.1.	Introdução	60
3.2.	Padrões de escoamentos	60
3.3.	Modelo para previsão de fração de vazio	71
3.4.	Perda de pressão.....	73
3.4.1.	<i>Perda de pressão por atrito para escoamento monofásico no interior de dutos</i>	<i>74</i>
3.4.2.	<i>Perda de pressão por atrito para escoamento bifásico no interior de dutos.....</i>	<i>80</i>
3.5.	Coeficiente de transferência de calor.....	84
3.5.1.	<i>Transferência de calor para escoamento monofásico no interior de dutos.....</i>	<i>84</i>
3.5.2.	<i>Ebulição convectiva.....</i>	<i>89</i>
4.	APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	104
4.1.	Introdução	104
4.2.	Bancada experimental	104

4.2.1. Circuito principal.....	106
4.2.1.1. Seção de testes.....	110
4.3. Procedimento Experimental	119
4.4. Condições experimentais ensaiadas	120
4.5. Redução dos dados, determinação de incertezas e validação experimental	123
4.5.1. Parâmetros característicos do escoamento bifásico	123
4.5.2. Determinação de incertezas	133
4.5.3. Validação do aparato experimental.....	134
4.5.3.1. Perda de pressão em escoamento monofásico	135
4.5.3.2. Transferência de calor em escoamento monofásico ..	137
5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS	142
5.1. Introdução	142
5.2. Efeito do fluido refrigerante na ebulição convectiva para a superfície do dissipador posicionada horizontalmente	142
5.2.1. Curvas de ebulição	142
5.2.2. Coeficiente de transferência de calor e Perda de Pressão	150
5.2.3. Comparações com métodos de previsão.....	164
5.2.4. Oscilações em escoamento bifásico.....	172
5.3. Análise experimental da orientação do dissipador em seu desempenho	175
5.3.1. Curvas de ebulição	176
5.3.2. Coeficiente de transferência de calor e perda de pressão	180
5.3.3. Efeito da orientação nas oscilações do escoamento bifásico	186
5.3.4. Visualizações do escoamento.....	188

6.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	196
6.1.	Conclusões	196
6.2.	Recomendações para trabalhos futuros	200
	BIBLIOGRAFIA	204
	APÊNDICE 1 - RESULTADOS PARA EBULIÇÃO CONVECTIVA.....	218
	APÊNDICE 2 - PUBLICAÇÕES E DIAGRAMA DE GANTT	248

1. INTRODUÇÃO

1. INTRODUÇÃO

Com a evolução dos sistemas microeletrônicos que possibilitou a redução do tamanho dos dispositivos eletrônicos, houve um aumento significativo na geração de calor por estes equipamentos. Dispositivos microeletrônicos podem alcançar fluxos de calor superiores a 1000 W/cm^2 segundo Darabi, Ohadi e Devoe (2001). Atualmente, processadores dissipam fluxos de calor de até de 80 W/cm^2 , aparelhos de raios-X alcançam valores ainda superiores, atingindo fluxo de calor de 2000 W/cm^2 , enquanto para a operação segura destes equipamentos com elevado desempenho é necessário dissipar eficazmente o calor gerado mantendo suas temperaturas inferiores à $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Portanto a procura por sistemas de resfriamento mais eficazes tornou-se objeto de destaque das pesquisas de termo-fluidos. Pois os métodos convencionais de transferência de calor não são suficientes para o gerenciamento das elevadas quantidades de calor geradas pelos novos dispositivos eletrônicos.

Este cenário é evidenciado pela Fig. 1.1 que ilustra a evolução do fluxo de calor dissipado pelos processadores produzidos pela Intel (2012) nas últimas três décadas. Segundo ela, durante estes anos a potência dissipada aumentou significativamente, apresentando um incremento quase que exponencial.

Figura 1.1 – Fluxo de calor dissipado durante a evolução dos processadores Intel a partir de 1985 (INTEL, 2012)

Neste contexto dissipadores de calor baseados em microcanais (denominação comumente adotada para canais com diâmetro hidráulico inferior a 3

mm) tem atraído a atenção da indústria e da academia nos últimos 20 anos, pois consistem de um método que permite a dissipação de elevadas taxas de calor em espaços restritos.

Recentemente, esses dissipadores de calores são encontrados em várias aplicações como sistemas de ar condicionado automotivo, resfriamento de sistemas de laser de alta potência, resfriamento de microchips, células de combustíveis e microreatores em processos químicos.

Ribatski et al. (2007) e Qu e Mudawar (2003) enumeraram algumas das razões para a utilização da tecnologia de microcanais em dissipadores de calor. Segundo eles, a redução do diâmetro do canal permite o incremento da relação entre a área de contato com o fluido refrigerante e o volume do trocador dado pelo grau de compacidade de um trocador de calor. Esta característica permite reduzir a carga de refrigerante e o tamanho do dissipador de calor.

Além disso, no caso de dissipadores baseados no mecanismo de ebulição convectiva em microcanais, observam-se gradientes de temperatura inferiores e coeficientes de transferência de calor superiores quando comparados aos dissipadores baseados no escoamento monofásico. No entanto, o desenvolvimento destes dissipadores tem ocorrido sem o benefício da compreensão dos mecanismos de transferência de calor associados, negligenciando os efeitos das topologias no escoamento bifásico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais, segundo Agostini e Thome (2005).

Devido ao elevado grau de compacidade dos dissipadores baseados em microcanais há a possibilidade de operá-los em elevadas faixas de pressão, assim faz-se necessário um banco de dados experimentais extenso para diferentes fluidos refrigerantes que são aplicados em processos de refrigeração para uma melhor performance térmica que possibilitaria métodos mais precisos para previsão do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão. Por exemplo, a utilização de um fluido de alta pressão e um de baixa pressão.

Morini (2004) em sua ampla revisão bibliográfica sobre escoamento monofásico em dissipadores de calor baseados em microcanais identificou que diversos autores observaram uma transição de laminar para turbulento divergente da teoria convencional.

Chen, Tseng e Pan (2002), Qu and Mudawar (2003a), Lee, Li e Pan (2003), Lee, Tseng e Pan (2004), Li et al. (2004), Thome, Dupont e Jacobi (2004), Zhang et al. (2005) e Kandlikar (2004) investigaram o processo de ebulição em microcanais e mostraram que o estudo de instabilidades no escoamento é de suma importância para o desenvolvimento de dissipadores de calor baseados em microcanais sob escoamento bifásico.

Zhang et al. (2005a, 2005b), Kandlikar e Balasubramanian (2005) e Wang et al. (2012) apresentaram que a orientação do escoamento no dissipador de calor pode influenciar os padrões de escoamento, a transferência de calor e a perda de pressão.

Portanto, faz-se necessário uma análise do comportamento hidrodinâmico e térmico de dissipadores de calor com microcanais sob escoamento monofásico e bifásico, verificando as metodologias convencionais para transferência de calor e perda de pressão, a distribuição dos padrões de escoamento ao longo do dissipador de calor e a influência de parâmetros como a velocidade mássica, temperatura de entrada no dissipador, fluidos diferentes como o R245fa, fluido de baixa pressão utilizado em ciclos frigoríficos de baixa pressão, e R407C, fluido de alta pressão usado para conforto térmico e orientação da base do dissipador.

1.1. Objetivos

No contexto apresentado, este estudo tem como objetivo geral avaliar experimentalmente o desempenho de um dissipador de calor baseado na ebulição convectiva em canais de diâmetro reduzido. Como objetivos específicos apresentam-se os seguintes:

1. Efetuar uma extensa revisão da literatura sobre dissipadores de calor contendo microcanais baseado no escoamento monofásico e ebulição convectiva. Tal análise busca caracterizar os resultados da literatura sobre transferência de calor, perda de pressão, padrões de escoamento, geometrias avaliadas dos microcanais, disposição dos microcanais e eficiência térmica apresentada;

2. Levantar dados experimentais para um dissipador de calor baseados em microcanais com sua base posicionada horizontalmente, para escoamento monofásico e ebulição convectiva dos refrigerantes, R245fa e R407C;
3. Analisar a influência de três orientações diferentes da superfície inferior do dissipador de calor no desempenho deste, sendo estas orientações como: dissipador de calor tendo sua base de acordo com o plano horizontal (PH); dissipador tendo sua base posicionado verticalmente com os microcanais alinhados horizontalmente (PVH); dissipador tendo sua base posicionado verticalmente com os microcanais verticais segundo escoamento ascendente (PVA). Serão comparados resultados para transferência de calor, perda de pressão e topologia do escoamento bifásico através de visualizações de imagens obtidas com uma câmera de alta velocidade;
4. Analisar criticamente os resultados obtidos e compará-los com métodos de previsão da literatura buscando indicar os mais adequados a serem utilizados por projetistas.

1.2. Organização da dissertação

Esta dissertação de mestrado estrutura-se, além deste capítulo, em outros quatro distribuídos da seguinte forma:

- Capítulo 2 – **Revisão bibliográfica:** Análise e discussão dos estudos conduzidos nos últimos 30 anos sobre dissipadores de calor com microcanais baseados em escoamento monofásico e ebulição convectiva.
- Capítulo 3 – **Fundamentação teórica:** Metodologias para a previsão do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão para escoamento monofásico e ebulição convectiva são descritas.
- Capítulo 4 – **Aparato e procedimento experimental:** Descreve o aparato e os procedimentos experimentais, as incertezas e os métodos utilizados no tratamento dos resultados obtidos.

- **Capítulo 5 – Resultados experimentais**

Este capítulo apresenta os resultados experimentais obtidos neste estudo para os refrigerantes R407C e R245fa para o dissipador de calor com sua superfície inferior posicionada horizontalmente, e para o R245fa para o dissipador posicionado verticalmente para escoamento horizontal e vertical ascendente. Imagens do escoamento segundo duas orientações do dissipador são apresentadas visando à análise do seu efeito no desempenho do dispositivo. O capítulo ainda inclui uma avaliação de métodos de previsão da literatura através da comparação de suas previsões com resultados experimentais obtidos para a base do dissipador posicionado horizontalmente.

- **Capítulo 6 – Conclusões e recomendações para trabalhos futuros:**

Apresentação das principais conclusões deste estudo a partir da análise dos resultados experimentais e da revisão bibliográfica. O capítulo apresenta ainda aspectos e temas de pesquisa a serem abordadas em estudos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Introdução

Este capítulo apresenta uma descrição esquemática dos estudos experimentais conduzidos nas últimas três décadas sobre dissipadores de calor baseados em microcanais para escoamento monofásico e ebulição convectiva. Nele são apresentadas discussões, fundamentos e parâmetros que afetam a transferência de calor e a perda de pressão. Aspectos de transição entre macro e micro-escala são também abordados.

2.2. Transição entre macro e microcanais

Durante o escoamento bifásico no interior de dutos, características hidrodinâmicas e de transferência de calor distintas são observadas quando resultados para canais convencionais e de diâmetro reduzido são comparados com dados para micro-escala. Como exemplo tem-se a ocorrência do padrão estratificado durante o escoamento bifásico horizontal no interior de dutos convencionais, o qual não se verifica em canais com dimensões reduzidas devido à predominância, neste caso, de efeitos inerciais e de tensão superficial sobre os gravitacionais.

Ao longo da última década, pesquisadores se dedicaram a caracterização da transição entre macro e micro escala para o escoamento no interior de dutos durante a ebulição convectiva. Tais estudos resultaram em distintas nomenclaturas para estes canais baseadas em diversos critérios. Inicialmente critérios foram propostos baseados nos métodos de fabricação e na aplicação do dispositivo de troca térmica. Recentemente, ênfase tem sido dada a proposição de critérios mecanicistas considerando efeitos inerciais, de arrasto sobre a bolha e o seu grau de confinamento através da relação entre o diâmetro de desprendimento de uma bolha em um meio infinito e as dimensões do duto. Alguns métodos também consideram a molhabilidade do líquido caracterizada através do ângulo de contato, que no caso de diâmetros reduzidos pode manter molhada toda a superfície interna do canal independentemente das demais condições experimentais conforme indicado por Ribatski (2012).

Baseado nos processos de fabricação utilizados em trocadores de calor, Mehendale, Jacobi e Shah (2000) propuseram a seguinte classificação: microcanais entre 1 e 100 μm ; mesocanais entre 100 μm e 1 mm; macrocanais entre 1 e 6 mm; e canais convencionais para diâmetros superiores a 6 mm. Posteriormente Kandlikar e Grande (2003), baseados em métodos de fabricação, aplicação dos dutos e características do escoamento relacionadas com o efeito de rarefação do gás, descrita através do número de Knudsen, definido como sendo a razão entre o comprimento do caminho livre médio molecular e uma escala de comprimento fisicamente representativa, classificaram os canais em 4 categorias de acordo com seu diâmetro. Canais com diâmetro hidráulico superior a 3 mm foram denominados de convencionais. Para diâmetros entre 200 μm e 3 mm, que consistem em dimensões típicas de trocadores de calor compactos, adotou-se a denominação de minicanais. Já para dimensões inferiores, Kandlikar e Grande (2003) adotaram como critério condições em que a distância entre moléculas torna-se relevante para o escoamento. Assim, diâmetros entre 10 μm e 200 μm foram denominados de microcanais, para diâmetros entre 1 e 10 μm microcanais de transição, nanocanais de transição para diâmetros entre 0,1 e 1 μm e nanocanais para diâmetros inferiores que 0,1 μm . Apesar do fato desses autores adotarem estes critérios com base apenas em considerações válidas para o escoamento de gás, eles sugeriram a sua utilização também para escoamentos de líquidos e bifásicos.

Deve-se ressaltar que as classificações baseadas em processos de fabricação e aplicações não caracterizam alterações no comportamento a partir de parâmetros de projeto, como perda de pressão, coeficiente de transferência de calor e fluxo crítico de calor. Isto faz com que esses critérios não sejam razoáveis para o desenvolvimento de métodos de previsão e modelos para os parâmetros de projeto de trocadores de calor.

De acordo com Kew e Cornwell (1997), a transição entre macro e micro-escala para um escoamento com ebulição está relacionada ao grau de confinamento das bolhas neste canal. Assim eles propuseram um critério de transição do canal baseado na dimensão característica e no diâmetro de desprendimento de uma bolha em um meio infinito. Neste critério, a razão de confinamento é dada pela relação entre a constante de Laplace e o diâmetro hidráulico. Com a transição entre micro e macro escala se dando quando o número de confinamento é igual a 0,5.

Triplett et al. (1999) também adotaram um critério baseado na razão de confinamento. Segundo eles, escoamento bifásico em micro-escala ocorre para números de confinamento superiores a 1. De acordo com estes autores, para escoamentos bifásicos no interior de dutos com diâmetros hidráulicos inferiores a constante de Laplace, os efeitos da tensão superficial são dominantes em relação aos efeitos gravitacionais e inerciais.

Analizando os mecanismos envolvidos durante a transição entre padrões de escoamento, Ullman e Brauner (2007) observaram que os critérios de transição desenvolvidos para canais convencionais não são adequados para número Eötvös inferiores a 1,6. O número Eötvös relaciona efeitos de tensão superficial e gravitacional, e é dado pelo inverso do número de Confinamento ao quadrado. Desta forma, escoamentos em micro-escala, segundo estes autores, correspondem à $Co \geq 1,26$.

Experimentos em microgravidade realizados por Celata (2008) indicam que o tamanho de desprendimento de bolhas depende além da gravidade, do título de vapor e da velocidade de líquido. Portanto, parâmetros adicionais devem ser considerados no critério de transição.

Seguindo as observações de Celata (2008), Harirchian e Garimella (2010) incluíram em seu critério de transição a velocidade superficial da mistura, uma vez que o diâmetro de desprendimento de bolha e o estabelecimento das condições de confinamento são fortemente influenciados por este parâmetro. Assim, a transição entre macro e micro-escala foi definida como o produto entre os números de Bond (similar ao número de Eötvös) e Reynolds assumindo a mistura escoando como líquido. Para o caso deste produto superior a 160, eles observaram que o coeficiente de transferência de calor não era afetado pela dimensão do canal, e assim tem-se a condição de macro-escala. Já para o produto entre os números de Bond e Reynolds inferior a 160, o coeficiente de transferência de calor era afetado pela dimensão do canal, e tem-se condição de micro-escala.

Tibiriçá (2011), a partir de seus resultados experimentais, propôs três critérios para a transição entre macro e micro-escala. O primeiro critério considera um pistão de líquido estático o qual, sob condições de micro-escala, é estável não ocorrendo a estratificação do escoamento. Neste critério, a transição é caracterizada por uma condição de estabilidade do pistão de líquido, dada por um balanço de

forças, em que a força devido à pressão estática na interface é igual a força horizontal devido tensão superficial no contato entre a interface e a parede.

O segundo critério proposto por Tibiriçá (2011) adota também a presença de estratificação para definir o diâmetro de transição e assume uma hipótese semelhante a proposta por Felcar, Ribatski e Jabardo (2007), segundo a qual efeitos capilares estão relacionados a transição entre os padrões de escoamento estratificado e anular. De acordo com Tibiriçá (2011), a transição entre micro e macro-escala é dada por uma condição em que o diâmetro do duto e a altura capilar tornam-se similares.

O terceiro critério proposto por Tibiriçá (2011) baseia-se em Kandlikar (2010) e a transição entre macro e micro-escala está relacionada ao grau de simetria da espessura do filme de líquido ao longo do perímetro de uma determinada seção do tubo. Para este critério, as forças identificadas por Kandlikar (2010) como necessárias para avaliação da simetria do filme são a gravitacional e a tensão superficial. Assim, o critério de transição de macro para micro-escala se dá quando a razão entre as forças de tensão superficial e gravitacional torna-se inferior a 0,05.

Do Nascimento (2012) elaborou a Fig. 2.1, na qual diferentes critérios de transição são comparados para o fluido R134a a temperatura de saturação de 31 °C.

Figura 2.1 – Comparação entre critérios de transição para micro e macrocanais disponíveis na literatura para o (DO NASCIMENTO, 2012).

Segundo a Fig. 2.1, de uma maneira geral, os autores classificaram microcanais para diâmetros entre 10 e 100 μm , e como macrocanais (ou canais convencionais) diâmetros superiores a 6 mm.

2.3. Estudo sobre dissipadores de calor baseados em multi-microcanais

A Tab. 2.1 apresenta um resumo esquemático dos estudos da literatura sobre a transferência de calor e/ou perda de pressão em escoamento monofásico ou bifásico em dissipadores de calor baseados em microcanais.

Segundo a Tab. 2.1, o primeiro estudo na literatura relacionado a dissipadores de calor baseados no escoamento através de microcanais foi realizado por Tuckerman e Pease (1981), que analisaram as características hidrodinâmicas e a transferência de calor em microcanais durante o escoamento monofásico de água. Eles dissiparam fluxos de calor de até 790 W/cm^2 referido a área da base do dissipador para uma temperatura máxima da superfície inferior a 71°C .

Através da análise da Tab. 2.1 constata-se que a maioria dos estudos foram realizados para fluidos halogênicos e água, cobrem velocidades mássicas de até $8674 \text{ kg/m}^2\text{s}$, fluxos de calor inferiores a 6430 kW/m^2 e cerca de 75% destes estudos foi efetuada com diâmetros hidráulico entre 98 e $500 \mu\text{m}$.

Também verifica-se que ensaios foram realizados em sua maioria para seções transversais retangulares e canais distribuídos paralelamente. Número reduzido de autores se dedicaram ao estudo de canais com geometria circular (HETSRONI et al., 2005), triangular (YAN; LIN, 1998) e trapezoidal (WANG et al., 2008). Distribuição de canais ramificada ou com escoamento cruzado também foram investigada.

Geralmente, os dissipadores de calor avaliados foram fabricados em silício e cobre devido à elevada condutividade térmica destes materiais, utilizando processos de micro-manufatura como micro-usinagem, eletro-erosão, processo de deposição e corrosão química. Estes processos de fabricação determinam a uniformidade da seção transversal ao longo do comprimento do canal e a sua rugosidade superficial, parâmetros que influenciam na transferência de calor e na perda de pressão.

Estudos pioneiros envolvendo o escoamento monofásico em microcanais verificaram tendências distintas para o fator de atrito e número de Nusselt em relação a teoria convencional para macrocanais. Morini (2004) em sua ampla revisão bibliográfica sobre escoamento monofásico em dissipadores de calor baseados em canais com diâmetro reduzido identificou que, em geral, o fator de atrito é inferior aos valores da teoria convencional para o escoamento de gases e superiores para escoamento de líquidos. Wu e Little (1983, 1984) obtiveram fatores de atrito em regime convencionalmente laminar superiores ao fornecido pela teoria. Eles verificaram uma transição de laminar para turbulento em número de Reynolds entre 350 a 900. Peng, Peterson e Wang (1994) e Peng e Peterson (1996) também avaliaram o efeito da redução das dimensões e variações no fator de forma de microcanais retangulares na transição do regime laminar-turbulento, concluindo que a transição se dá em números de Reynolds entre 200 e 700. Além disso, eles indicam que o número de Reynolds de transição decresce com a redução do diâmetro hidráulico e do fator de forma dos microcanais retangulares.

Tabela 2.1 – Estudos da literatura sobre transferência de calor e perda de pressão em trocadores de calores com microcanais.

Autor	Distribuição/geometria dos canais	$D_h(\mu\text{m})/\text{número de canais}$	Tipo de fluido/ T_{sat} (°C)	Velocidade mássica ($\text{kg/m}^2\text{s}$)	Método de fabricação	Flux de calor (kW/m^2)
Tuckerman e Pease (1981)	Paralelo/retangular	86 a 95 / 100	Água / 100	1000 a 5000	Corrosão por íons KOH	até 7900
Warrier et al. (2002)	Paralelo/retangular	750 / 5	FC-84	550 a 1600	Micro-usinagem	até 59,9
Qu e Mudawar (2003a, 2003b)	Paralelo/retangular	349 / 21	Água / 100	135 a 400	Micro-usinagem	400 a 1300
Steinke e Kandlikar (2004)	Paralelo/retangular	207 / 6	Água / 100	157 a 1782	–	5 a 930
Kandlikar e Balasubramanian (2005)	Paralelo/retangular	333 / 6	Água / 100	120	–	317
Lee et al. (2005)	Paralelo/retangular	320 a 900 / 10	Água / 100	até 3200	Micro-usinagem	450
Zhang et al. (2005a) e Zhang (2005b)	Paralelo/retangular	375 / 21	FC-72 / 90	50 a 120	Micro-usinagem	50 a 150
Lee e Mudawar (2005a, 2005b)	Paralelo/retangular	350 / 53	R134a / -18 a 25	127 a 654	Micro-usinagem	159 a 938
Chen e Garimella (2006)	Paralelo/retangular	389 / 24	FC-77 / 97	267 a 458	Micro-usinagem	542 a 730
Yun et al. (2006)	Paralelo/retangular	1549 e 1654 / 7 e 8	R410A / 0 a 10	200 a 400	–	20 a 40
Liu e Garimella (2007)	Paralelo/retangular	384 e 588 / 25	Água / 100	221 a 1283	Micro-usinagem	até 1290
Chang e Pan (2007)	Paralelo/retangular	86 / 15	Água / 100	22 a 110	Micro-usinagem por deposição	7.68 a 87.7
Schneider et al. (2007)	Paralelo/retangular	227 / 5	R123 / 38 a 79	622 a 1368	Corrosão	até 2130
Kuo e Peles (2007, 2009)	Paralelo/retangular	223 / 5	Água / 81 a 121	83 a 520	Micro-usinagem	até 6430
Bertsch et al. (2008)	Paralelo/retangular	1090 / 17	R134a / 9 a 29	20 a 81	Micro-usinagem	até 200

Tabela 2.1 (Continuação) –Estudos da literatura sobre transferência de calor e perda de pressão em trocadores de calores com microcanais.

Autor	Distribuição/geometria dos canais	$D_h(\mu\text{m})/\text{número de canais}$	Tipo de fluido/ $T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	Velocidade mássica ($\text{kg/m}^2\text{s}$)	Método de fabricação	Flux de calor (kW/m^2)
Agostini et al. (2008a, 2008b, 2008c)	Paralelo/retangular	336 / 67	R236fa e R245fa / 20 a 34	276 a 1501	Corrosão por plasma (Corrosão seca)	36 a 2300
Bogojevic et al. (2009)	Paralelo/retangular	194 / 40	Água / 100	41 a 435	Corrosão reativa por íons	178 a 445
Harirchian e Garimella (2009, 2012)	Paralelo/retangular	219 a 1674/2 a 61	FC-77 / 97	214 a 1461	Micro-usinagem	65 a 596
Mauro et al. (2010)	Paralelo/retangular	315 / 29	R134a, R245fa e R236fa/20 a 50	250 a 1500	Eletro-erosão e fresamento	até 3300
Park e Thome (2010)	Paralelo/retangular	837 e 315 / 20 e 29	R134a, R245fa e R236fa/10 a 50	100 a 4000	Eletro-erosão e fresamento	370 a 3420
Lu e Pan (2011)	Paralelo/retangular	98 a 233 / 10	Água / 100	99 a 297	Perfuração a laser	até a 475
Kaew-On et al. (2011)	Paralelo/retangular	1200 e 1100 / 8 e 14	R134a / 9 a 22	300 a 800	Processo de extrusão	15 a 65
Costa-Patry et al. (2011a, 2011b)	Paralelo/retangular	148 / 135	R236fa e R245fa / 30,5	499 a 1100	Corrosão reativa por íons	130 a 1400
Wang et al. (2012)	Paralelo/retangular	825 / 7	HFE 7100	100 a 300	Micro-usinagem	25 a 37,5
Yan e Lin (1998)	Paralelo/circular	2000 / 28	R134a / 5 a 31	50 a 200	-	5,2 a 21
Hetsroni et al. (2005)	Paralelo/triangular	168 / 21	Água / 100	95 a 340	Micro-usinagem	80 a 330
Chen e Cheng (2005)	Bifurcado/retangular	40 a 48 / 21	Água / 100	–	Corrosão por íons KOH	–
Cullion et al. (2007)	Bifurcado/retangular	138 a 276 / 16 a 256	Água / 102	195 a 781	Corrosão reativa por íons	58
Daniels et al. (2011)	Bifurcado/retangular	220 a 120 / 496	Água com corante fluorescente / 90	56 a 504	Corrosão reativa por íons	–
Colgan et al. (2007)	Cruzado/retangular	104 a 143 / 18 a 31	Água, com corante fluorescente /–	até 8674	Corrosão reativa por íons e Fotografia	até 5000
Koşar et al. (2009)	Cruzado/retangular	124,249 / 6 e 12	R123 e Água / 80 a 100	976 a 2349	Corrosão reativa por íons	190 a 3120
Megahed (2010)	Cruzado/retangular	248 / 45	FC-72 / 90	109 a 290	Corrosão reativa por íons	20,1 a 104,2

Cuta, McDonald e Shekarriz (1996) avaliaram o número de Nusselt experimental para um dissipador de calor baseado em microcanais e encontraram, para regime laminar e turbulento, números de Nusselt superiores aos determinados através da teoria para canais convencionais. Qu, Mala e Li (2000) investigaram experimentalmente a transferência de calor em microcanais trapezoidais e compararam com resultados de análises numéricas. Eles observaram que o número de Nusselt experimental era inferior aos valores determinados numericamente. Eles especulam que estes resultados são devido ao efeito da rugosidade dos microcanais. Já Warrier, Dhir e Momoda (2002) mediram a distribuição axial do número de Nusselt local para escoamento monofásico através de microcanais retangulares e seus resultados experimentais concordaram satisfatoriamente com a teoria convencional para regime laminar na região de desenvolvimento térmico.

Tendências para o número de Nusselt experimental para Reynolds inferiores a 2300 similares as fornecidas por correlações para escoamentos turbulentos foram indicadas por Mehendale, Jacobi e Shah (2000), Lee, Garimella e Liu (2005), Schneider, Koşar e Peles (2007) e Phillips (2008).

Observando a divergência dos resultados experimentais para canais com diâmetro reduzido com a teoria convencional, Morini (2004) propôs alguns razões para estas diferenças como efeito de compressibilidade e rarefação, efeitos de dissipação viscosa, variação das propriedades termo físicas, condições da superfície do microcanal (rugosidade) e incertezas experimentais.

Conforme anteriormente mencionado a ebulição convectiva em microcanais é indicado na literatura como uma solução promissora visando o desenvolvimento de dissipadores de calor compactos razão pela qual parcela significativa dos estudos listados na Tab. 2.1 trata deste assunto. Entretanto, Harirchian e Garimella (2009), Agostini e Thome (2005), Zhang et al. (2005a) e Zhang (2005b) indicaram que uma melhor compreensão dos mecanismos de transferência de calor e as características do escoamento bifásico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais é necessário para a concepção de trocadores compactos confiáveis.

Tibiriçá e Ribatski (2013) indicaram tendências distintas para perda de pressão e a transferência de calor quando estudos independentes são comparados. Agostini e Thome (2005) através da comparação de 13 estudos recentes da

literatura sobre ebulição convectiva em microcanais também indicaram tendências contraditórias do coeficiente de transferência de calor entre oito deles.

Recentemente, Ribatski (2012) com base em sua ampla revisão da literatura, destacou que a dinâmica do escoamento em multicanais é diferente do observado para canais únicos. Em caso de multicanais, a presença de escoamento reverso causado pelo crescimento de bolha sob condições confinadas, as interações entre canais vizinhos e a ebulição explosiva de bolhas pode afetar drasticamente a topologia e a dinâmica do escoamento bifásico. Conclui-se assim que métodos de previsão de padrões de escoamento desenvolvidos para um único canal não são apropriados para configurações de multicanais. Ribatski (2012) também mencionou que cuidados devem ser tomados ao aplicar-se para configurações de multicanais métodos preditivos de perda de pressão e coeficiente de transferência de calor desenvolvidos baseados em resultados para ebulição convectiva em um único canal.

Segundo a Tab. 2.1, o incremento da perda de pressão com o aumento da velocidade mássica, título de vapor e fluxo de calor em dissipadores de calor sob ebulição convectiva é um resultado comum entre os autores. Entretanto quanto ao coeficiente de transferência de calor resultados discordantes são encontrados.

Instabilidades térmicas responsáveis por oscilações drásticas na pressão do escoamento são aspectos que afetam a ebulição convectiva em micro-escala. Qu e Mudawar (2003a) caracterizaram dois tipos principais de oscilações de pressão (instabilidades). O primeiro é atribuído à existência de volume compressível a montante do dissipador de calor e tem como característica a oscilação de pressão em baixas frequências e amplitudes elevadas. Tal oscilação está relacionada ao fluxo reverso. Para evitar este tipo de instabilidade, Qu e Mudawar (2003a) sugeriram a utilização de uma válvula de agulha imediatamente a montante do dissipador de calor. O segundo tipo é devido aos distintos comprimentos bifásicos ocorrendo para canais vizinhos que causam diferentes gradientes de pressão entre eles. Para evitar este tipo de instabilidade, os autores sugerem a utilização de outra válvula de agulha a jusante do dissipador de calor.

Autores também reportaram instabilidades térmicas relacionadas ao crescimento de bolhas em condições confinadas durante a ebulição em microcanais (HETSRONI et al., 2002; XU et al., 2005; CHEN e GARIMELLA, 2006; CHANG e PAN, 2007; WANG, CHENG e HUIYING, 2007; BERTSCH, GROLL, e GARIMELLA,

2008; KOŞAR, ÖZDEMİR e KESKİNÖZ, 2009; PARK e THOME, 2010; BOGOJEVIC et al., 2011; DANIELS, LIBURDY, e PENCE, 2011; HU et al., 2011). Conforme anteriormente mencionado, KOŞAR, ÖZDEMİR e KESKİNÖZ (2009) propuseram a utilização de orifícios na entrada de cada microcanal, a fim de evitar estas instabilidades. Efeito relevante em dissipadores de calor baseados em microcanais sob ebulição convectiva é a interação entre canais vizinhos em que a aleta entre eles apresenta reduzida espessura de forma a proporcionar interações térmicas podendo suprimir o processo de ebulição em canais próximos favorecendo instabilidades no escoamento bifásico.

A orientação do escoamento pode influenciar fatores no escoamento bifásico como a fração de vazio, os padrões de escoamento, a transferência de calor e a parcela de atrito da perda de pressão devido à efeitos da força gravitacional exercida na distribuição das fases. A orientação do canal pode alterar o perfil de velocidade do escoamento das fases que influi diretamente na transferência de calor. No caso de escoamentos horizontais pode ocorrer a estratificação das fases, comportamento que não se verifica em escoamentos verticais.

Entretanto, devido ao fato de forças de tensão superficial serem predominante em canais de reduzido diâmetro (KANDLIKAR, 2004) espera-se que o efeito da força gravitacional na distribuição do escoamento bifásico, torne-se insignificante para os canais de diâmetro reduzido. Como consequência, poucos autores investigaram o efeito da orientação do escoamento no desempenho termo-fluídico de dissipadores de calor com microcanais baseado na ebulição convectiva.

Entre os autores que se dedicaram ao estudo do efeito da inclinação no desempenho térmico de microcanais destaca-se a investigação de Kandlikar e Balasubramanian (2005). Neste estudo ensaios foram realizados para o dissipador de calor segundo as seguintes orientações: canais posicionados horizontalmente e verticalmente com escoamento descendente e ascendente. Os autores observaram padrões de escoamento similares independentemente da orientação. A ocorrência de escoamento reverso foi verificada independente da orientação avaliada e sua intensidade foi superior para escoamento descendente. Kandlikar e Balasubramanian (2005) indicaram perdas de pressão inferiores para escoamento ascendente comparado com o escoamento horizontal e descendente. Os autores também concluíram que o escoamento ascendente proporciona coeficientes de

transferência de calor médio superiores ao escoamentos descendentes e próximos aos valores observados para escoamento horizontal.

Zhang et al. (2005a, 2005b) apresentaram resultados para o efeito da orientação do escoamento no desempenho do dissipador para as seguintes condições: escoamento ascendente, descendente e horizontal. Como Kandlikar e Balasubramanian (2005), eles observaram que a orientação do escoamento ascendente apresentou o melhor desempenho térmico com um escoamento mais estável e perda de pressão inferior.

Recentemente, Wang et al. (2012) estudaram o efeito da inclinação de um dissipador de calor sob ebulição convectiva para ângulos que se estendiam de -90° (escoamento descendente) a 90° (escoamento ascendente). Verifica-se que os coeficientes de transferência de calor para o dissipador de calor com escoamento ascendente (90°) e horizontal (0°) são próximos, e que o CTC para um ângulo de 45° apresentou valor razoavelmente superior as demais configurações. Estes autores também indicaram que o efeito da inclinação no CTC decresce com o incremento da velocidade mássica. Os resultados também indicam que o escoamento descendente prejudica o desempenho térmico do dissipador. Com base em visualizações do escoamento, Wang et al. (2012) indicou que o aumento da transferência de calor para escoamento ascendente decorre do aumento da velocidade dos pistões de vapor, e observou uma significativa assimetria na forma dos pistões de vapor para o ângulo de 45° para velocidades mássicas reduzidas.

2.4. Conclusões

- Diversos estudos sobre dissipadores de calor baseados em microcanais utilização a água como fluido de teste. Sabe-se que modelos empíricos e semi-empíricos de previsão do coeficiente de transferência de calor falham ao tentar prever resultados distintos daqueles presentes no banco de dados utilizado em seu desenvolvimento. Portanto, a utilização de diferentes fluidos refrigerantes para diversas faixas de pressão utilizados em processos de refrigeração é interessante para o desenvolvimento de modelos genéricos que se comporte bem em diversos bancos de dados.

- Em estudos sobre escoamento monofásico em multi-microcanais, autores relataram uma divergência da teoria convencional com os resultados experimentais sobre a transição de laminar para turbulento. Alguns autores encontraram, para regime laminar e turbulento, números de Nusselt superiores aos determinados através da teoria para canais convencionais. Assim, faz-se necessário uma análise criteriosa da validação das teorias convencionais para determinação do fator de atrito tipo Fanning e do coeficiente de transferência de calor com os resultados experimentais.

- Instabilidades térmicas responsáveis por oscilações na pressão e na temperatura do escoamento afetam drasticamente a ebulição convectiva em microcanais, assim uma visualização do escoamento para verificação da distribuição dos padrões de escoamento ao longo do dissipador e uma análise da frequência e amplitude dessas oscilações possibilita uma melhor compreensão da ebulição convectiva multi-microcanais.

- Devido às divergentes tendências do comportamento do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão, faz-se necessário também verificar a influência de parâmetros como a velocidade mássica, temperatura de entrada no dissipador. Além comparar os resultados experimentais com métodos de previsão da literatura buscando indicar os mais adequados a serem utilizados no desenvolvimento do dissipador de calor.

- Após as observações de Kandlikar e Balasubramanian (2005), Zhang et al. (2005a, 2005b) e Wang et al. (2012) sobre a orientação do dissipador que influi no comportamento do coeficiente de transferência de calor e na perda de pressão mostrando que a orientação do escoamento ascendente apresentou o melhor desempenho térmico, há a necessidade de um estudo de diversas outras posições da base do dissipador de calor no desempenho do mesmo.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1.Introdução

Este capítulo apresenta uma fundamentação teórica da literatura sobre a convecção forçada em canais convencionais e microcanais para escoamento monofásico e ebulição convectiva. Neste capítulo inclui-se uma revisão das metodologias para a previsão do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão. Aspectos sobre padrões de escoamentos são também abordados.

3.2. Padrões de escoamentos

O escoamento bifásico no interior de dutos pode se dar segundo diferentes configurações denominadas na literatura como padrões de escoamentos. O estabelecimento de um determinado padrão depende de parâmetros como pressão, fluxo de calor, geometria do canal, inclinação, propriedades do fluido e etc.

A identificação desses padrões é normalmente efetuada de forma subjetiva, a partir da visualização do escoamento, caracterização e denominação segundo o ponto de vista de um determinado pesquisador. Tais padrões podem ser diferenciados pelo sentido do escoamento, ou seja, escoamentos verticais e horizontais possuem distribuição de fases distintas devido, principalmente, ao efeito gravitacional.

Padrões de escoamento em dutos horizontais

Os padrões de escoamento em canais convencionais horizontais geralmente apresentam distribuições de fases assimétricas devido ao efeito gravitacional conforme ilustrado na Fig. 3.1. A classificação, ilustrada nesta figura e descrita a seguir, foi proposta por Alves (1954 apud Collier e Thome, 1994) e é frequentemente adotada na literatura.

Figura 3.1 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento em canais na horizontais, segundo Alves (1954 apud Collier e Thome, 1994).

1. Escoamento em bolhas: A fase vapor se apresenta distribuída segundo bolhas discretas na fase contínua de líquido. As bolhas possuem comprimento inferior ao diâmetro do canal e normalmente estão presentes na região superior do canal devido a efeitos de empuxo.
2. Escoamento pistonado: As bolhas possuem dimensões próximas ao diâmetro do canal e apresentam formato frontal esférico e terminal plano. Há a presença de um filme de líquido entre a superfície do canal e o pistão de vapor. Pistões de líquidos são observados entre bolhas de vapor sucessivas. De forma análoga ao escoamento em bolhas, a fase vapor normalmente se concentra na região superior do canal devido ao efeito empuxo.
3. Escoamento estratificado: As duas fases estão totalmente separadas com a fase líquida concentrando-se na região inferior do canal. Este padrão ocorre para velocidades reduzidas para ambas as fases.
4. Escoamento estratificado ondulado: Na interface entre as fases ocorrem ondas de reduzida amplitude deslocando-se na direção do escoamento.
5. Escoamento em bolhas alongadas: O aumento da velocidade do vapor a partir do padrão estratificado ondulado proporciona o crescimento das ondas interfaciais de tal forma a bloquear a seção transversal, formando um pistão de líquido que se propaga com velocidade elevada. Pistões de líquidos consecutivos encontram-se separados por bolhas de vapor com elevado comprimento. Neste padrão ocorre a presença de um filme residual de líquido na região superior do canal.

6. Escoamento anular: Incrementos adicionais na velocidade de vapor resultam na geração de um núcleo de vapor e formação de um filme de líquido junto à parede. A espessura deste filme líquido é assimétrica ao longo do perímetro do canal devido a efeitos gravitacionais.

Padrões de escoamento em escoamento bifásico vertical

A Fig. 3.2 ilustra os padrões caracterizados por Collier e Thome (1994) para escoamento em canais convencionais verticais. Estes padrões são descritos por eles da seguinte forma.

Figura 3.2 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento em canais verticais, Collier e Thome (1994).

1. Escoamento em bolhas: Bolhas dispersas na fase contínua líquida e distribuídas simetricamente em relação ao eixo central do duto.
2. Escoamento em bolhas alongadas: Semelhante ao padrão pistonado em dutos horizontais, entretanto o filme líquido presente entre o pistão de vapor e a parede do duto apresenta espessura uniforme.
3. Escoamento agitante: Formado pelo colapso de bolhas de vapor alongadas. O escoamento da fase vapor não é definido, e a fase líquida ocorre predominantemente próxima a parede do canal. Este padrão tem características oscilatórias podendo ser denominado por alguns autores de escoamento semi-anular ou pistonado/anular.
4. Escoamento anular com névoa: Caracterizado por um filme de líquido relativamente espesso na parede do canal, juntamente com gotículas de líquido sendo arrastadas no interior do núcleo de vapor. O filme de líquido apresenta bolhas de vapor dispersas e as gotículas de líquido no núcleo de vapor escoam agrupadas de forma intermitente. Este escoamento ocorre para velocidades mássicas elevadas.

5. Escoamento anular: Semelhante ao padrão anular observado em dutos horizontais, caracterizado por um núcleo de vapor e um filme líquido junto a superfície do duto. Ondas de maior amplitude presentes no filme líquido são rompidas pela fase vapor gerando gotículas que são arrastadas pelo núcleo de vapor. Estas gotículas são denominadas na literatura inglesa como “entrainment”. A diferença entre este padrão e o anular com névoa é o fato das gotículas estarem dispersas e não escoarem aglomeradas.

A análise dos padrões de escoamento permite identificar mecanismos físicos que explicam o comportamento do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão. Há anos, muitos autores vêm desenvolvendo métodos para previsão dos padrões de escoamento. Estes métodos geralmente são mapas ou diagramas com curvas que caracterizam a transição entre os vários padrões de escoamento. Distintos métodos de previsão de padrões de escoamento são propostos para escoamentos verticais ou horizontais, e para macro e microcanais.

Baker (1954 apud Collier e Thome, 1994) foi um dos precursores a desenvolver um mapa de padrão de escoamento. Ele classificou as transições entre padrões para escoamento líquido/gás num canal convencional baseado em observações. A Fig. 3.3 apresenta o mapa de Baker (1954 apud Collier e Thome, 1994).

Figura 3.3 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Baker (1954 apud Collier e Thome, 1994).

Até o trabalho pioneiro de Taitel e Dukler (1976) os métodos de previsão eram puramente empíricos, isto é, curvas de transição eram traçadas a partir de visualizações, obtendo-se assim um mapa de padrões de escoamento. Taitel e Dukler (1976) destacam-se por apresentarem o primeiro método de previsão de padrões baseado em modelos mecanicistas das transições a partir de análises fenomenológicas.

Desde então, diversos autores propuseram métodos de previsão de padrões de escoamento com base em Taitel e Dukler (1976), sendo a maioria destes métodos para diâmetros superiores a 10 mm (KATTAN; THOME; FAVRAT, 1998; MANDHANE; GREGORY; AZIZ, 1974; WOJTAN; URSENBACHER; THOME, 2005). Entre estes se destaca o método de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) por incluir efeitos de transferência de calor no estabelecimento dos padrões. Este método de previsão foi desenvolvido com base em Kattan, Thome e Favrat (1998). O método divide o escoamento estratificado em estratificado ondulado, bolhas alongadas/estratificado ondulado e bolhas alongadas. Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) ainda caracterizaram o padrão de secagem de parede, que relaciona a transição entre escoamento anular e escoamento com névoa. A Fig. 3.4 ilustra um mapa de padrão de escoamento baseado no método proposto estes autores.

Figura 3.4 – Mapa de padrão de escoamento obtido segundo método de previsão de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).

Padrão de escoamento em canais únicos de reduzido diâmetro

Os padrões de escoamento observados em microcanais assumem configurações particulares devido às diferenças fenomenológicas de mudança de fase entre macro e micro-escala. Desta forma, a aplicação ou extrapolação de mapas baseados em condições de macro-escala para micro-escala é irrealista.

No escoamento em canais de diâmetro reduzido, o padrão bolha ocorre para faixas reduzidas de título de vapor, e as bolhas formadas se desprendem, colapsam e rapidamente atingem o diâmetro do duto. Em padrões de escoamento anular ou pistonado em microcanais o filme líquido formado entre a parede e núcleo de vapor apresenta uma uniformidade superior ao filme observado em canais convencionais, isto se deve ao fato de a razão de escorregamento entre as fases ser inferior e efeitos de tensão superficiais tornam-se relevantes. Além disso, segundo parcela da literatura a secagem de parede ocorre em títulos inferiores com a redução do diâmetro do tubo.

Os padrões de escoamento geralmente observados em microcanais, segundo Triplett et al. (1999), são os seguintes: bolhas dispersas, bolhas alongadas, pistonado, agitante e anular. A Fig. 3.5 ilustra estes padrões de escoamento identificados por Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010).

Figura 3.5 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento em microcanal horizontal de Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010).

Triplett et al. (1999) investigaram os padrões de escoamento para água/ar em microcanais de secção transversal circular e triangular com diâmetros de 1,09 e 1,49 mm. Eles mostraram que padrões observados em macrocanais como o estratificado não ocorrem em microcanais, indicando a predominância de efeitos de tensão superficial.

Barnea et al. (1983) obtiveram resultados experimentais para canais horizontais e verticais com diâmetros entre 4 mm e 12 mm. Estes resultados foram comparados com modelos para tubulações horizontais de Taitel e Dukler (1976) e para tubulações verticais de Taitel et al. (1980). A partir desta comparação, eles concluíram que com o decréscimo do diâmetro os desvios em relação aos métodos de Taitel e Dukler (1976) e Taitel et al. (1980) se elevam.

Assim, Barnea et al. (1983) foram os pioneiros a propor um modelo para previsão de padrões de escoamento em canais de reduzido diâmetro. Ao contrário de Taitel e Dukler (1976), que consideraram o mecanismo de instabilidade de Kelvin-Helmoltz como o critério de transição entre escoamento estratificado e intermitente, Barnea et al. (1983) consideraram efeitos gravitacionais e de tensão superficial nesta transição.

Coleman e Garimella (1999) investigaram o efeito da forma e do diâmetro do duto nas transições de padrões de escoamento para microcanais. Eles propuseram nomenclaturas distintas para os padrões de escoamento e novos critérios de transição. A influência da forma e do diâmetro do canal nos padrões foi identificada para diâmetros variando de 1,3 a 5,5 mm. Eles também mostraram a supressão do escoamento estratificado quando se reduz o diâmetro do canal.

Revellin e Thome (2007) propuseram um mapa de padrão de escoamento para evaporação em microcanais com base em resultados para os fluidos R134a e R245fa e tubos com diâmetros de 0,509 e 0,790 mm. Eles classificaram, inicialmente, 6 padrões: bolhas, bolhas/pistonado, pistonado, pistonado/semi-anular, semi-anular e anular. Entretanto o mapa proposto por eles inclui apenas três transições: bolhas isoladas-bolhas coalescentes, bolhas coalescentes-anular e anular-secagem de parede. A Fig. 3.6 representa o mapa com os padrões de escoamento observados por Revellin e Thome (2007) com suas transições para o R134a.

Figura 3.6 – Mapa de padrões de escoamento com linhas de transição segundo REVELLIN e THOME (2007).

Posteriormente, Ong e Thome (2011a, 2011b) modificaram o método de previsão de padrões de escoamento proposto por Revellin e Thome (2007). Eles incluíram ao banco de dados original resultados para os refrigerantes R134a, R245fa e R236fa em canais horizontais de diâmetros de 1,03, 2,2 e 3,04 mm. Baseados no banco de dados ampliado, estes autores incluíram o efeito da viscosidade e densidade relativas entre as fases líquido-gás nas transições entre os padrões bolhas isoladas/bolhas coalescentes e bolhas coalescentes/anular.

Recentemente, Tapia (2011) utilizou o algoritmo de agrupamento k-means para propor um mapa de padrões de escoamento, baseando-se em um método objetivo de caracterização de escoamentos. Ele utilizou para caracterizar os padrões o sinal de laser a partir de um par emissor/receptor tendo entre eles uma seção em quartzo através da qual ocorria o escoamento e o sinal emitido por um transdutor piezoelétrico de pressão em contato com o fluido. Ele obteve resultados próximos para as transições baseadas no método objetivo e subjetivo (através de visualizações). O método mecanicista de previsão de padrões de escoamento proposto por Felcar, Ribatski e Jabardo (2007) prevê satisfatoriamente os padrões caracterizados por Tapia (2011). A Fig. 3.7 ilustra o mapa obtido pelo método objetivo para o fluido R134a segundo Tapia (2011).

Figura 3.7 – Mapa de padrões de escoamento segundo o método objetivo com três centróides desenvolvido por Tapia (2011).

Padrões de escoamentos em configurações de multi-microcanais

Diversos autores analisaram padrões de escoamento em micro-escala para configurações envolvendo multi-microcanais. De uma forma geral, os padrões de escoamento observados em microcanais únicos são similares aos indicados em multi-microcanais, isto é, anular, bolhas, pistonado e secagem de parede. Porém, a dinâmica do escoamento é distinta. Em multi-microcanais, a presença de escoamento reverso, conforme ilustrado na Fig. 3.8, causado pelo crescimento das bolhas sob condições de confinamento e as interações entres os canais vizinhos podem afetar a topologia e a dinâmica do escoamento bifásico. Portanto, métodos de previsões de padrão de escoamento desenvolvidos para um microcanal não são indicados para aplicação direta em multi-microcanais.

A Fig. 3.8 ilustra diferentes padrões de escoamento observados por Chang e Pan (2007) em um dissipador de calor com 15 microcanais de diâmetro hidráulico de $86,3 \mu\text{m}$ sob ebulição convectiva. Eles observaram que nos casos em que o escoamento era considerado estável, na região próxima a entrada, a maioria dos microcanais apresentaram escoamento monofásico e alguns apresentaram a formação de bolhas. Já na região intermediária do dissipador observava-se padrões de bolhas alongadas, e na região de saída, pistões de vapor e em alguns canais escoamento anular. Nos casos de escoamento considerados instáveis, Chang e Pan (2007) observaram escoamento reverso de pistões de vapor, padrões de bolhas alongadas e anular alternadamente em todos os canais.

Figura 3.8 – Visualização dos padrões de escoamento em multi-microcanais horizontais nas regiões de entrada, intermediária e saída, Chang e Pan (2007).

Um procedimento inovador para caracterizar padrões de escoamento em multi-microcanais foi proposto por Niño et al. (2003). Em vez de classificar os padrões de escoamentos como função da velocidade mássica e do título de vapor, eles propuseram como parâmetro a fração de tempo em que cada padrão de escoamento era observado em cada canal para uma determinada velocidade mássica e título de vapor. As transições dos padrões são baseadas na fração de tempo que é função do título de vapor. Baseado em Niño et al. (2003), Jassim e Newell (2006) construíram o mapa de padrões de escoamento ilustrado na Fig. 3.9. Entretanto, este método probabilístico para previsão do padrão de escoamento é restrito à geometria do canal e há a necessidade de diferentes mapas para diferentes velocidades mássicas.

Figura 3.9 – Mapa de padrão de escoamento probabilístico para um dissipador de calor com 6 microcanais utilizando o fluido R410A, Jassim e Newell (2006).

Em um único microcanal oscilações de pressão no escoamento bifásico e a presença de escoamento reverso são amortecidas através da imposição de restrições ao fluxo a partir de micro-válvulas de tipo agulha localizadas imediatamente a montante da seção de teste. No entanto, em multi-microcanaís tal solução não amortece tais oscilações consideravelmente. Então, como solução a fim de minimizar oscilações no escoamento, autores têm proposto restrições geométricas ao escoamento capazes de reduzir os efeitos de escoamento reverso e instabilidades térmicas, conforme ilustrado na Fig. 3.10. Autores que utilizaram tais soluções indicaram a redução de oscilações no escoamento e maior uniforme na distribuição do fluido, permitindo alcançar fluxos de calor crítico superiores.

Kosar, Kuo e Peles (2006) propuseram o uso de orifícios na entrada de cada microcanal de forma a restringir o escoamento suprimindo oscilações durante a ebulição convectiva em multi-microcanaís paralelos. Esta solução foi posteriormente adotada por diversos autores como Agostini et al. (2008a, 2008b, 2008c), Park e Thome (2010), Costa-Patry et al. (2011a, 2011b) e Costa-Patry et al. (2012). Park e Thome (2010) observaram conforme anteriormente indicado que a presença deste orifício na entrada do microcanal reduz o escoamento reverso tornando o escoamento estável e a distribuição de fluido entre os canais uniforme. Além disso, a perda de pressão local imposta pelos orifícios proporciona um escoamento anular já a partir da seção de entrada dos microcanaís.

Figura 3.10 – Restrições em multi-microcanaís: Kosar et al. (2009), microcanaís cruzados; Kuo e Peles (2007) microcanaís com orifícios.

Nota-se que este tema foi mencionado de forma a fundamentar a discussão sobre padrões de escoamento em multi-microcanaís e detalhes adicionais fogem do escopo deste estudo.

3.3. Modelo para previsão de fração de vazio

A determinação da fração de vazio superficial a partir de parâmetros operacionais como a velocidade mássica e o título de vapor é necessária para a estimativa da perda de pressão gravitacional e inercial. Ela também é usada em métodos de previsão de padrões de escoamento e para o cálculo das propriedades da misturas em modelos para estimativa da perda de pressão por atrito.

Nesta seção descreve-se o modelo homogêneo e o método de previsão de Rouhanni-Axelsson (1970). O primeiro é descrito por tratar-se de um método simples, de fácil implementação e o segundo baseia-se no modelo “Drift-flux” proposto inicialmente por Zuber e Findlay (1965). Ambos são utilizados comumente na literatura para previsão da fração de vazio para escoamentos bifásicos no interior de canais de reduzido diâmetro.

O modelo homogêneo considera a mistura bifásica como um “pseudo-fluido” com propriedades de transporte médias entre o líquido e o vapor ponderadas através do título de vapor e da fração de vazio superficial. Além disso, assume velocidades iguais para ambas as fases com perfis uniformes ao longo da seção transversal.

A partir da relação entre as velocidades locais das duas fases é possível obter a fração de vazio em função do título de vapor dada por:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \frac{V_v \rho_v}{V_l \rho_l}} \quad (3.1)$$

onde x é o título de vapor e V é a velocidade de cada fase.

Como no modelo homogêneo as velocidades locais das fases são iguais, logo

a relação $\frac{V_v}{V_l} = 1$.

O modelo Rouhanni-Axelsson (1970), posteriormente modificado por Steiner (2010), parte da abordagem adotada por Zuber e Findlay (1965), dada pela seguinte equação:

$$\alpha = \frac{\beta}{C_0 + \frac{V_{wJ}}{J}} \quad (3.2)$$

onde V_{wJ} é a velocidade de deslizamento e J é a velocidade superficial da mistura bifásica.

Neste modelo, os autores partem da relação entre a fração volumétrica e o título de vapor, dada pela seguinte equação:

$$\beta = \frac{x \cdot v_v}{x \cdot v_v + (1-x) \cdot x \cdot v_l} \quad (3.3)$$

A densidade da mistura foi definida a partir do modelo homogêneo, sendo utilizada para relacionar a velocidade mássica e superficial da mistura, segundo as seguintes equações:

$$\rho = \frac{1}{\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}} \quad (3.4)$$

$$G = \rho \cdot J \quad (3.5)$$

Substituindo as Eqs. (3.3) a (3.5) na Eq. (3.2), tem-se o modelo de Rouhanni-Axelsson (1970) dado pela seguinte equação:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left[C_0 \cdot \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{V_{wJ}}{G} \right]^{-1} \quad (3.6)$$

Posteriormente, a expressão originalmente proposta pelos autores foi ajustada para tubos horizontais por Steiner (2010), com os parâmetros empíricos sendo definidos da seguinte forma:

$$C_0 = 1 + 0,12 \cdot (1-x) \quad (3.7)$$

$$V_{wJ} = 1,18 \cdot (1-x) \cdot \left[\frac{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} \quad (3.8)$$

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left\{ [1 + 0,12 \cdot (1-x)] \cdot \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18 \cdot (1-x) \cdot [g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G \cdot \rho_l} \right\}^{-1} \quad (3.9)$$

Este modelo de estimativa da fração de vazio não depende do padrão de escoamento, sendo que a restrição é somente quanto à orientação horizontal do duto. Conforme apresentado por Wojtan (2004), a versão de Steiner (2010) do modelo de Rouhanni-Axelsson (1970) apresenta melhores previsões da fração de vazio para refrigerantes halogenados se comparada com o modelo homogêneo.

3.4. Perda de pressão

Através das equações de conservação de massa e quantidade de movimento aplicada a um escoamento bifásico, conforme ilustrado em Collier e Thome (1994), é possível deduzir que o gradiente de perda de pressão total é dada pela soma das parcelas devido a efeitos gravitacional, aceleracional e atrito, segundo a seguinte equação:

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_z + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{ac} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \quad (3.10)$$

onde $\left(\frac{dp}{dz} \right)_z$ representa o gradiente de perda de pressão gravitacional que está relacionado à variação da altura do escoamento, sendo dado pela seguinte equação:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_z = g \cdot \sin\theta \cdot [\alpha \cdot \rho_v + (1 - \alpha) \cdot \rho_l] \quad (3.11)$$

onde θ é o ângulo de inclinação do canal em relação ao plano horizontal. Em estudos envolvendo microcanais, a queda de pressão gravitacional é reduzida. Em escoamentos horizontais o efeito gravitacional é nulo pelo fato de não haver variação de altura.

$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{ac}$ é o gradiente de pressão aceleracional, que está relacionado a variação da velocidade do escoamento. Para canais com secção transversal constante, a perda aceleracional decorre de variações do volume específico da mistura bifásica que pode se dar através da variação da temperatura e pressão do fluido e do título de vapor. Em escoamentos adiabáticos em canais convencionais essa parcela da perda de pressão é reduzida e a variação do título de vapor e conseqüentemente da fração de vazio torna-se desprezível. Para o escoamento sob

fluxo de calor, esta parcela pode tornar-se relevante. O gradiente de pressão aceleracional é dado pela seguinte equação:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{ac} = G^2 \cdot \left[\frac{x^2}{\rho_v \cdot \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l \cdot (1-\alpha)} \right] \quad (3.12)$$

A partir da Eq. (3.12) pode-se determinar a perda de pressão aceleracional entre a entrada e saída de um duto de secção constante para velocidade mássica constante dada por:

$$(\Delta p)_{ac} = G^2 \cdot \left\{ \left[\frac{x^2}{\rho_v \cdot \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l \cdot (1-\alpha)} \right]_{sai} - \left[\frac{x^2}{\rho_v \cdot \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l \cdot (1-\alpha)} \right]_{ent} \right\} \quad (3.13)$$

$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{at}$ é o gradiente de pressão por atrito, que representa a perda de pressão devido à dissipação viscosa. Geralmente, avalia-se esta parcela a partir da definição do coeficiente de atrito, que no caso do tipo Fanning, relaciona-se com a perda de pressão por atrito através da seguinte equação:

$$(\Delta p)_{at} = f \cdot \frac{2 \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_h} \quad (3.14)$$

No escoamento bifásico, a perda de pressão por atrito está relacionada à tensão de cisalhamento dos fluidos com a parede do duto e na interface entre as fases, líquido e gás.

Os próximos itens descrevem métodos de previsão de perda de pressão por atrito para escoamento monofásico e bifásico. Estes métodos serão comparados com os resultados obtidos experimentalmente.

3.4.1. Perda de pressão por atrito para escoamento monofásico no interior de dutos

O escoamento monofásico no interior de dutos pode se encontrar em regime laminar, transição ou turbulento. Além disso, este escoamento pode ser classificado como plenamente desenvolvido, em desenvolvimento hidrodinâmico, em desenvolvimento térmico ou simultâneo.

O regime de escoamento (laminar, transição ou turbulento) é identificado através do número de Reynolds que relaciona forças de inércia e viscosas.

Em escoamento interno no interior de canais circulares convencionais, adota-se escoamento laminar, geralmente, para número de Reynolds inferior a 2300 e turbulento para número de Reynolds superior a 10000.

Em dutos retangulares, o valor crítico do número de Reynolds (transição entre laminar e turbulento), Re_{crit} , para identificar o regime de escoamento se difere dos valores para canais circulares. Geralmente, o fator de aspecto, a configuração de entrada do canal e a rugosidade da superfície têm efeitos significativos no Re_{crit} . Outros fatores, tais como ruído, vibração e pulsações na vazão mássica, também podem afetar o Re_{crit} .

Alguns autores (Davies e White, 1928; Allen e Grunberg, 1937, Cornish, 1928; Hartnett et al., 1962 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) investigaram valores de Re_{crit} para diferentes configurações de entrada. A Tab. 3.1 apresenta alguns números de Reynolds críticos para dutos retangulares lisos.

Analisando a Tab. 3.1, para uma entrada abrupta o aumento na relação de aspecto, gera um decréscimo no Reynolds crítico. Vale destacar que para canais com dimensões reduzidas, alguns autores (LEE; GARIMELLA; LIU, 2005; SCHNEIDER; KOŞAR; PELES, 2007; PHILLIPS, 2008) indicaram comportamento turbulento para Re inferiores a 2300.

Tabela 3.1 – Números de Reynolds críticos para dutos retangulares lisos.

Configuração da entrada	Fator de aspecto, α^*	Re_{crit}
Entrada suave	0,1	4400
	0,2	7000
	0,3333	6000
	1	4300
Entrada abrupta	0,1	2920
	0,2	2500
	0,3425	2360
	1	2200

Para análise efetuada neste trabalho, adotou-se regime laminar para escoamento no interior de um duto retangular para números de Reynolds inferiores a 2300.

Conforme indicado por Rohsenow; Hartnett; Cho (1998) definiu-se o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico como o comprimento axial necessário para atingir 99% da máxima velocidade final do escoamento totalmente desenvolvido, assumindo uma distribuição de velocidades na entrada do canal uniforme. Já o comprimento térmico é definido segundo os mesmos autores como a distância axial necessária para atingir um valor de Nusselt local, Nu_x , cerca de 5% superior ao valor do Nusselt no escoamento totalmente desenvolvido.

Segundo Rohsenow, Hartnett e Cho (1998), o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico para o escoamento laminar em dutos circulares é dado respectivamente pelas seguintes equações:

$$L_{lam,hd} = 0,0565 \cdot Re \cdot D_h \quad (3.15)$$

$$L_{lam,te} = 0,0430 \cdot Re \cdot Pr \cdot D_h \quad (3.16)$$

onde a Eq. (3.15) é válida para condição de fluxo de calor constante.

Para regime turbulento, o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico em dutos circulares é dado segundo Zhiqing (1982 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) por:

$$L_{lam,hd} = 1,3590 \cdot Re^{1/4} \cdot D_h \quad (3.17)$$

Segundo Incropera et al. (2008) assume-se que o comprimento de desenvolvimento térmico para escoamento turbulento é dado por, $L_{lam,te} = 10 \cdot D_h$.

Distintos métodos para determinação da perda de pressão por atrito são utilizados dependendo do regime de escoamento (laminar, transição e turbulento), da geometria do canal e do fato do escoamento estar desenvolvido ou em desenvolvimento. Estes métodos fornecem o fator de atrito tipo Fanning que, através da Eq. (3.14), permite determinar a perda de pressão por atrito.

Para o escoamento laminar totalmente desenvolvido em canais retangulares, o fator de atrito é função do número de Reynolds e do fator de aspecto definido como $\alpha^* = a/b$, em que a e b são a altura e a largura do canal, respectivamente. Uma expressão exata do fator de atrito para regime laminar plenamente desenvolvido segundo Rohsenow, Hartnett e Cho (1998) é dada por:

$$f_{\text{lam,TD}} = \frac{1}{\text{Re}} \cdot \left[\frac{24}{\left(1 + \frac{1}{\alpha^*}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{192}{\pi^3 \cdot \alpha^*} \cdot \sum_{n=1,2,3,\dots}^{\infty} \frac{\tanh(n \cdot \pi \cdot \alpha^* / 2)}{n^5}\right)} \right] \quad (3.18)$$

Os valores de m e n foram propostos por Natarajan e Lakashmanan (1972 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) e são dados por:

$$m = 1,7 + 0,5 \cdot \alpha^{*-1.4} \quad (3.19)$$

$$n = \begin{cases} 2 & \text{para } \alpha^* \leq 1/3 \\ 2 + 0,3 \cdot (\alpha^* - 1/3) & \text{para } \alpha^* \geq 1/3 \end{cases} \quad (3.20)$$

Shah e London (1978) propuseram uma forma simplificada de calcular o fator de atrito em regime laminar totalmente desenvolvido expressa como:

$$f_{\text{lam,TD}} = \frac{24}{\text{Re}} \cdot \left(\frac{1 - 1,3553 \cdot \alpha^* + 1,9467 \cdot \alpha^{*2} - 1,7012 \cdot \alpha^{*3}}{+ 0,9564 \cdot \alpha^{*4} - 0,2537 \cdot \alpha^{*5}} \right) \quad (3.21)$$

Na região de desenvolvimento hidrodinâmico, Rohsenow, Hartnett e Cho (1998) propuseram um fator de atrito aparente, $f_{\text{ap,DH}}$, empregado para incorporar a combinação dos efeitos de tensão de cisalhamento na parede e a variação na quantidade de movimento do fluido, devido ao desenvolvimento do perfil de velocidade. Este fator de atrito aparente se relaciona com a perda de pressão entre a entrada e a posição L ao longo do duto segundo a seguinte equação:

$$\Delta p^* = \frac{(p(0) - p(L))}{\rho \cdot V_m^2 / 2} = f_{\text{lam,ap,DH}} \cdot \frac{2 \cdot L}{D_h} \quad (3.22)$$

Rohsenow, Hartnett e Cho (1998), definiram um adimensional com o objetivo de indicar o incremento da perda de pressão na região de desenvolvimento hidrodinâmico dado por:

$$K(L) = (f_{\text{lam,ap,DH}} - f_{\text{lam,TD}}) \cdot \frac{2 \cdot L}{D_h} \quad (3.23)$$

onde, $f_{\text{lam,TD}}$ é o fator de atrito para o regime laminar totalmente desenvolvido.

Rohsenow, Hartnett e Cho (1998) também definiram outra relação para perda de pressão entre a entrada e a posição L ao longo do duto relacionando o

fator de atrito, a perda de pressão axial, e o parâmetro $K(x)$ segundo a seguinte equação:

$$\Delta p^* = (f_{\text{lam,ap,DH}} \cdot \text{Re}) \cdot (4 \cdot x^+) = K(x) + (f_{\text{lam,TD}} \cdot \text{Re}) \cdot (4 \cdot x^+) \quad (3.24)$$

onde x^+ é o comprimento axial adimensional definido como:

$$x^+ = \frac{L/D_h}{\text{Re}} \quad (3.25)$$

Para escoamento laminar em desenvolvimento, Shah e London (1978) analisaram e compararam investigações analíticas e experimentais do escoamento em dutos retangulares. Eles concluíram que os resultados numéricos relatado por Curr, Sharma e Tatchell (1972 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) e os resultados analíticos relatados por Tachibana e Iemoto (1981 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) são os mais próximos aos seus dados experimentais. Os fatores de atrito aparente obtidos por Curr, Sharma e Tatchell (1972 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) são ilustrados na Fig. 3.11.

Figura 3.11 – Fator de atrito aparente para escoamento laminar em desenvolvimento hidrodinâmico para dutos retangulares segundo Curr, Sharma e Tatchell (1972 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998).

Segundo Kandlikar e Campbell (2002), a perda de pressão entre a região de entrada do canal e uma determinada posição ao longo do comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico pode ser calculada através da equação (3.22). Com o fator de atrito aparente ao longo da região de desenvolvimento dado por:

$$f_{\text{lam,ap,DH}} = \frac{K(\infty)}{\text{Re} \cdot 4 \cdot x^+} + f_{\text{lam,TD}} \quad (3.26)$$

onde $f_{\text{lam,TD}}$ é determinado através da Eq. (3.21).

Na Eq. (3.26), $K(\infty)$ é o fator de Hagenbach, função da razão de aspecto para canais retangulares e segundo Shah e London (1978) dado pela seguinte equação:

$$K(\infty) = \left(\begin{array}{l} 0,6796 + 1,2197 \cdot \alpha^* + 3,3089 \cdot \alpha^{*2} \\ -9,5921 \cdot \alpha^{*3} + 8,9089 \cdot \alpha^{*4} - 2,9959 \cdot \alpha^{*5} \end{array} \right) \quad (3.27)$$

Para regime turbulento plenamente desenvolvido, correlações para o fator de atrito em canais circulares foram apresentadas por Rohsenow, Hartnett e Cho (1998). Algumas destas correlações são apresentadas nas Tabs. 3.2 e 3.3. Para o cálculo da perda de pressão, o fator de atrito determinado segundo as equações fornecidas nestas tabelas deve ser substituído na Eq. (3.14).

Tabela 3.2 – Correlações para o fator de atrito (Fanning) para canais circulares lisos e regime turbulento totalmente desenvolvido.

Autores	Correlação	Reynolds recomendado
Blasius (1913 apud Rohsenow Hartnett e Cho, 1998)	$f_{\text{turb,TD}} = 0,0791 \cdot \text{Re}^{-0,25}$	$4 \cdot 10^3$ a 10^5
Bhatti e Shah (1987 apud Rohsenow Hartnett e Cho, 1998)	$f_{\text{turb,TD}} = 0,00128 + 0,1143 \cdot \text{Re}^{-0,311}$	$4 \cdot 10^3$ a 10^7
Colebrook (1939 apud Rohsenow Hartnett e Cho, 1998)	$1/\sqrt{f_{\text{turb,TD}}} = 1,5635 \cdot \ln(\text{Re}/7)$	$4 \cdot 10^3$ a 10^7

Tabela 3.3 – Correlação para o fator de atrito (Fanning) para canais circulares rugoso e regime turbulento totalmente desenvolvido¹.

Autores	Correlação	Reynolds recomendado
Colebrook (1939 apud Rohsenow Hartnett e Cho, 1998)	$1/\sqrt{f_{\text{turb,TD}}} = 3,48 - 1,7372 \cdot \ln(2 \cdot \varepsilon/D_h + 9,35/\text{Re} \sqrt{f_{\text{turb,TD}}})$	$5 < \text{Re}_\varepsilon < 70$
Moody (1944 apud Rohsenow Hartnett e Cho, 1998)	$f_{\text{turb,TD}} = 1,375 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 21.544 \cdot (2 \cdot \varepsilon/D_h + 100/\text{Re})^{1/3} \right]$	$4 \cdot 10^3 < \text{Re} < 10^8$ e $2 \cdot 10^{-8} \leq 2 \cdot \varepsilon/D_h \leq 0,1$
Churchill (1977)	$f_{\text{turb,TD}} = 2 \cdot \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_1 + B_1)^{3/2}} \right]^{1/12}$ $A_1 = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{(7/\text{Re})^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon/D_h} \right) \right]^{16} \quad B_1 = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$	Todas as faixas de Reynolds

Para escoamento turbulento no interior de dutos retangulares, de acordo com Rohsenow, Hartnett e Cho (1998), o fator de atrito em escoamento plenamente desenvolvido é suficientemente preciso com a utilização de correlações para dutos circulares substituindo o diâmetro do duto circular pelo diâmetro hidráulico definido como:

¹ $\text{Re}_\varepsilon = (V_m \cdot \varepsilon)/\nu$ onde ε é a rugosidade do duto.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{\text{sec}}}{P_{\text{molh}}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a + b)} \quad (3.28)$$

3.4.2. Perda de pressão por atrito para escoamento bifásico no interior de dutos

Diversos métodos são encontrados na literatura que tratam da previsão da perda de pressão por atrito durante o escoamento bifásico. Estes métodos podem ser classificados em modelos mecanicistas, estritamente empíricos, e aqueles baseados em multiplicadores bifásicos.

- Modelos mecanicistas: os métodos são baseados nos padrões de escoamento. Estes são desenvolvidos individualmente para cada padrão considerando a topologia de distribuição de fases. Os métodos utilizam procedimentos para determinação dos padrões de escoamento para a previsão do padrão local;
- Métodos empíricos: os métodos consistem na interpolação entre as perdas de pressão para escoamento monofásico de vapor e líquido, geralmente utilizando como parâmetro de interpolação o título de vapor;
- Métodos baseados em multiplicadores bifásicos: nestes métodos a perda de pressão para escoamento bifásico é estimada através da multiplicação da perda de pressão de uma das fases escoando isoladamente no canal por um fator denominado multiplicador bifásico.

Ribatski, Wojtan e Thome (2006) compararam modelos para estimativa da perda de pressão em escoamentos bifásicos com 913 resultados experimentais levantados na literatura para microcanais. Estes autores concluíram que o método de Müller-Steinhagen e Heck (1986), embora uma correlação para macrocanais, e o modelo homogêneo com a viscosidade dada por Cicchitti et al. (1960), apresentam as melhores previsões dos dados experimentais. Posteriormente Silva, Tibiriçá e Ribatski (2011) compararam seus resultados à diversas correlações e o método de Lockhart e Martinelli (1949) utilizando a constante proposta por Chisholm (1967) proporcionou erros médios absoluto em relação aos dados experimentais inferiores aos demais. Com base nestas conclusões, neste estudo serão descritos apenas o modelo homogêneo para o cálculo da perda de pressão por atrito e os métodos de

Lockhart e Martinelli (1949), Müller-Steinhagen e Heck (1986) e a correlação de Da Silva (2012) que ajustou o método proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986) com base nos seus resultados experimentais para refrigerantes halogenados.

No modelo homogêneo a perda de pressão por atrito é dada pela Eq. (3.14) adotando-se o fator de atrito bifásico tipo Fanning e a densidade da mistura.

O fator de atrito bifásico tipo Fanning é calculado segundo a equação de Blasius (1913 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) dado por:

$$f_{2\phi} = 0,079 \cdot \text{Re}_{2\phi}^{-1/4} \quad (3.29)$$

$$\text{onde } \text{Re}_{2\phi} = \frac{G \cdot D}{\mu_{2\phi}}.$$

No modelo homogêneo a densidade da mistura é geralmente definida como:

$$\frac{1}{\rho_{2\phi}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \quad (3.30)$$

A viscosidade dinâmica média da mistura, $\mu_{2\phi}$, deve satisfazer as seguintes condições limites:

$$x = 0, \mu_{2\phi} = \mu_l \quad \quad x = 1, \mu_{2\phi} = \mu_v$$

Com base nestas condições autores definiram distintos procedimentos de cálculo para a viscosidade dinâmica média da mistura, destacando as definições apresentadas na Tab. 3.4:

Tabela 3.4 – Viscosidade dinâmica da mistura bifásica.

Autores	Definição
McAdams et al. (1942 apud Collier e Thome, 1994)	$\frac{1}{\mu_{2\phi}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l}$
Cicchitti et al. (1960)	$\mu_{2\phi} = x \cdot \mu_v + (1-x) \cdot \mu_l$
Davidson et al. (1943)	$\mu_{2\phi} = \mu_l \cdot \left(1 + x \cdot \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)$

Lockhart e Martinelli (1949) foram pioneiros ao propor um método para previsão da perda de pressão baseado em multiplicadores bifásicos.

No desenvolvimento deste método os autores adotaram as seguintes hipóteses: escoamento horizontal; não ocorre mudança de fase, logo efeitos de aceleração são nulos; a pressão estática da fase gás é igual à pressão estática do líquido em cada secção; a soma dos volumes das fases em cada instante é igual ao volume total.

Eles definiram os seguintes multiplicadores:

$$\phi_l^2 = \frac{(dp/dz)_{2\phi}}{(dp/dz)_l} \quad (3.31)$$

$$\phi_v^2 = \frac{(dp/dz)_{2\phi}}{(dp/dz)_v} \quad (3.32)$$

onde $(dp/dz)_{2\phi}$ é o gradiente de pressão por atrito do escoamento bifásico, e $(dp/dz)_v$ e $(dp/dz)_l$ são os gradientes que se verificariam caso o vapor ou o líquido presente no escoamento bifásico escoassem isoladamente no mesmo duto e são dados por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_v = 2 \cdot f_v \cdot \frac{(G \cdot x)^2}{\rho_v \cdot D} \quad (3.33)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = 2 \cdot f_l \cdot \frac{[G \cdot (1-x)]^2}{\rho_l \cdot D} \quad (3.34)$$

O fator de atrito para as equações acima é calculado segundo a correlação de Blasius (1913 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) definido pela Eq. (3.29).

Os multiplicadores bifásicos segundo a forma generalizada de Chisholm (1967) são dados por:

$$\phi_v^2 = 1 + C \cdot X_{tt} + X_{tt}^2 \quad (3.35)$$

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (3.36)$$

onde X_{tt} é definido como parâmetro de Martinelli, dado pela seguinte equação:

$$X_{tt}^2 = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (3.37)$$

A constante C depende do padrão de escoamento e assume os seguintes valores indicados na Tab. 3.5.

Tabela 3.5 – Valores da constante C segundo Chisholm (1967).

Líquido	Vapor	C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Müller-Steinhagen e Heck (1986) propuseram um método empírico baseado na interpolação entre os gradientes de pressão monofásico da fase vapor e líquido em função do título de vapor da mistura. Um banco de dados envolvendo diversos diâmetros de tubos e fluidos totalizando mais de 9300 dados de perda de pressão por atrito foi utilizado no ajuste deste método.

Interpolando entre os gradientes de pressão monofásicos de cada fase, para toda a faixa de título de vapor ($0 \leq x \leq 1$), e baseado em dados experimentais, Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentaram a seguinte equação para perda de pressão por atrito em escoamento bifásico:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{atrit}} = C \cdot (1-x)^{1/3} + B \cdot x^3 \quad (3.38)$$

onde:

$$C = A + 2 \cdot (B - A) \cdot x \quad (3.39)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{lo}} = f_{\text{lo}} \cdot \frac{2 \cdot G^2}{\rho_l \cdot D} = A \quad (3.40)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{vo}} = f_{\text{vo}} \cdot \frac{2 \cdot G^2}{\rho_v \cdot D} = B \quad (3.41)$$

Para $Re \leq 1187$, o fator de atrito é dado pela Eq. (3.21), e para $Re > 1187$ é dado pela equação de Blasius (1913 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998).

Posteriormente, Da Silva (2012) modificou este método com base em seus resultados experimentais para canais com diâmetros de 1,1 e 2,32 mm e os fluidos R245fa e R134a.

Da Silva (2012) com base em seus dados ajustou uma constante e o expoente no método de Müller-Steinhagen e Heck (1986), obtendo:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrit}} = C \cdot (1-x)^{1/1,026} + B \cdot x^{1,026} \quad (3.42)$$

$$C = A + 1,037 \cdot (B - A) \cdot x \quad (3.43)$$

3.5. Coeficiente de transferência de calor

No presente estudo, tem-se a presença do escoamento monofásico e bifásico, já que o fluido entra no dissipador de calor como líquido subresfriado e só após atingir as condições para o início da ebulição (ONB) se verifica o mecanismo de ebulição convectiva. Portanto, neste item apresenta-se uma revisão sobre métodos de previsão de coeficiente de transferência de calor para escoamento monofásico e ebulição convectiva no interior de dutos.

3.5.1. Transferência de calor para escoamento monofásico no interior de dutos

Para o escoamento laminar plenamente desenvolvido no interior de dutos circulares e fluxo de calor uniforme o número de Nusselt é constante e igual a 4,364 segundo Rohsenow, Hartnett e Cho (1998).

Para escoamento laminar na região de desenvolvimento térmico no interior de um duto circular, com o comprimento térmico dado pela Eq. (3.16), a análise completa da transferência de calor é complexa. Graetz (1885 apud Lienhard, 2008) formulou uma solução analítica da transferência de calor na região de desenvolvimento térmico para temperatura da parede constante, posteriormente resolvida por Sellars, Tribus e Klein (1956 apud Lienhard IV e Lienhard V, 2008) e inclui o adimensional denominado de número de Graetz dado por:

$$Gz^{-1} = \frac{L/D_h}{Re \cdot Pr} \quad (3.44)$$

Siegel, Sparrow e Hallman (1958 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) propuseram uma solução analítica para o cálculo do número de Nusselt médio na região de desenvolvimento térmico com fluxo de calor uniforme ao longo do canal circular dado por:

$$\overline{Nu}_{lam,FU,DT} = \left(\frac{11}{48} + \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot R_n(1) \cdot \frac{1 - \exp(-2 \cdot \beta_n^2 \cdot Gz^{-1})}{2 \cdot \beta_n^2 \cdot Gz^{-1}} \right)^{-1} \quad (3.45)$$

onde β_n , R_n e C_n são autovalores, autofunções e constantes, respectivamente.

Uma forma simplificada da Eq. (3.45) é dada por:

$$\overline{Nu}_{lam,FU,DT} = \begin{cases} 4,364 + \frac{0,0722}{Gz^{-1}} & \text{para } Gz > 0,03 \\ 1,953 \cdot (Gz^{-1})^{-1/3} - 1 & \text{para } Gz \leq 0,03 \end{cases} \quad (3.46)$$

a qual consiste no ajuste de uma função dos números de Nusselt médio e Gz aos resultados proporcionados pela Eq. (3.45).

Hausen (1943 apud Bertsch, Groll e Garimella, 2009) também propôs uma solução simplificada para a determinação do número de Nusselt em escoamento laminar na região de desenvolvimento térmico para dutos circulares dada por:

$$\overline{Nu}_{lam,FU,DT} = 3,66 + \frac{0,0668 \cdot Gz}{1 + 0,04 \cdot (Gz)^{2/3}} \quad (3.47)$$

Shah e London (1978) determinaram uma solução numérica para o escoamento em desenvolvimento simultâneo com fluxo de calor uniforme. A Fig. 3.12 ilustra os resultados para Nusselt local segundo Shah e London (1978). Nela destaca-se a influência do número de Prandtl no coeficiente de transferência de calor local.

Figura 3.12 – Nusselt local, $Nu_{lam,FU,DS}$ para escoamento em desenvolvimento simultâneo com fluxo uniforme segundo Shah e London (1978).

Stephan e Preuber (1979 apud Lee, Garimella e Liu, 2005) propuseram uma correlação do número de Nusselt médio para dutos circulares sob regime laminar na região de desenvolvimento simultâneo com fluxo de calor uniforme ao longo da parede do canal. Essa correlação é dada por:

$$\overline{Nu}_{lam,FU,DS} = 4,364 + \frac{0,086 \cdot (Gz^{-1})^{-1,33}}{1 + 0,1 \cdot Pr \cdot (Re \cdot D_h / L)^{0,83}} \quad (3.48)$$

Outra importante correlação para a região de desenvolvimento simultâneo do escoamento foi desenvolvida por Sieder e Tate (1936 apud Incropera et. al., 2008) que consideram a relação de viscosidade do fluido na parede (μ_p) e no centro do duto (μ), assim tem-se a seguinte equação:

$$\overline{Nu}_{lam,FU,DS} = 1,86 \cdot (Gz^{-1})^{-1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (3.49)$$

No regime laminar plenamente desenvolvido em canais retangulares para um fluxo de calor uniforme nas quatro paredes, o número de Nusselt médio é dado segundo Shah e London (1978) através da seguinte equação:

$$\overline{Nu}_{lam,FU,TD} = 8,235 \cdot \left(\begin{array}{l} 1 - 2,0421 \cdot \alpha^* + 3,0853 \cdot \alpha^{*2} - 2,4765 \cdot \alpha^{*3} \\ + 1,0578 \cdot \alpha^{*4} - 0,1861 \cdot \alpha^{*5} \end{array} \right) \quad (3.50)$$

onde α^* é o fator de aspecto de um duto retangular.

Para um duto retangular com uma superfície adiabática e as demais sob fluxo de calor uniforme, Rohsenow, Hartnett e Cho (1998) propuseram os valores indicados na Tab. 3.6 para determinação do número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido.

Tabela 3.6 – Nusselt para escoamento laminar totalmente desenvolvido em dutos retangulares com uma parede adiabática, Rohsenow, Hartnett e Cho (1998).

Fator de aspecto, α^*	Nusselt	Fator de aspecto, α^*	Nusselt

0,1	6,939	1	3,556
0,2	6,072	2	3,146
0,3	5,393	2,5	3,169
0,4	4,885	5	3,636
0,5	4,505	10	4,252
0,7	3,991	∞	5,385

Wibulswas (1966 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) e Aparecido e Cotta (1990) obtiveram soluções analíticas para transferência de calor durante escoamento laminar em desenvolvimento térmico com fluxo de calor uniforme ao longo do duto retangular. Valores para o número de Nusselt médio reportado por Wibulswas (1966 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) encontram-se na Tab. 3.7.

Tabela 3.7 – Nusselt médio para regime laminar na região de desenvolvimento térmico em dutos retangulares com fluxo de calor uniforme, Wibulswas (1966 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998).

1/Gz	Nusselt			
	$\alpha^*=1$	$\alpha^*=0,5$	$\alpha^*=1/3$	$\alpha^*=0,25$
0	3,60	4,11	4,77	5,35
20	5,19	5,60	6,06	6,57
40	6,24	6,64	7,09	7,51
60	7,02	7,45	7,85	8,25
80	7,66	8,10	8,48	8,87
100	8,22	8,66	9,02	9,39
120	8,69	9,13	9,52	9,83
140	9,09	9,57	9,93	10,24
160	9,50	9,96	10,31	10,61

Para escoamento turbulento plenamente desenvolvido, o coeficiente de transferência de calor é influenciado pela rugosidade do duto. Para dutos lisos, segundo Rohsenow, Hartnett e Cho (1998) o Nusselt para temperatura e fluxo uniforme na parede são próximos para fluidos com $Pr > 0,5$. No caso de Pr inferior a 0,1 verifica-se diferença significativa. Rohsenow, Hartnett e Cho (1998) apresentam diversas soluções para o cálculo do número de Nusselt médio, apresentadas na Tab. 3.8. Para a transferência de calor em dutos lisos, Rohsenow, Hartnett e Cho (1998) apresentam as correlações indicadas na Tab. 3.9.

Tabela 3.8 – Número de Nusselt para escoamento turbulento totalmente desenvolvido em dutos circulares rugosos.

Autores	Correlação	Condições de aplicações
Dipprey e Sabersky (1963 apud Rohsenow et. al., 1998)	$\overline{Nu}_{turb,FU,TD} = \frac{Re \cdot Pr \cdot (f/2)}{1 + \sqrt{f/2} \cdot [5.19 \cdot Re^{0.2} \cdot Pr^{0.44} - 8.48]}$	$0,7 \leq Pr \leq 120$ e $2500 \leq Re \leq 1,24 \cdot 10^5$, $L/D > 60$
Gowen e Smith (1968 apud Rohsenow et. al., 1998)	$\overline{Nu}_{turb,FU,TD} = \frac{Re \cdot Pr \cdot \sqrt{f/2}}{4,5 + [0,155 \cdot (Re \sqrt{f/2})^{0,54} + \sqrt{2/f}] \cdot \sqrt{Pr}}$	$0,5 \leq Pr \leq 2000$ e $2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$
Kawase e De (1984 apud ROHSENOW et. al., 1998)	$\overline{Nu}_{turb,FU,TD} = 0,0471 \cdot \sqrt{Pr} \cdot \sqrt{f} \cdot (1,11 + 0,44 \cdot Pr^{-1/3} - 0,7 \cdot Pr^{-1/6})$	$0,5 \leq Pr \leq 10^6$ e $4000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$

Tabela 3.9 – Número de Nusselt para escoamento turbulento totalmente desenvolvido em dutos circulares lisos.

Autores	Correlação	Condições de aplicações
Dittus-Boelter (1930 apud Rohsenow et. al., 1998)	$\overline{Nu}_{tub,FU,TD} = \begin{cases} 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} & \text{aquecendo} \\ 0,026 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} & \text{resfriando} \end{cases}$	$0,7 \leq Pr \leq 120$ e $2500 \leq Re \leq 1.24 \cdot 10^5$, $L/D_h > 60$
Gnielinski (1976)	$\overline{Nu}_{tub,FU,TD} = \frac{(f/2) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$ $\overline{Nu}_{tub,FU,TD} = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4}$ $\overline{Nu}_{tub,FU,TD} = 0,012 \cdot (Re^{0,87} - 280) \cdot Pr^{0,4}$	$0,5 \leq Pr \leq 2000$ e $2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ $0,5 \leq Pr \leq 1.5$ e $10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ $1,5 \leq Pr \leq 500$ e $3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^6$
Petukhov, Kirillov e Popov (1963 apud Rohsenow et. al., 1998)	$\overline{Nu}_{tub,FU,TD} = \frac{(f/2) \cdot Re \cdot Pr}{C + 12,7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$ Onde, $C = 1,07 + (900/Re) - [0,63/(1 + 10 \cdot Pr)]$	$0,5 \leq Pr \leq 10^6$ e $4000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$

Para um escoamento turbulento na região de desenvolvimento térmico no interior de um duto circular, Al-Arabi (1982 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998), desenvolveu uma relação do número de Nusselt médio para região de desenvolvimento térmico com fluxo de calor uniforme na parede como função do número de Nusselt para região desenvolvida dada por:

$$\frac{\overline{Nu}_{turb,FU,DT}}{\overline{Nu}_{turb,FU,TD}} = 1 + \frac{C}{L/D_h} \quad (3.51)$$

onde, $\overline{Nu}_{turb,FU,TD}$ é o valor de Nusselt médio para o escoamento totalmente desenvolvido e C é dado por:

$$C = \frac{(L/D_h)^{0.1}}{Pr^{1/6}} \cdot \left(0,68 + \frac{3000}{Re^{0,81}} \right) \quad (3.52)$$

Para um escoamento turbulento na região de desenvolvimento simultâneo, a transferência de calor é fortemente dependente do número de Prandtl e das condições de contorno. Bhatti e Shah (1987 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) propuseram uma correlação para o número de Nusselt médio variando para cada configuração de entrada do duto, dada por:

$$\frac{Nu_{turb,FU,DS}}{Nu_{turb,FU,TD}} = 1 + \frac{C}{(L/D_h)^n} \quad (3.53)$$

Valores de C e n foram determinados por MILLS (1962 apud ROHSENOW, HARTNETT e CHO, 1998) para o escoamento de ar com fluxo de calor uniforme. Para uma configuração de entrada abrupta e o fluxo de calor uniforme desde a entrada dos canais, C e n são iguais a 2,4254 e 0,676, respectivamente.

De acordo com Rohsenow, Hartnett e Cho (1998), a estimativa do número de Nusselt médio em escoamento turbulento em dutos retangulares, é suficientemente precisa utilizando correlações para dutos circulares e substituindo o diâmetro do duto circular por um diâmetro hidráulico definido através da Eq. (3.28).

3.5.2. Ebulição convectiva

O presente estudo bibliográfico descreve métodos para a previsão do coeficiente de transferência de calor, CTC, durante a ebulição convectiva em escoamentos internos a canais. Dois destes métodos de previsão foram selecionados com base nos resultados de Ribatski, Wojtan e Thome (2006), em que concluíram que o modelo de três zonas de Thome, Dupont e Jacobi (2004) e a correlação de Liu e Winterton (1991) forneceram boas previsões de um amplo banco de dados experimentais.

Tibiriçá e Ribatski (2008) compararam seus resultados experimentais com métodos de previsão do CTC e indicaram que o método de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) apresentou desvios inferiores em relação aos seus dados. Com base neste resultado, Tibiriçá (2011) ajustou o método descrito por Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) aos seus resultados experimentais.

Bertsch, Groll e Garimella (2009) propuseram uma nova correlação baseada em um banco de dados extenso para diferentes fluidos, geometria e diâmetros dos canais, e incluíram o efeito de confinamento de bolha observado em canais de diâmetro reduzido. Esta correlação, estritamente empírica, proporcionou resultados satisfatórios para a previsão do banco de dados para coeficiente de transferência de calor obtidos por eles, apresentando um erro médio absoluto inferior a 30%.

Warrier, Dhir e Momoda (2002) compararam seus resultados experimentais com métodos de previsão do CTC para ebulição convectiva com a correlação de Tran et al. (2000) capturando as principais tendências. Warrier, Dhir e Momoda (2002) desenvolveram, então, uma nova correlação baseada em dados experimentais para um dissipador de calor com microcanais retangulares. Qu e Mudawar (2003b) compararam esta correlação com seus dados experimentais para a ebulição convectiva em microcanais retangulares obtendo previsões satisfatórios.

Vale destacar que a maioria dos métodos avaliados são para dutos circulares, e alguns deles foram desenvolvidos para canais únicos, desprezando efeitos de interação entre canais vizinhos.

Com base nas comparações apresentadas optou-se por descrever os seis métodos para a previsão do coeficiente de transferência de calor, CTC, durante a ebulição convectiva em escoamentos internos a canais apresentados a seguir.

Liu e Winterton (1991), baseados no trabalho pioneiro de Chen (1966), desenvolveram um método para previsão do CTC para ebulição convectiva subresfriada e saturada, com o coeficiente de transferência de calor dado através da superposição de efeitos de ebulição nucleada e convectivos. Ao analisar resultados experimentais, estes autores observam que a proposição de uma correlação considerando a simples adição destas parcelas conforme procedimento adotado originalmente por Chen (1966) superestima o CTC para títulos elevados e subestima em títulos reduzidos. Desta forma, para intensificar efeitos de ebulição nucleada em títulos de vapor reduzidos e ressaltar os efeitos de convecção forçada em títulos de vapor elevados, eles utilizaram o método sugerido por Kutateladze (1961) em que um expoente assintótico igual a 2 é introduzido no modelo de Chen (1966). No método de Liu e Winterton (1991) o CTC é dado então por:

$$\overline{h_{EC}} = (S \cdot \overline{h_{EN}})^2 + (F \cdot \overline{h_{Conv,BI}})^2 \quad (3.54)$$

Na equação acima $F \cdot \overline{h_{\text{Conv,BI}}}$, é a contribuição do mecanismo de convecção forçada, onde F é o termo de intensificação de efeitos convectivos e $\overline{h_{\text{Conv,BI}}}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção forçado da parcela de líquido escoando no duto. Este coeficiente é dado pela relação de Dittus-Boelter (1930) conforme a seguinte equação:

$$\overline{h_{\text{Conv,BI}}} = 0,023 \cdot \left(\frac{k_l}{D_h} \right) \cdot \text{Re}_l^{0,8} \cdot \text{Pr}_l^{0,4} \quad (3.55)$$

A parcela $S \cdot \overline{h_{\text{EN}}}$, relaciona-se a efeitos de ebulição nucleada com S sendo o termo de supressão destes efeitos. O fator S encontra-se relacionado ao fato do incremento do título de vapor acelerar o escoamento, reduzindo a espessura do filme líquido, elevando o gradiente de temperatura junto à parede do tubo e fazendo com que superaquecimentos superiores sejam necessários para o crescimento dos núcleos de vapor. O coeficiente de calor para ebulição nucleada, $\overline{h_{\text{EN}}}$, é dado pela correlação de Cooper (1984):

$$\overline{h_{\text{EN}}} = 55 \cdot p_r^{0,12-0,2 \log_{10} R_p} \cdot (-\ln p_r)^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot (q'')^{0,67} \quad (3.56)$$

Na equação acima, p_r é a pressão reduzida e R_p a rugosidade da superfície que no caso do seu valor ser desconhecida os autores sugerem adotar $R_p = 1 \mu\text{m}$.

Os parâmetros de supressão e de intensificação de efeitos convectivos são dados por:

$$F = \left[1 + x \cdot \text{Pr}_l \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,35} \quad (3.57)$$

$$S = \left(1 + 0,055 \cdot F^{0,1} \cdot \text{Re}_l^{0,16} \right)^{-1} \quad (3.58)$$

Neste método, as propriedades de transporte são calculadas à temperatura de saturação. No caso de escoamentos horizontais e números de Froude inferiores a 0,05, os termos $F \cdot \overline{h_{\text{Conv,BI}}}$ e $S \cdot \overline{h_{\text{EN}}}$ devem ser multiplicados, respectivamente, por:

$$e_F = \text{Fr}^{(0,1-2 \cdot \text{Fr})} \quad (3.59)$$

$$e_S = \sqrt{\text{Fr}} \quad (3.60)$$

Liu e Winterton (1991) ajustaram sua correlação baseado em 4183 dados experimentais levantados a partir de estudos anteriores da literatura. Estes dados cobriram diâmetro de 2,95 a 32 mm e fluxo de calor de 350 W/m² a 2,62 MW/m² para diversos fluidos.

Warrier, Dhir e Momoda (2002) analisaram empiricamente o desempenho de um dissipador de calor contendo 5 microcanais retangulares paralelos com diâmetro hidráulico de 0,75 mm utilizando o fluido FC-84. Utilizando estes resultados eles desenvolveram correlações para ebulição subresfriada e saturada.

A correlação proposta por Warrier, Dhir e Momoda (2002) para o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva saturada, condições para a qual os dados do presente estudo foram obtidos, relaciona a razão entre o CTCs bifásico e monofásico da seguinte forma:

$$\frac{h_{EC}}{h_{mono}} = 1 + 6 \cdot B_o^{1/16} + f_{sat} \cdot B_o \cdot x^{0,65} \quad (3.61)$$

onde,

$$f_{sat} = -5,3 \cdot (1 - 855 \cdot B_o) \quad (3.62)$$

e B_o é número de Ebulição que relaciona o fluxo de calor e o produto entre o calor latente de vaporização e a velocidade mássica:

$$B_o = \left(\frac{q_{canal}}{G \cdot h_{lv}} \right) \quad (3.63)$$

Warrier, Dhir e Momoda (2002) sugerem para a estimativa do h_{mono} utilizar o número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido.

Thome, Dupont e Jacobi (2004) propuseram um modelo fenomenológico que descreve a evaporação de bolhas alongadas em microcanais. Foram um dos primeiros autores a apresentar um método de previsão de transferência de calor mecanicista para microcanais. O modelo descreve a variação do coeficiente de transferência de calor local durante a passagem cíclica de uma bolha alongada de vapor seguido por um pistão de líquido.

Cada ciclo é dividido em três zonas: 1) passagem do pistão de líquido sem a presença de vapor; 2) passagem de uma bolha alongada de vapor com a presença

de um filme de líquido entre a bolha alongada e a parede do canal; 3) passagem de um pistão de vapor resultante da secagem do filme líquido ao final da bolha alongada (esta região não necessariamente ocorre sempre). A Fig. 3.13 ilustra esquematicamente o modelo de 3-Zonas.

Figura 3.13 – Representação esquemática do modelo de 3 zonas ilustrando o pistão de líquido, bolha alongada e pistão de vapor. (Thome, Dupont e Jacobi, 2004).

Na elaboração deste modelo, Thome, Dupont e Jacobi (2004) consideraram escoamento homogêneo (velocidades similares para ambas as fases), fluxo de calor uniforme ao longo do canal, a energia de aquecimento é utilizada apenas para evaporar o líquido. Efeitos de inércia térmica relativos as parede dos canais foram desprezados.

O modelo se baseia na evaporação de um filme líquido e na convecção forçada monofásica das fases líquida e vapor, neste caso apenas se ocorrer a secagem do filme líquido e a formação do pistão de vapor. Então o coeficiente de transferência de calor é determinado pela soma das parcelas ponderadas segundo o período da presença de cada mecanismo durante o ciclo. Assim, o coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$\overline{h_{EC}} = \frac{t_l}{T} \cdot \overline{h_l} + \frac{t_{filme}}{T} \cdot \overline{h_{filme}} + \frac{t_v}{T} \cdot \overline{h_v} \quad (3.64)$$

Para determinação do coeficiente de transferência de calor do filme de líquido ao longo da bolha alongada de vapor, Thome, Dupont e Jacobi (2004) propuseram o cálculo do $\overline{h_{filme}}$ considerando condução unidimensional através de uma espessura de filme líquido média dada por:

$$\overline{h_{\text{filme}}}(z) = \frac{2 \cdot k_l}{\delta_0 + \delta_{\min}} \quad (3.65)$$

Para a estimativa da espessura do filme de líquido inicial, os autores utilizaram uma relação assintótica que relaciona o número de Bond, o diâmetro e a velocidade da mistura, dado pela seguinte equação:

$$\frac{\delta_0}{D_h} = C_{\delta_0} \cdot \left(3 \cdot \sqrt{\frac{v}{V_{2\phi} \cdot D_h}} \right)^{0,84} \cdot \left[(0,07 \cdot Bo^{0,41})^{-8} + 0,1^{-8} \right]^{-1/8} \quad (3.66)$$

onde, o número de Bond é dado por:

$$Bo = \frac{\rho_l \cdot D_h}{\sigma} \cdot V_{2\phi}^2 \quad (3.67)$$

Neste modelo $V_{2\phi}$ é a velocidade das fases, estimada segundo o modelo homogêneo segundo a seguinte equação:

$$V_{2\phi} = G \cdot \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \right] \quad (3.68)$$

A partir da hipótese de redução linear da espessura do filme líquido ao longo do comprimento da bolha, a espessura do filme e o tempo máximo da presença do filme de líquido são definidos como:

$$\delta(t) = \delta_0 - \frac{q''}{\rho_l \cdot i_{lv}} \cdot t \quad (3.69)$$

$$t_{\text{max,filme}} = \frac{\rho_l \cdot i_{lv}}{q''} \cdot [\delta_0 - \delta_{\min}] \quad (3.70)$$

Caso o tempo de passagem da bolha, t_v , seja inferior ao tempo máximo necessário para a evaporação do filme líquido ($t_{\text{max,filme}} > t_v$) a secagem do filme líquido não se verifica, assim:

$$\delta_{\text{final}} = \delta_0 - \frac{q''}{\rho_l \cdot i_{lv}} \cdot t_{\text{filme}} \quad \text{e} \quad t_{\text{filme}} = t_v \quad (3.71)$$

Caso ($t_{\text{max,filme}} < t_v$) então haverá a secagem do filme líquido e um pistão de vapor é formado, nesta situação:

$$\delta_{\text{final}} = \delta_{\min} \quad \text{e} \quad t_{\text{filme}} = t_{\text{max,filme}} \quad (3.72)$$

Os autores verificaram a dependência da frequência dos pistões de vapor com o fluxo de calor, assim, definiram o período de um ciclo, τ , como:

$$\tau = \frac{1}{\text{freq}} = \left(\frac{q''}{q''_{\text{ref}}} \right)^{-n_f} \quad (3.73)$$

onde, $q''_{\text{ref}} = c_q \cdot (p_r)^{n_q}$, e, portanto,

$$\tau = \left(\frac{q''}{c_q \cdot (p_r)^{n_q}} \right)^{-n_f} \quad (3.74)$$

Embora o modelo seja para o padrão bolhas alongadas os autores desprezaram tal fato ao ajustar seu método utilizando resultados para o padrão anular. Os parâmetros empíricos, C_{δ_0} , c_q , n_q , n_f e $\delta_{\min}$ foram ajustados pelos autores com base em 1591 dados da literatura para diâmetros de 0,77 a 3,1 mm, para um único microcanal e multi-microcanaís, canais circulares e retangulares, fluxos de calor de 5 a 178 kW/m², velocidades mássicas de 50 a 564 kg/m²s e para os fluidos R11, R12, R113, R123, R134a, R141b e CO₂, eles obtiveram: $C_{\delta_0} = 0,29$, $c_q = 3328$, $n_q = -0,5$, $n_f = 1,74$ e $\delta_{\min} = 3 \cdot 10^{-7}$ m. Posteriormente Agostini et al. (2008b) sugeriram a adoção de $\delta_{\min}$ igual a rugosidade da superfície.

O coeficiente de transferência de calor para os pistões de líquido e vapor são calculados a partir do número de Nusselt aplicado para seu respectivo comprimento, L_{pl} e L_{pv} .

$$h_l \text{ ou } h_v = \frac{k}{D_h} \overline{Nu} \quad (3.75)$$

Assume-se que o escoamento encontra-se em desenvolvimento hidrodinâmico e térmico. Para o regime laminar, $Re \leq 2300$, os autores utilizaram a correlação de Shah e London (1978) para determinar o Nusselt médio, dado por:

$$\overline{Nu}_{\text{lam}} = 2 \cdot 0,455 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{\frac{D_h \cdot Re}{L}} \quad (3.76)$$

Para o escoamento turbulento e em transição plenamente desenvolvido, o Nusselt médio foi estimado através da correlação de Gnielinski (1976), indicada na Tab. 3.9.

Para estimar o tempo de passagem do pistão de cada fase, t_{pl} e t_{pv} , respectivamente, calcula-se o comprimento equivalente da fase a partir da fração de vazio. Assim:

$$L_l = (1 - \alpha) \cdot L_p = \frac{\tau \cdot G}{\rho_l} \cdot (1 - x) \quad (3.77)$$

$$t_l = \frac{L_l}{U_p} = \frac{\tau}{1 + \frac{\rho_l}{\rho_v} \cdot \frac{x}{(1 - x)}} \quad (3.78)$$

$$L_v = \alpha \cdot L_p = \frac{\tau \cdot G}{\rho_l} \cdot x \quad (3.79)$$

$$t_v = \frac{L_v}{U_p} = \frac{\tau}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \cdot \frac{(1 - x)}{x}} \quad (3.80)$$

Posteriormente Cioncolini e Thome (2011) desenvolveram um método para estimativa do coeficiente de transferência de calor baseado em um modelo algébrico de turbulência para escoamento anular. Em um estudo recente, Costa-Patry et al. (2012) combinaram o modelo de 3-Zonas de Thome et al. (2004) para bolhas alongadas e o modelo de Cioncolini e Thome (2011) para escoamento anular usando o critério de transição do padrão de escoamento proposto por Ong e Thome (2011a). Este modelo proporcionou resultados satisfatórios para os dados da Costa-Patry et al. (2012) para multi-microcanais.

Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) desenvolveram um método para previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva do fluido R134a em um duto horizontal. O banco de dados utilizado pelos autores envolveu canais com diâmetro entre 0,51 e 10,92 mm visando a utilização em projetos de trocadores de calor compactos. Este método consiste na modificação da correlação de Chen (1966) com base no ajuste ao banco de dados. O método incorpora o efeito do diâmetro do tubo através do número de Webber da fase vapor que é a razão entre efeitos de inércia e efeitos de tensão superficial.

Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) propuseram um método de previsão do CTC que é válido para condições de pré e pós-secagem de parede, cuja transição entre elas é dada por uma correlação que fornece o título de vapor para secagem de parede.

Para a região pré-secagem da parede, o método de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) consiste na correlação proposta por Chen (1966), dada pela seguinte equação:

$$\overline{h_{EC,pre}} = S \cdot \overline{h_{EN}} + F \cdot \overline{h_{Conv,2\phi}} \quad (3.81)$$

Saitoh, Daiguji e Hihara (2007), para números de Reynolds superiores a 1000, mantiveram a correlação de Dittus-Boelter (1930 apud Rohsenow, Hartnett e Cho, 1998) para o cálculo do CTC monofásico com a mistura bifásica escoando como líquido no tubo, $\overline{h_{Conv,2\phi}}$. O coeficiente de transferência de calor devido a efeitos de ebulição nucleada é determinado através da correlação de Stephan e Abdelsalam (1980) para refrigerantes halogenados é dada pela seguinte equação:

$$h_{EN} = 207 \cdot \frac{k_l}{d_b} \cdot \left(\frac{q'' \cdot d_b}{k_l \cdot T_l} \right)^{0,745} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} \cdot Pr_l^{0,533} \quad (3.82)$$

Nesta equação T_l é a temperatura de saturação em Kelvin e d_b é o diâmetro de desprendimento de uma bolha, dado por:

$$d_b = 0,0146 \cdot \theta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (3.83)$$

Onde θ é o ângulo de contato sugeridos pelos autores originais como igual a 35° para o caso de refrigerantes halogenados.

Neste método os fatores de supressão e intensificação são expressos através das seguintes equações:

$$S = \frac{1}{1 + a \cdot (Re_{2\phi} \cdot 10^{-4})^n} \quad (3.84)$$

$$F = 1 + \frac{\left(\frac{1}{X} \right)^y}{1 + We_v^m} \quad (3.85)$$

Nas Eqs. (3.84) e (3.85), $Re_{2\phi} = Re_l \cdot F^{1,25}$ é o número de Reynolds para o escoamento bifásico e We_v é o número de Weber da fase vapor usado para obter o efeito do diâmetro do tubo no escoamento. O parâmetro de Lockhart-Martinelli, X , é definido segundo o número de Reynolds, dado por:

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad Re_l > 1000, Re_v > 1000 \quad (3.86)$$

$$X = \left(\frac{C_l}{C_v} \right)^{0,5} \cdot Re_v^{-0,4} \cdot \left(\frac{G_l}{G_v} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,5} \quad Re_l < 1000, Re_v > 1000 \quad (3.87)$$

C_l e C_v são as constantes dos fatores de atrito de cada fase, líquido e vapor, respectivamente, e foram ajustado como, $C_l=16$ e $C_v=0,046$.

Com base no banco de dados descrito anteriormente as constantes empíricas, vistas nos fatores de supressão e intensificação, foram ajustada como $a=0,4$, $l=1,05$, $m=-0,4$ e $n=1,4$.

A transição da condição de pré-secagem para a pós-secagem é dada pela ausência do filme líquido presente no padrão anular.

O título de vapor para a secagem de parede segundo Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) é dado pela seguinte equação:

$$x_{sec} = \frac{s \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot \delta_{min}}{D_h} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)}{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot \delta_{min}}{D_h} \right)^2 \left[1 - s \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]} \quad (3.88)$$

onde s é a razão de deslizamento entre as velocidades “in situ” da fase vapor pela fase líquida e segundo Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) dado por:

$$s = \left(\frac{\beta \cdot \rho_l}{2 \cdot \rho_v} \right)^{0,5} \quad (3.89)$$

A fração de vazio é definida com sendo:

$$\alpha = \left(1 - \frac{\delta_{min}}{2 \cdot D_h} \right)^2 \quad (3.90)$$

Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) mostraram que a espessura de filme líquido não dependia do número de Ebulição, Bo, e do diâmetro e definiram-na como sendo um valor médio de 15 μm .

Para a região pós-secagem da parede, o método de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) define o coeficiente de transferência de calor como sendo:

$$\overline{h_{EC,pos}} = (1 - A_D) \cdot \overline{h_{EC,pre}} + A_D \cdot \overline{h_{Conv,v}} \quad (3.91)$$

A_D é a razão da parcela seca em torno do perímetro do tubo segundo os resultados de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) dado por:

$$A_D = -x_{nor}^3 + x_{nor}^2 + x_{nor} - 0,03 \quad Re_l < 1000 \quad (3.92)$$

$$A_D = 4 \cdot (x_{nor} - 0,5)^2 \quad Re_l > 1000 \quad (3.93)$$

em que x_{nor} é título de vapor para secagem de parede normalizado, $x_{nor} = \frac{x - x_{sec}}{1 - x_{sec}}$.

Bertsch, Groll e Garimella (2009), com base em um banco de dados levantados na literatura contendo 3899 resultados experimentais de 14 estudos distintos envolvendo 12 fluidos e diâmetro hidráulico variando de 0,16 a 2,92 mm, propuseram uma nova correlação para o CTC durante a ebulição convectiva em microcanais. Este banco de dados inclui resultados para canais circulares e retangulares obtidos para configurações de canais únicos, e multi-microcanais e para escoamento horizontal e vertical.

Análogo a Saitoh, Daiguji e Hihara (2007), Bertsch, Groll e Garimella (2009) basearam no método de Chen (1966) segundo o qual o coeficiente de transferência de calor é dado pela superposição de efeitos convectivos e de ebulição nucleada conforme a Eq. (3.81).

Para o coeficiente de ebulição nucleada, Bertsch, Groll e Garimella (2009) adotaram a correlação de Cooper (1984), dada pela Eq. (3.56). O coeficiente de transferência de calor devido a efeitos convecção forçada é dado através da média entre os coeficientes de convecção forçada de cada fase utilizando como fator de ponderação o título de vapor, conforme a seguinte equação:

$$\overline{h_{Conv,2\phi}} = \overline{h_{Conv,l}} \cdot (1 - x) + \overline{h_{Conv,v}} \cdot x \quad (3.94)$$

A Eq. (3.94) pra obtenção do efeito convectivo na ebulição convectiva não contempla escoamento anular já que para títulos de vapor elevados esta equação reduz o coeficiente de transferência de calor, mas o comportamento experimental para o CTC neste padrão é o oposto. Bertsch, Groll e Garimella (2009) adotaram a correlação de Hausen (1943, apud Bertsch, Groll e Garimella, 2009) para determinação do coeficiente de transferência de calor monofásico das fases, líquido e vapor, $\overline{h_{Conv,l}}$ e $\overline{h_{Conv,v}}$ dada pela Eq. (3.47).

Para o fator de supressão de efeitos de nucleação, Bertsch, Groll e Garimella (2009) admitiram que a inibição de efeito de nucleação se dá segundo a seguinte equação:

$$S = 1 - x \quad (3.95)$$

Correlacionou-se o fator de intensificação de efeitos convectivos segundo uma função do número de confinamento e do título de vapor dada por:

$$F = 1 - a \cdot e^{-b \cdot Co} \cdot (x^2 - x^6) \quad (3.96)$$

As constantes a e b foram ajustadas iguais a 80 e 0,6, respectivamente.

Tibiriçá (2011) ajustou as constantes empíricas a, l, m e n da correlação de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) segundo seus resultados experimentais para canais circulares com diâmetros de 1, 2,20 e 2,32 mm levantados para os refrigerantes R134a e R245fa.

Ele obteve $a = 0,233$, $l=0,915$, $m=-55$, $n=1,14$. Observa-se que Tibiriçá (2011) obteve um valor superior para o expoente m, isto significa que o parâmetro de intensificação F torna-se significativo aumentando os efeitos convectivos. Tibiriçá (2011) desprezou a transição entre regimes laminar e turbulento no parâmetro de Martinelli, X, e na parcela do CTC devido a efeitos convectivos, $\overline{h_{Conv,2\phi}}$, adotando a abordagem apenas de escoamento turbulento. O autor justifica esta hipótese considerando que a agitação proporcionada pelo vapor no filme líquido mantém e incrementa efeitos de intensificação relacionados à turbulência.

Assim como Saitoh, Daiguji e Hihara (2007), Tibiriçá (2011) também definiu um critério de transição para região de pré-secagem e pós-secagem da parede dado

pelo título de vapor correspondente ao fluxo crítico de calor. Este título de vapor é dado pela seguinte equação:

$$x_{\text{sec}} = \frac{\frac{q''_{\text{crit}} \cdot A_{\text{aque}}}{G \cdot A_{\text{sec}}} - (i_l - i)}{i_{lv}} \quad (3.97)$$

onde A_{aque} é área aquecida do duto e A_{sec} é área em que ocorre a secagem da parede.

Para o fluxo crítico de calor Tibiriçá (2011) ajustou a correlação de Ong e Thome (2011b) aos seus dados experimentais dado por:

$$q''_{\text{crit}} = G \cdot i_{lv} \cdot 0,1782 \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-0,0815} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,00627} \cdot \left(\frac{G^2 \cdot L}{\sigma \cdot \rho_l} \right)^{-0,143} \cdot \left(\frac{L}{D_h} \right)^{-0,645} \cdot \left(\frac{D_h}{\left(\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5}} \right)^{-0,0065} \quad (3.98)$$

Para região de pós-secagem da parede, Tibiriçá (2011) observou que o CTC tende a se aproximar do CTC do vapor, o qual foi calculado através da correlação de Gnielinski (1976) apresentada na Tab. 3.9. Assim, ele adotou entre $x=x_{\text{sec}}$ e $x=1$, o decréscimo do CTC com seu valor local, dado conforme a seguinte equação:

$$\overline{h_{\text{EC,pos}}} = \overline{h_{\text{crit}}} - (\overline{h_{\text{crit}}} - \overline{h_{\text{Conv,v}}}) \cdot \frac{(x - x_{\text{sec}})}{(1 - x_{\text{sec}})} \quad (3.99)$$

onde $\overline{h_{\text{crit}}} = \overline{h}(x=x_{\text{sec}})$.

4. APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4. APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1. Introdução

Esse capítulo apresenta o aparato experimental utilizado no presente estudo, descrevendo os processos termodinâmicos ao longo do seu circuito, a seção de teste e o dissipador de calor desenvolvido para o estudo da ebulição convectiva em multi-microcanais. Os procedimentos experimentais e de regressão dos dados são descritos detalhadamente. Vale destacar que a adoção de procedimentos de regressão de dados adequados é fundamental para a estimativa do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão ao longo dos microcanais de forma que efeitos de perdas de calor e influências no escoamento das seções de entrada e saída possam ser minimizados. As condições experimentais ensaiadas e validações do aparato e do procedimento de regressão de dados são também descritas neste capítulo.

O aparato experimental encontra-se no Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP). Para a realização dos testes, os circuitos auxiliares já se encontravam construídos e foram utilizados em estudos anteriores (RIBATSKI, 2002; SILVA, 2005; STELUTE, 2004). Já o circuito principal e o dissipador de calor foram projetados e montados por Do Nascimento (2012). Durante a realização deste estudo, alterações na montagem da seção de teste em relação ao estudo de Do Nascimento (2012) foram implementadas de forma a reduzir perdas de calor para o ambiente externo e minimizar influências na perda de pressão das seções de entrada e saída da seção de teste e conexões com os instrumentos de medida.

4.2. Bancada experimental

A bancada experimental foi desenvolvida com o intuito de investigar a perda de pressão e a transferência de calor durante a ebulição convectiva em dissipadores baseados em multi-microcanais. Este aparato pode ser descrito segundo os seguintes circuitos:

1. *Principal*, no qual circula o fluido de testes e encontra-se o dissipador de calor baseado em microcanais;
2. *Secundário ou auxiliar*, responsável pelo controle da pressão e pela condensação e resfriamento do fluido refrigerante no circuito principal. Nele circula uma solução de etileno-glicol e água que tem como função absorver o calor gerado no dissipador de calor e transferi-lo ao circuito de rejeição de calor;
3. *Rejeição de calor*, constituído por um sistema de refrigeração de compressão a vapor e uma torre de resfriamento os quais são responsáveis em rejeitar o calor gerado pelo circuito principal ao meio ambiente e auxiliar no estabelecimento da temperatura do etileno-glicol e água no circuito secundário.

A Fig. 4.1 ilustra o aparato experimental incluindo os 3 circuitos e seus principais componentes.

Figura 4.1 – Diagrama esquemático do aparato experimental.

O circuito auxiliar transfere calor ao circuito de rejeição através de um trocador de calor tipo placas, no qual circula uma solução de etileno-glicol e água em contra-corrente ao fluido refrigerante do circuito de compressão a vapor. O circuito frigorífico atua com o refrigerante R22, e é constituído de um evaporador do tipo

placas, um compressor hermético com capacidade de 1,7 kW a $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$, uma válvula solenóide, uma válvula reguladora de pressão para evitar o superaquecimento do compressor na partida e, por fim, um condensador do tipo casco-tubos, que rejeita calor para a torre de resfriamento.

No circuito auxiliar circula uma solução anticongelante de 33% de etileno-glicol em água. Este circuito tem como função a condensação do vapor gerado na seção de teste. O circuito auxiliar é composto por uma bomba centrífuga, responsável pelo escoamento da solução de etileno-glicol e água, e de um reservatório de líquido com capacidade de $0,15\text{ m}^3$ onde encontra-se uma resistência elétrica ligada a um controlador PID e uma termoresistência de platina, responsáveis pelo controle e manutenção da temperatura da solução de etileno-glicol e água no reservatório.

4.2.1. Circuito principal

As Figs. 4.2 e 4.3 apresentam, respectivamente, um diagrama esquemático do circuito principal e seu registro fotográfico.

Figura 4.2 – Diagrama esquemático do circuito principal.

Figura 4.3 – Circuito principal.

No circuito principal, o deslocamento do fluido de teste se dá através de uma microbomba de engrenagens que opera sem óleo lubrificante. A microbomba é fabricada pela Micropump modelo GA-T23J8KS4. Ela possibilita um deslocamento volumétrico nominal de 0,092 ml/rev, e uma vazão contínua com oscilação na pressão desprezível. Esta microbomba é acionada por um motor trifásico de 0,25 CV do fabricante WEG alimentado por um variador de frequência da ABB modelo ACS150-01E-02A4-2 de 0,5 CV. A rotação nominal do motor a 60 Hz é 3340 rpm.

A jusante da microbomba encontra-se um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis, modelo CMF010M313NQBZPZZ fabricado pela Micromotion. Sua faixa de vazão mássica é de 0 a 84 kg/h. Seu erro associado à medida de vazão mássica é de 0,10% do valor medido para vazões superiores a 3% do valor nominal máximo.

Após o medidor de vazão mássica tem-se a bifurcação da tubulação constituída de uma linha alternativa e outra responsável pela circulação do fluido refrigerante através da seção de teste. A linha alternativa, também chamada de *bypass*, é operada apenas após manutenções do circuito principal e esporadicamente visando à eliminação de umidade no circuito e a retirada de partículas que poderiam se depositar no dissipador bloqueando seus canais. A operação de uma determinada linha se dá através de manobra de válvulas.

A linha contendo a seção de teste possui uma válvula de agulha cuja função é impor uma perda de pressão localizada ao escoamento visando reduzir a propagação de instabilidades térmicas no circuito de testes. Após esta válvula, um visor de líquido permite verificar a existência de bolhas no refrigerante, reduzindo

assim erros na estimativa da entalpia do fluido refrigerante realizada a partir da temperatura T_1 (termopar tipo K de 0,25 mm imerso no líquido) e pressão p_1 (transdutor de pressão absoluto), determinadas logo a jusante do visor.

A jusante do visor, tem-se o pré-aquecedor, cuja função é aquecer o fluido até a condição desejada na entrada da seção de teste. O pré-aquecedor constitui-se de um tubo de cobre com diâmetro interno de 12,7 mm e 700 mm de comprimento envolvido por uma resistência elétrica de fita modelo HTS/Amptek AWH-052-080D com potência de 624 W / 220 V. Esta resistência é alimentada por um auto-transformador (VARIAC), 1500W / 240V, e sua potência elétrica fornecida, determinada por um transdutor de potência ativa fabricado pela Yokogawa modelo 2285A, que tem como sinal de saída uma corrente de 4 a 20 mA. Após o pré-aquecedor o fluido escoia pelo dissipador de calor em que são adquiridas medidas de temperatura e pressão para o estudo da transferência de calor e perda de pressão em microcanais.

A perda de pressão entre as câmaras de entrada e saída do dissipador de calor é fornecida por um transdutor diferencial de pressão fabricado pela Endress Hauser, modelo PMD75-AAA7H21DCAU com faixa de medida entre ± 3 bar e erro de 0,075% com relação ao fundo de escala (0,2 kPa).

As pressões locais do fluido, p_1 e p_2 , são determinadas logo a montante do pré-aquecedor e na câmara de entrada do dissipador de calor através de transdutores de pressão absoluta. Transdutores com diferentes características foram utilizados conforme o refrigerante ensaiado de forma a reduzir as incertezas experimentais. Suas características encontram-se descritas na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Características dos transdutores de pressão absoluta.

Fluido Refrigerante	Fabricante	Modelo	Erro em relação ao fundo de escala [%]	Faixa de medida [bar]
R245fa	Endress-Hauser	PMP131-A4201A2S	0,5	0 – 4
R407C	Danfoss	AKS 33	0,8	0 – 25
R134a ²	Endress-Hauser	PMP131-A4201A2S	0,5	0 – 4
	Danfoss	AKS 33	0,8	0 – 13

Os transdutores de pressão utilizados são do tipo piezoresistivos e fornecem ao sistema de aquisição um sinal de 4-20 mA, correspondendo, respectivamente, ao zero e ao fundo de escala dos transdutores.

² Estes resultados foram levantados em do Nascimento (2012).

Uma segunda válvula de agulha encontra-se instalada a jusante da seção de testes com o objetivo de reduzir flutuações na pressão devido a efeitos de instabilidade térmica. A jusante desta válvula encontra-se uma válvula de esfera instalada com o intuito de isolar o dissipador de calor permitindo sua manutenção, atuando apenas na região em que ele se localiza.

Após as válvulas, um trocador de calor do tipo placas brasado em aço inoxidável da GEA modelo AE5-30 é responsável pela rejeição do calor gerado no dissipador para o circuito auxiliar. A jusante do condensador encontra-se uma linha que conecta o circuito principal ao reservatório de refrigerante. Esta linha inclui uma válvula de esfera que permite isolar o reservatório de fluido refrigerante do circuito principal. Ela é utilizada nos casos de adição e remoção do fluido refrigerante do circuito. O reservatório é envolto por uma serpentina através da qual escoam a solução de etileno-glicol e água provindo do circuito auxiliar cuja função é resfriar o reservatório, facilitando a manobra de refrigerante.

A jusante da conexão com a linha do reservatório encontra-se paralela a tubulação principal uma linha alternativa a qual possui um filtro secador entre duas válvulas de esfera. A abertura destas válvulas e o fechamento de outra similar localizada na linha principal permitem que o escoamento ocorra através do filtro e partículas e umidade sejam eliminados do circuito. Estas válvulas permitem também isolar a região do filtro no caso da necessidade de substituição deste componente, facilitando a manutenção da bancada experimental. Após o filtro, um segundo visor de líquido permite verificar a existência de bolhas no escoamento de líquido, evitando causar danos à microbomba.

Um diagrama P vs i do circuito principal apresentado na Fig. 4.4 ilustra os processos termodinâmicos ao longo do circuito principal. O ponto 1 no diagrama corresponde a condição do fluido a montante da microbomba a qual eleva a pressão do fluido a condição 2. O processo 2-3 está relacionado à perda de pressão localizada no medidor de vazão e na válvula agulha a montante da seção de teste. O processo 3-4 corresponde ao aquecimento do fluido no pré-aquecedor até o grau de subresfriamento desejado na entrada do dissipador de calor. O processo 4-5, correspondendo ao aquecimento do fluido de teste até o início de sua evaporação que ocorre até o estado 6 (estado limitado pelo fluxo de calor aplicado a seção de teste) correspondendo a saída da seção de testes. O processo 6-7 corresponde a

uma queda de pressão localizada na válvula de agulha localizada na saída da seção de teste. Finalmente, o processo 7-1 corresponde à condensação do vapor gerado no dissipador de calor com posterior sub resfriamento do líquido.

Figura 4.4 – Diagrama P-i ilustrando os processos do fluido de testes ao longo do circuito principal.

4.2.1.1. Seção de testes

Neste estudo avaliou-se o desempenho de um dissipador de calor contendo microcanais fabricado a partir de um bloco de cobre com dimensões de 28 x 25 x 4 mm³. Neste bloco foram usinados 50 microcanais distribuídos numa área de 15 x 15 mm², possuindo 15 mm de comprimento, 100 µm de largura, 500 µm de altura e com espaçamento entre canais consecutivos de 200 µm. Os canais foram fresados por um disco de serra, com suas larguras mínimas limitada à espessura do disco. Utilizou-se discos de serra fabricados pela Zecha com diâmetros de 15 e 20 mm e espessura de 100 µm. O erro fornecido pelo fabricante referente a estas medidas é de 5 µm. A máquina ferramenta foi a fresadora CNC da Hermile modelo C800U localizada no Núcleo de Manufatura Avançada da Escola de Engenharia de São Carlos da USP. A Fig. 4.5 ilustra os microcanais após o processo de micro-usinagem.

Figura 4.5 – Imagem ampliada dos microcanais utilizando uma lente de aumento de 10x.

Os canais foram usinados com profundidade de 500 μm , limitada pelo fato de maiores profundidades impossibilitarem a saída do cavaco, acarretando na quebra do disco. O espaçamento entre os microcanais também foi limitado em 200 μm de forma a evitar a deformação da aleta durante o processo de fabricação e obter uma eficiência de aleta superior a 95%.

As câmaras de entrada e saída do dissipador foram fabricados através do fresamento de topo. Suas dimensões são de 4 mm de largura, 16 mm de comprimento e 2 mm de profundidade. O canal de vedação possui a largura da fresa utilizada (1 mm) neste processo e profundidade de 0,7 mm para que acomode um anel de vedação de 1 mm de diâmetro, de forma a manter a vedação em pressões elevada. A Fig. 4.6 ilustra o dissipador de calor, o canal de vedação e suas câmaras.

Figura 4.6 – Dissipador de calor.

O dissipador de calor é recoberto com uma peça de vidro de 15 mm de espessura de forma a possibilitar a visualização do escoamento. A alimentação e drenagem pelas câmaras de entrada e saída se dão através de canais circulares

com diâmetro de 3,5 mm fabricados na peça de vidro. Outros dois canais usinados na peça de vidro são conectados ao transdutor diferencial de pressão, ao transdutor de pressão absoluto, p_2 e permitem a inserção de termopares para determinação das condições de entrada e saída do fluido refrigerante.

O aquecimento do dissipador de calor se dá através da alimentação de corrente contínua a um fio de diâmetro igual 0,7 mm, composto por uma liga metálica de Nikrothal 80 da Kanthal com resistência elétrica igual a 0,5 Ω . Este fio possui a forma de uma serpentina visando uniformizar a distribuição da potência de aquecimento fornecida ao dissipador de calor.

Uma fonte de corrente contínua fabricada pela TDK modelo GEN38-20U com faixa de operação de 0 a 38 A/0-20V alimenta a resistência mencionada. As medidas de corrente e tensão da fonte implica em um erro de 0,05% na potência fornecida ao trocador de calor.

Um bloco de cobre (dimensões de 15 x 15 x 2 mm³) é posicionado abaixo do dissipador de calor de forma a uniformizar o fluxo de calor gerado pela resistência elétrica.

Entre o bloco de cobre e a resistência elétrica encontra-se uma camada de mica com o intuito de isolar eletricamente as partes. Estes componentes encontram-se montados em uma peça de baquelite responsável por isolar elétrica e termicamente a resistência elétrica e assegurar a montagem adequada dos componentes da seção de testes. Nanopartículas de alumina foram utilizadas no preenchimento de vazios na região compreendida entre a peça de baquelite e a superfície de mica na qual se localiza a resistência de aquecimento. Visando monitorar a temperatura da resistência elétrica, um termopar tipo K de 150 μ m de diâmetro de junta quente foi posicionado próximo a ela.

O conjunto bloco de vidro, dissipador de calor, isolamentos, bloco de cobre, resistência elétrica e peça de baquelite encontram-se ilustrados na Fig. 4.7.

Figura 4.7 – Seção de testes.

Para a determinação da temperatura da parede do dissipador, nove termopares distantes entre si de 4,5 mm foram fixados segundo uma matriz 3x3 cujo elemento central coincide com o centro do dissipador de calor. A Fig. 4.8 ilustra a vista inferior do dissipador de calor indicando as cavidades, as ranhuras e os termopares instalados.

Figura 4.8 – Ilustração da alocação dos termopares para medida de temperatura da parede do dissipador de calor (DO NASCIMENTO, 2012).

Os termopares fixados na superfície do dissipador são do tipo K com diâmetros de junta quente de 150 μm e foram inseridos a uma profundidade de 400 μm da superfície inferior do dissipador de calor.

Mantendo a configuração da estrutura montada sobre a peça de bakelite proposta por Do Nascimento (2012), ilustrada na Fig. 4.7, e visando permitir uma melhor visualização do escoamento a inclinação da seção de testes e reduzir o grau de intrusão dos dispositivos de medida, as seguintes alterações foram implementadas na seção de testes:

1. Usinou-se uma peça de alumínio com formato circular conforme ilustrado na Fig. 4.9 para pressionar o bloco de vidro sobre o dissipador de calor. Nesta nova peça as conexões de entrada, saída e tomadas de pressões do fluido são feitas diretamente nela e as tubulações apresentam dimensões uniformes;

Figura 4.9 – Nova configuração da montagem do dissipador de calor proposta neste estudo.

2. Inicialmente os termopares para determinação das temperaturas de entrada e saída do fluido localizavam-se próximas aos canais de entrada e saída das respectivas câmaras de forma intrusiva ao escoamento. Modificou-se a alocação desses termopares de forma que seus fios passam separadamente pelos canais da peça de vidro e saiam pelos anéis de vedação. Além disso, suas juntas foram posicionadas na entrada e saída das respectivas câmaras, assim os termopares eram fixos a parede de vidro conforme ilustrado na Fig. 4.10 não ocorrendo influência na distribuição do fluido.

Figura 4.10 – Posicionamento dos termopares de entrada e saída do dissipador de calor.

3. A área da janela disponível para visualização do escoamento foi ampliada de forma a permitir a iluminação adequada e a obtenção de imagens nítidas através da câmera de alta velocidade. A nova configuração da janela de visualização encontra-se ilustrada na Fig. 4.11.

Figura 4.11 – Janela de visualização do escoamento nos microcanais.

4. Novos tubos capilares com diâmetro de 2,85 mm e comprimento total de 1,5 m foram posicionados de forma helicoidal conectando as câmaras dos dissipadores aos transdutores de pressão diferencial e absoluta conforme ilustrado na Fig. 4.12.

Figura 4.12 – Nova configuração dos tubos capilares para determinação da pressão de entrada e diferencial.

A seção de teste foi isolada com espumas elastoméricas e fibra cerâmicas de forma a reduzir as perdas de calor ao meio ambiente conforme ilustrado na Fig. 4.13.

Figura 4.13 – Seção de testes com isolamento.

Para a análise do efeito da orientação do dissipador de calor modificou-se o sistema de fixação do dissipador sobre o aparato experimental de forma a permitir sua rotação. Os ensaios foram efetuados segundo as seguintes orientações: dissipador de calor tendo sua base de acordo com o plano horizontal (PH), posicionado verticalmente com os microcanais alinhados horizontalmente (PVH) e posicionado verticalmente com os microcanais verticais segundo escoamento ascendente (PVA). As Figs. 4.14 a 4.16 ilustram o dissipador fixado segundo as orientações analisadas no presente estudo.

Figura 4.14 – Dissipador de calor com microcanais posicionado no plano horizontal, xz (PH).

Figura 4.15 – Dissipador de calor posicionado verticalmente com os microcanais alinhados horizontalmente (PVH).

Figura 4.16 – Dissipador de calor posicionado verticalmente com os microcanais verticais com escoamento ascendente (PVA).

O procedimento de controle, aquisição e registro dos resultados experimentais encontra-se descrito em por Do Nascimento (2012). Ele se baseia em um sistema de aquisição da *National Instruments* instalado em um computador pessoal. O sistema inclui os seguintes componentes: um chassi SCXI-1000 multiplexador; uma placa NI PCI 6221 de comunicação com o computador; um terminal SCXI 1302 para aquisição e envio de sinais analógicos; terminal SCXI 1303 para amplificação de sinais analógicos; Terminal SCXI 1102 de amplificação que possibilita a leitura do sinal de termopares e possui compensação de junta fria.

O sistema adquire 16 sinais de temperatura, 3 sinais de pressão, 1 sinal de potência ativa e 1 sinal de vazão mássica. Um controlador do tipo PI foi desenvolvido para que um sinal analógico seja emitido pelo sistema e atue no inversor de frequência para o controle de vazão a partir do sinal do medidor de vazão. Devido ao fato dos transdutores absoluto e diferencial de pressão terem corrente elétrica como sinal de saída de 4-20 mA, foram utilizados resistores de aplicação militar de 250 Ω com erro de 0,1% instalados em paralelo com os terminais do sistema de aquisição

para a conversão do sinal de saída em tensão de 1-5 V. Tal procedimento foi adotado devido ao sistema de aquisição possuir com entrada apenas sinais de tensão.

Um programa em *LabView* (versão 7.01) é responsável pela interface com o usuário. As curvas de calibração dos sensores e transdutores foram inseridas neste programa. A Fig. 4.17 ilustra sua interface.

Figura 4.17 – Interface do programa em *LabView* responsável pelo controle e registro de resultados.

Para registro das imagens do escoamento bifásico foi utilizado uma câmera de alta velocidade fabricada pela OLYMPUS modelo i-SPEED, com capacidade máxima de captura de 150000 quadros por segundo a uma resolução de 96:72. Duas lentes foram utilizadas para visualização do escoamento no dissipador de calor, uma objetiva AF MICRO NIKKOR de 60 mm e uma microscópica NIKON VU PLAN 5x. A Fig. 4.18 ilustra todo o aparato utilizado para visualização do experimento.

Figura 4.18 – Aparato para utilização da câmera de alta velocidade.

4.3. Procedimento Experimental

A realização dos experimentos seguiu o seguinte procedimento:

- I. Ligam-se todos os medidores, o sistema de aquisição, a fonte responsável pelo aquecimento do fluido, o computador pessoal e a interface do programa em *LabView*;
- II. Ligam-se torre de resfriamento, a bomba centrífuga da solução anti-congelante, a termoresistência, o compressor, a válvula solenóide do sistema frigorífico e o VARIAC responsável pela potência no pré-aquecedor;
- III. Estabelece-se a temperatura desejada no reservatório de etileno-glicol através do controlador PI;
- IV. Liga-se o variador de frequência o qual controla a microbomba de engrenagens no circuito de testes;
- V. Abre-se a válvula de esfera que conecta o reservatório de fluido refrigerante e a válvula de esfera a jusante do condensador de placas;
- VI. Aciona-se o variador de frequência a partir do sistema de aquisição de dados acionando a microbomba;
- VII. Fixa-se a velocidade mássica no programa em *Labview*, através do controle PI descrito anteriormente que manterá a vazão no valor desejado;

- VIII. Faz-se um ajuste da pressão nas válvulas de agulha a jusante e a montante do dissipador de calor para que se tenha a temperatura de saturação desejada na entrada do dissipador. Tal ajuste tem também como objetivo minimizar a propagação de instabilidades a partir da seção de teste;
- IX. A temperatura de sub-resfriamento na entrada do trocador de calor é fixada a partir da potência aplicada ao pré-aquecedor, estabelecendo o grau de sub-resfriamento desejado;
- X. Estabelece-se a potência de aquecimento no dissipador de calor que é gerenciado pela fonte de corrente contínua controlado a partir do programa em *LabView*;
- XI. Os dados experimentais são adquiridos em regime permanente que é caracterizado por variações nas medidas de temperatura inferiores as suas incertezas experimentais, como mostrado na Fig. 4.19 por período superior a 5 minutos.

Figura 4.19 – Medidas de temperaturas adquiridas após o regime permanente.

4.4. Condições experimentais ensaiadas

Ensaio foram realizados para escoamento monofásico e bifásico. Resultados experimentais em condições monofásicas foram utilizados na validação do aparato experimental através de comparações com os valores estimados a partir

de métodos de previsão de transferência de calor e perda de pressão da literatura reconhecidamente precisos. Durante os ensaios experimentais, variaram-se os seguintes parâmetros: fluido refrigerante, velocidade mássica, pressão absoluta, temperatura de saturação, título de vapor, fluxo de calor e posicionamento do dissipador de calor.

Neste estudo foi analisado o desempenho termo-hidráulico durante a evaporação em canais de reduzido diâmetro dos fluidos refrigerantes R134a (resultados apresentados por Do Nascimento, 2012), R407C e R245fa. Desta forma, resultados experimentais foram levantados apenas para estes dois últimos refrigerantes.

O R134a (tetrafluoretano) trata-se de um hidrocarboneto halogenado desenvolvido para substituir os CFCs (clorofluorcarbonetos) com potencial de destruição da camada de ozônio nulo. Ele é frequentemente utilizado em refrigeração como substituto do R12 e do R22 em aplicações de conforto e industriais.

O R407C é uma mistura zeotrópica³ composta por três hidrofluorcarbonetos, 23% de R32 (difluormetano), 25% do R125 (pentafluoretano) e 52% do R134a (tetrafluoretano). Essa mistura evapora e condensa a diferentes temperaturas denominadas de pontos de ebulição e orvalho, respectivamente, a diferença entre estas temperaturas é denominada na literatura por “glide” de temperatura. Este refrigerante é indicado como substituto do R22 e não apresenta potencial de degradação da camada de ozônio. É considerado um fluido de pressão razoavelmente elevada, assim sua aplicação em microcanais pode apresentar a vantagem de reduzidas perdas de pressão e minimizar efeitos de ebulição explosiva.

O fluido R245fa (pentafluorpropano) é também um hidrocarboneto halogenado com diversas aplicações como a utilização em chillers, em sistemas de refrigeração de baixa pressão e ainda como agente de expansão em espuma. Este é um refrigerante de pressão reduzida e também não apresenta potencial de degradação da camada de ozônio.

³ Mistura zeotrópica é aquela em que no processo de mudança de fase à pressão constante a variação da temperatura e a fração mássica das fases, líquida e vapor, são distintas no estado de equilíbrio termodinâmico.

A Tab. 4.2 apresenta uma comparação das propriedades de transporte e termodinâmicas dos três fluidos. Vale ressaltar que as propriedades termofísicas do fluido R407C nas fases líquido e vapor variam com a pressão de saturação.

Tabela 4.2 – Propriedades físicas, químicas e termodinâmicas dos fluidos refrigerantes avaliados.

Propriedades	R134a	R407C	R245fa
Peso molecular [g/mol]	102,03	86,2	134
Ponto de ebulição a 1 atm [°C]	-26,1	-43,56	15,3
Temperatura crítica [°C]	101,1	86,74	154,04
Pressão crítica [kPa (abs)]	4060	4619,1	3651
Densidade líquido saturado 25°C [kg/m³]	1206	1134	1339
Densidade vapor saturado 25°C [kg/m³]	32,34	41,98	8,525
Calor específico de líquido saturado 25°C [kJ/kg·K]	1,44	1,54	1,32
Calor específico de vapor 25°C e 1 atm [kJ/kg·K]	0,85	0,83	0,91
Pressão de líquido saturado 25°C [kPa (abs)]	666	1173,4	147,8
Condutividade térmica de líquido saturado 25°C [W/m·K]	0,08325	0,08402	0,08115
Condutividade térmica de vapor saturado 25°C [W/m·K]	0,01456	0,01435	0,01395
Viscosidade de líquido saturado 25°C [Pa·s]	$1,944 \cdot 10^{-4}$	$1,508 \cdot 10^{-4}$	$4,063 \cdot 10^{-4}$
Viscosidade de vapor saturado 25°C [Pa·s]	$1,197 \cdot 10^{-5}$	$1,257 \cdot 10^{-5}$	$1,015 \cdot 10^{-5}$
Tensão superficial [N/m]	$8,081 \cdot 10^{-3}$	$6,962 \cdot 10^{-3}$	$1,404 \cdot 10^{-2}$

Verifica-se na Tab. 4.2 que o fluido R407C apresenta viscosidade, densidade e tensão superficial inferiores, e sua pressão de vapor saturado é superior aos demais. Logo, é esperado que ele apresente oscilações na pressão inferiores ao R134a e R245fa.

As Tabs. 4.3 e 4.4 apresentam as condições em que os testes experimentais foram realizados.

Tabela 4.3 – Faixa de condições experimentais avaliadas para escoamento monofásico.

Parâmetros	Condições
Fluido	R245fa
Pressão absoluta [kPa]	176
Vazão mássica [g/s]	1 a 5
Velocidade mássica [kg/m²s]	400 a 2000
Temperatura de Saturação [°C]	30
ΔT_{sub} [°C]	10
Potencia de aquecimento [W]	4,5 a 13,5
Fluxo de calor na base (footprint) [kW/m²]	8,4 a 51
Fluxo de calor efetivo [kW/m²]	2,2 a 13,5

Tabela 4.4 – Faixa de condições experimentais avaliadas para ebulição convectiva.

Parâmetros	Condições
Fluido	R407a e R245fa
Pressão absoluta [kPa]	1200 e 180 (respectivamente)
Vazão mássica [g/s]	1 a 3,75
Velocidade mássica [kg/m ² s]	400 a 1500
Temperatura de Saturação [°C]	25 e 30
ΔT_{sub} [°C]	5, 10 e 15
Potencia de aquecimento [W]	4,5 a 100
Fluxo de calor na base [kW/m ²]	16 a 350
Fluxo de calor efetivo [kW/m ²]	4 a 83
Orientação da superfície inferior do dissipador	PH → todos os fluidos PVH e PVA → apenas R245fa

4.5. Redução dos dados, determinação de incertezas e validação experimental

A bancada experimental permite obter dados de pressão, temperatura, vazão e potência de aquecimento, os quais são tratados através de procedimentos de regressão de forma que resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão sejam obtidos e fornecidos em termos de parâmetros do escoamento bifásico, com suas incertezas experimentais determinadas. Além disso, devem ser eliminados efeitos característicos da configuração do aparato experimental e da seção de testes de forma que os resultados obtidos possam ser generalizados.

Para o tratamento dos dados experimentais foram utilizados os programas comerciais EES (Engineering Equation Solver) e o Microsoft Excel.

4.5.1. Parâmetros característicos do escoamento bifásico

Velocidade Mássica

Calculou-se velocidade mássica como a razão entre a vazão mássica, $\dot{m}$, fornecida pelo medidor tipo Coriolis em kg/s e 50 vezes a área interna da seção transversal de cada canal.

$$G = \frac{\dot{m}}{50 \cdot W \cdot H} \quad (4.1)$$

Fluxo de calor

O calor dissipado para o fluido nos microcanais do dissipador de calor, Q_{efet} , é dado pela potência fornecida pela resistência elétrica na seção de testes, Q_{elet} , subtraída das perdas para o ambiente, Q_{amb} , e das potências dissipadas nas câmaras de entrada e saída, Q_{pe} e Q_{ps} , conforme a seguinte equação:

$$Q_{\text{efet}} = Q_{\text{elet}} - (Q_{\text{amb}} + Q_{\text{pe}} + Q_{\text{ps}}) \quad (4.2)$$

A potência elétrica fornecida ao dissipador de calor é dada pelo produto entre tensão e corrente, cujos valores são fornecidos ao sistema de aquisição pela fonte de corrente contínua responsável por alimentar a seção de testes.

As perdas de calor para o ambiente foram estimadas a partir de análises de balanços de energia durante o escoamento monofásico na seção de teste. Neste balanço, a potência elétrica de aquecimento aplicada ao dissipador é comparada com o produto entre a vazão mássica e a variação de entalpia do refrigerante entre a entrada e a saída do dissipador de calor, determinada a partir das temperaturas indicadas pelos termopares na entrada e saída da seção de testes e as pressões locais. Assim, a perda de calor relativa na seção de teste é dada por:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{(Q_{\text{mono}} - Q_{\text{elet}})}{Q_{\text{elet}}} \quad (4.3)$$

de forma que:

$$Q_{\text{amb}} = -\frac{\Delta Q}{Q} \cdot Q_{\text{elet}} \quad (4.4)$$

Tal procedimento também foi utilizado para estimar as perdas no pré-aquecedor. A Eq. (4.4) define a perda de calor para o meio ambiente em que $\frac{\Delta Q}{Q}$ é a parcela do calor fornecida dissipada para o exterior. Vendo a Fig. 4.20, conclui-se que não houve variação significativa das perdas com o aumento da velocidade mássica. Assim, a perda média para o ambiente em condições de escoamento monofásico para o fluido R134a e R407C foi de aproximadamente 16% na seção de testes e 5% no pré-aquecedor, já para o R245fa as perdas foram superiores, 18% na seção de testes e de 6% no pré-aquecedor. Desta forma adotou-se uma perda de calor média para o meio ambiente de acordo com cada fluido. Ressalta-se o fato da

perda de calor em ebulição convectiva ser inferior a verificada para o escoamento monofásico devido ao coeficiente de transferência de calor ser superior em processos envolvendo mudança de fase. Isto resulta em uma resistência térmica interna inferior e consequentemente uma maior parcela do calor aplicado sendo utilizado no aquecimento do fluido de testes. Desta forma conclui-se que o procedimento adotado é conservador.

Figura 4.20 – Avaliação do balanço de energia para escoamento monofásico dos fluidos: a) R134a com temperatura na entrada da seção de teste de 16 °C; b) R245fa com temperatura na entrada da seção de teste de 21 °C.

A energia dissipada através das câmaras de entrada e saída do dissipador de calor, Q_{pe} e Q_{ps} , foi estimada assumindo as câmaras como aletas que transferem calor apenas nas regiões em contato com o fluido, conforme procedimento desenvolvido em Do Nascimento (2012). A Fig. 4.21 ilustra esta suposição para a estimativa das perdas nas câmaras.

Figura 4.21 – Representação esquemática da aleta assumida para a determinação da perda de calor nas câmaras de entrada e saída (DO NASCIMENTO, 2012).

Segundo Incropera et al. (1996), para uma aleta com um de seus lados adiabático e com temperatura em sua base igual a $\overline{T_p}$, adotada neste estudo como a temperatura média do dissipador, a energia dissipada é dada por:

$$Q_{pe ou ps} = \sqrt{h \cdot P \cdot k \cdot A_{pe ou ps}} \cdot (T_p - T_{flui}) \cdot \tanh\left(\sqrt{h \cdot \frac{P}{k \cdot A_{pe ou ps}}} \cdot L\right) \quad (4.5)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor para o fluido nos câmaras de entrada ou saída dado pela correlação de Stephan e Preuber (1979 apud Lee, Garimella e Liu, 2005) para escoamento monofásico e Warrier et al. (2004) para ebulição convectiva. A variável, P , na Eq. (4.5) é o perímetro molhado e $A_{pe ou ps}$, a área da seção transversal dos câmaras.

O fluxo de calor efetivo dissipado ao fluido na região de cada microcanal é dado pela razão entre o calor efetivo dissipado, Q_{efet} , e 50 vezes a área efetiva de troca de cada microcanal ($A_{efet} = (2 \cdot H + W) \cdot L_{micro}$). A região do fluido em contato com o bloco de vidro é desprezada desta forma o fluxo efetivo de calor é definido através da seguinte equação:

$$q''_{efet} = \frac{Q_{efet}}{50 \cdot A_{efet}} \quad (4.6)$$

Já o fluxo de calor em relação à área aquecida (footprint, $A_{aq} = 15 \times 15 \text{ mm}^2$) é dado pela seguinte equação:

$$q''_{aq} = \frac{Q_{efet}}{A_{aq}} \quad (4.7)$$

Temperatura superficial do dissipador

Para avaliar a temperatura superficial do dissipador de calor utilizou-se os valores fornecidos pelos termopares fixados segundo uma matriz (3x3) em sua face inferior. A Fig. 4.22 ilustra a posição dos termopares em relação às câmaras de entrada e saída.

Para análise de sensibilidade e coerência das temperaturas medidas na superfície inferior do dissipador de calor foram visto apenas dados experimentais para escoamento monofásico com grau de subresfriamento 10 °C, suficiente para

garantir que haverá ebulição convectiva no dissipador de calor já que para isto seria necessário um superaquecimento superior a 15 °C para que se inicie a ebulição.

Figura 4.22 – Distribuição das juntas quentes dos termopares na superfície do dissipador.

A Fig. 4.23 ilustra a variação das temperaturas indicada pelos termopares na face inferior do dissipador com o incremento da potência fornecida ao dissipador para os fluidos R134a (dados obtidos por DO NASCIMENTO, 2012) e R245fa. Do Nascimento (2012) avaliou resultados similares indicando comportamentos característicos de cada termopar. Segundo Do Nascimento (2012), quando havia apenas escoamento monofásico ao longo do dissipador de calor, os termopares $T_{1,1}$, $T_{2,1}$, $T_{1,2}$, e $T_{1,3}$ proporcionam valores inferiores aos $T_{2,2}$, $T_{2,3}$, $T_{3,2}$, $T_{3,3}$, e $T_{3,1}$ para uma mesma potência de aquecimento. Já o termopar $T_{3,1}$ fornece temperaturas notoriamente superiores aos demais. Tal comportamento se justifica pelo fato do termopar $T_{3,1}$ ter sido fixado em uma cavidade em que houve a quebra de uma broca em seu interior e devido a impossibilidade da remoção desta broca o termopar foi fixado em contato com o aço-ferramenta o qual possui condutividade térmica inferior ao cobre.

Assim, para apenas escoamento monofásico sob todo os microcanais, especula-se que as resistências térmicas de contato superiores estão relacionadas ao fato dos termopares, $T_{2,2}$, $T_{2,3}$, $T_{3,2}$ e $T_{3,3}$, apresentarem maiores temperaturas. Distintas áreas superficiais do termopar em contato com a superfície de cobre ou ainda quantidades distintas de epóxi nas cavidades podem acarretar diferenças na resistência de contato. Os elevados fluxos de calor envolvidos favorecem tal comportamento de forma que diferenças reduzidas na resistência de contato acarretem elevadas distinções na temperatura superficial indicada pelos termopares.

Verifica-se na Fig. 4.23 que todos os termopares reportaram o efeito de mudança de fase, de forma que a presença de ebulição é caracterizada por um

decréscimo acentuado nas temperaturas indicadas pelos termopares nos valores das temperaturas. Verifica-se também uma inclinação menos acentuada na curva das temperaturas para o escoamento bifásico se comparado com o monofásico. Além disso, segundo a Fig. 4.23b, os termopares identificaram a ocorrência de ebulição para o fluido R245fa na câmara de saída decorrente de uma perda de pressão localizada na saída dos microcanais, isto indica que se os termopares não determinam apenas efeitos locais na temperatura, pois caso contrário tal comportamento não seria identificado.

Figura 4.23 – Temperaturas indicadas pelos termopares localizados na superfície do dissipador com a variação de potência: a) para R134a, $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$; b) para R245fa, $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Conforme a Fig. 4.23, para o dissipador sob escoamento monofásico, apenas os termopares $T_{1,1}$, $T_{1,2}$ e $T_{1,3}$, alinhados segundo os microcanais parecem capturar o efeito de incremento da temperatura do fluido ao longo dos canais e consequentemente da superfície. Além disso, assumindo distribuição uniforme de fluido refrigerante no dissipador, espera-se que termopares localizados a uma

mesma distância da entrada apresentem temperaturas próximas. No entanto, observa-se na Fig. 4.23 tal comportamento apenas para os termopares $T_{1,2}$ e $T_{2,2}$. O fato dos termopares não indicarem efeitos locais relaciona-se à elevada condutividade térmica do cobre e a espessura da camada metálica entre a junta quente dos termopares e a parede inferior dos microcanais, uniformizando a temperatura do dissipador.

Figura 4.24 – Temperaturas indicadas pelos termopares localizados na superfície do dissipador com a variação de potência para R245fa, $G=400$ kg/m²s e $\Delta T_{sub}=5$ °C.

Conforme indicado em Do Nascimento (2012), esta análise permite indicar que variações da temperatura ao longo do comprimento do canal e entre microcanais vizinhos, embora até perceptíveis, não são capturadas pelos termopares. Desta forma, optou-se em desprezar tais efeitos e considerar para análise do desempenho do dissipador a temperatura média da superfície. Desta forma, com base na análise de sensibilidade e coerência das temperaturas medidas nos dados de escoamento monofásico sob todos os microcanais, adotou-se a temperatura média da superfície do dissipador como a média aritmética dos valores dos termopares que apresentam as menores temperaturas, conforme a seguinte equação:

$$\overline{T_p} = \frac{(T_{1,1} + T_{1,2} + 2 \cdot T_{1,3} + 2 \cdot T_{2,1})}{6} \quad (4.8)$$

Devido somente a primeira coluna apresentar dois termopares com resultados adequados no cálculo da temperatura média, os termopares $T_{1,3}$ e $T_{2,1}$ tiveram seu valor multiplicado por dois na Eq. (4.8). Devido a elevada resistência térmica entre a junta quente do termopar e a superfície do dissipador as

temperaturas indicadas pelos termopares $T_{2,2}$, $T_{2,3}$, $T_{3,2}$, $T_{3,3}$, e $T_{3,1}$ foram desprezadas na presente análise.

Comprimento do escoamento monofásico

Como o fluido entra no dissipador de calor subresfriado, a evaporação do mesmo ocorre alguns milímetros após o início dos microcanais. Assim se faz necessária a estimativa do comprimento monofásico do escoamento. A obtenção deste comprimento é importante para a determinação da temperatura média do fluido, já que este se encontra a uma temperatura subresfriada na câmara de entrada do dissipador, atinge a temperatura de saturação e, na câmara de saída, se encontra em uma temperatura de saturação inferior a do início da ebulição.

O comprimento do escoamento monofásico na seção de teste é estimado a partir da solução simultânea de uma equação de estado relacionando a temperatura e a pressão de saturação e equações de balanço de energia e perda pressão monofásica conforme descrito abaixo:

$$q''_{\text{efet}} \cdot P_{\text{micro}} \cdot L_{\text{mono}} = \dot{m}_{\text{micro}} \cdot [i_l(T = T_{\text{sat}}) - i_{l,\text{ent}}] \quad (4.9)$$

$$P_{\text{sat}} = p_2 - \frac{2 \cdot f \cdot (L_{\text{mono}}) \cdot G^2}{\rho \cdot D_h} \quad (4.10)$$

$$T_{\text{sat}} = \text{Temperatur a } (P = P_{\text{sat}}) \quad (4.11)$$

Através desse procedimento, a necessidade de superaquecimento do fluido necessária para o início da ebulição é desprezada.

A temperatura local onde ocorre a condição de saturação é calculada a partir do balanço de energia dado pela Eq. (4.9). Na Eq. (4.10) para determinação da perda de pressão por atrito no escoamento monofásico, o fator de atrito tipo Fanning, f , é dado pelo método proposto por Shah e London (1978), Eqs. (3.21), (3.26) e (3.27). Para a solução do sistema de três equações acima utilizou-se o programa EES que inclui a equação de estado relacionando a pressão e a temperatura de saturação.

Temperatura média do fluido na seção de teste

Para escoamento monofásico, a temperatura média do fluido, $\bar{T}_{f,mono}$, é dada pela média aritmética entre as temperaturas nas câmaras de entrada e saída do dissipador, T_2 e T_3 . Já no caso de ocorrência de ebulição convectiva a temperatura média do fluido, $\bar{T}_{f,bif}$, é uma ponderação entre as temperaturas médias das regiões de escoamento monofásico e bifásico a partir dos comprimentos ao longo dos microcanais correspondente a cada regime. A temperatura média na região monofásica, $T_{f,1\phi}$, é dada pela média aritmética entre a temperatura T_2 e a temperatura para o início da ebulição determinada a partir da solução das Eqs. (4.9) a (4.11). Já, a temperatura média na região bifásica, $T_{f,2\phi}$, é a média aritmética da temperatura de saturação do fluido para o início da ebulição e a temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador, T_3 . Assim, as equações que fornecem a temperatura média do fluido no dissipador de calor para os casos de apenas escoamento monofásico e na presença de ebulição convectiva são, respectivamente:

$$\bar{T}_{f,mono} = \frac{(T_2 + T_3)}{2} \quad (4.12)$$

$$\bar{T}_{f,bif} = \frac{L_{mono} \cdot T_{f,1\phi} + (L_{micro} - L_{mono}) \cdot T_{f,2\phi}}{L_{micro}} \quad (4.13)$$

Título de vapor

Os resultados experimentais levantados em condições para as quais ocorre mudança de fase ao longo do dissipador são dados em função do título de vapor médio ao longo do dissipador de calor. Este título de vapor de equilíbrio termodinâmico é calculado pela média aritmética dos valores do título de vapor nas câmaras de entrada e saída conforme:

$$\bar{x} = \frac{x_{ent} + x_{sai}}{2} \quad (4.14)$$

onde o título de vapor nas câmaras de entrada e saída é dado respectivamente por:

$$x_{ent} = \frac{i_{ent}(p_2, T_2) - i_l(p_2)}{i_{lv}(T_2)} \quad (4.15)$$

$$x_{\text{sai}} = \frac{\left[\frac{(Q_{\text{elet}} - Q_{\text{amb}})}{\dot{m}} + i_{\text{ent}}(p_2, T_2) \right] - i_l(T_3)}{i_{lv}(T_3)} \quad (4.16)$$

onde $i_{\text{ent}}(p_2, T_2)$ é a entalpia do fluido na câmara de entrada do dissipador de calor, $i_l(p_2)$ e $i_l(T_3)$ é a entalpia de líquido no estado saturado para pressão de entrada do dissipador e para temperatura de saída, respectivamente, $i_{lv}(T_2)$ e $i_{lv}(T_3)$ é o calor latente de vaporização na temperatura de entrada e na temperatura de saída da seção de teste, respectivamente.

Coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor médio é definido segundo a lei de Resfriamento de Newton, segundo a qual:

$$q'' = h_{\text{exp}} \cdot \Delta \overline{T} \quad (4.17)$$

onde $\Delta \overline{T}$ é diferença entre as de temperaturas médias do fluido ($\overline{T}_{f, \text{mono}}$, $\overline{T}_{f, \text{bif}}$) de trabalho e a temperatura superficial do dissipador ($\overline{T}_p$).

No presente estudo definiu-se os coeficientes de transferência de calor com base na área de aquecida (footprint), $h_{\text{exp, aquec}}$, e na área efetiva de troca de calor, $h_{\text{exp, efet}}$ segundo as seguintes equações:

$$h_{\text{exp, aquec}} = \frac{q''_{\text{aq}}}{\Delta \overline{T}} \quad (4.18)$$

$$h_{\text{exp, efet}} = \frac{q''_{\text{efet}}}{\Delta \overline{T}} \quad (4.19)$$

Para as análises envolvendo apenas a região bifásica do dissipador definiu-se também coeficientes de transferência de calor referente apenas a região sob efeito de ebulição convectiva dado por:

$$h_{\text{exp, } 2\phi} = \frac{q''_{\text{efet}}}{\Delta \overline{T}_{2\phi}} \quad (4.20)$$

onde $\Delta \overline{T}_{2\phi}$ é definido como:

$$\overline{\Delta T_{2\phi}} = (\overline{T_p} - T_{f,2\phi}) \quad (4.21)$$

Perda de pressão

A perda de pressão medida pelo transdutor diferencial de pressão absoluto refere-se a todo o dissipador de calor. Para que houvesse uma comparação com correlações para escoamento bifásico é necessária uma redução de dados que considere as regiões monofásica e bifásica e a perda de pressão aceleracional. Verifica-se que a contribuição da parcela aceleracional da perda de pressão em relação a perda de pressão total era reduzida em relação a perda de pressão por atrito, esta contribuição foi de aproximadamente 4 a 8%. Esta reduzida magnitude da parcela aceleracional da perda de pressão decorre do fato da variação no título de vapor médio e conseqüentemente da fração de vazio ao longo do comprimento dos microcanais ser reduzida.

A perda de pressão para ebulição convectiva que efetivamente está relacionada aos microcanais deve ser determinada a partir do valor fornecido pelo transdutor diferencial subtraído da perda de pressão da região do dissipador de calor escoamento monofásico e da parcela aceleracional, segundo a seguinte equação:

$$\Delta p_{aj} = \Delta p_{medido} - (\Delta p_{1\phi} + \Delta p_{ac}) \quad (4.22)$$

A perda de pressão monofásica é calculada segundo a Eq. (3.14) com o fato de atrito tipo Fanning dado pelas Eqs. (3.21), (3.26) e (3.27) proposta por Shah e London (1978) e a parcela aceleracional da perda de pressão é dada pela Eq. (3.13).

4.5.2. Determinação de incertezas

Uma análise das incertezas dos resultados experimentais e suas propagações nos parâmetros estimados foi efetuada. Para a estimativa dos erros relativos aos instrumentos de medição, utilizou-se o procedimento de Abernethy e Thompson (1973) para os termopares e as especificações técnicas dos manuais dos instrumentos de medida fornecidos pelo fabricante. A Tab. 4.5 ilustra os erros associados às medições.

Para estimativa da incerteza de propagação dos parâmetros estimados foi utilizado o método de perturbação sequencial de Moffat (1988) que considera que toda medida X_i apresenta uma incerteza δX_i . Tal estimativa foi efetuada com o auxílio do EES. A Tab. 4.6 apresenta os erros associados aos parâmetros estimados.

Tabela 4.5 – Incertezas das grandezas medidas.

Grandeza	Incerteza	Grandeza	Incerteza
H [μm]	5	P [kPa]	10 (R134a) 20 (R407C) 2 (R245fa)
W [μm]	5	T [$^{\circ}\text{C}$]	0,15
L _{micro} [μm]	5	Δp [kPa]	0,22
Q _{elet} [W]	0,05	$\dot{m}$ [kg/s]	$2,4 \cdot 10^{-5}$
Q _{pré-aq} [W]	0,3		

Tabela 4.6 – Incertezas associadas aos parâmetros estimados.

Parâmetro	Incerteza	Parâmetro	Incerteza
G [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]	82	$\bar{T}_p$ [$^{\circ}\text{C}$]	0,4
q" [kW/m^2]	0,25	$\Delta \bar{T}$ [$^{\circ}\text{C}$]	0,45
$\bar{T}_f$ [$^{\circ}\text{C}$]	0,2	h_{exp} [$\text{kW}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$]	0,55

4.5.3. Validação do aparato experimental

O processo de validação do aparato experimental tem por objetivo verificar a coerência das correlações da literatura reconhecidamente precisas com base em comparações com os dados medidos. Com esse objetivo foram realizados ensaios para o escoamento monofásico em condições que o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão podem ser estimados com relativa precisão.

A partir daí, com base nos procedimentos de regressão de dados descritos no tópico anterior, a validação dos resultados se deu através de comparações entre os valores estimados e experimentais para o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão por atrito.

4.5.3.1. Perda de pressão em escoamento monofásico

Neste item as comparações de perda de pressão teórica e experimental para o escoamento monofásico isotérmico se deram em função do fator de atrito tipo Fanning, dado pela Eq. (3.14).

O fator de atrito experimental tipo Fanning foi estimado a partir dos dados experimentais de perda de pressão por atrito para escoamento monofásico. Obteve-se tais resultados subtraindo da perda de pressão fornecida pelo transdutor diferencial, as perdas localizadas na entrada e saída dos microcanais. As perdas locais foram estimadas segundo procedimento proposto por White (1998) dado pela seguinte equação:

$$\Delta p_{aj} = \Delta p_{medido} - (K_{cont} + K_{exp}) \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \quad (4.23)$$

onde Δp_{aj} é a perda de pressão ajustada.

Segundo White (1998) os coeficientes de perdas localizadas na entrada e saída dos microcanais devido à contração, K_{cont} , e expansão, K_{exp} , são dados pelas seguintes equações respectivamente:

$$K_{cont} = 0,42 \cdot \left(1 - \frac{d_{h,microcanal}^2}{D_{h,câmara}^2}\right) \quad (4.24)$$

$$K_{exp} = \left(1 - \frac{d_{h,microcanal}^2}{D_{h,câmara}^2}\right)^2 \quad (4.25)$$

Nas Eqs. (4.24) e (4.25), $d_{h,microcanal}$ é o diâmetro hidráulico do microcanal e $D_{h,câmara}$ o diâmetro hidráulico das câmaras de entrada e saída (0,3x2 mm²).

O fator de atrito teórico foi estimado segundo o método Shah e London (1978) para escoamento laminar na região de desenvolvimento hidrodinâmico em dutos retangulares segundo as Eqs. (3.21), (3.26) e (3.27). A opção por tal método torna-se razoável a partir da Fig. 4.25 que ilustra a variação do comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico com o número de Reynolds elaborada com base nas Eqs. (3.15) e (3.17). No presente estudo ensaios monofásicos foram efetuados para número de Reynolds entre 150 e 1300 correspondendo, segundo a Fig. 4.25, a

comprimentos de desenvolvimento hidrodinâmico aproximadamente entre 2 e 13 mm.

Figura 4.25 – Comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico para um microcanal.

Para as condições analisadas no presente estudo, 42% dos dados experimentais para escoamento monofásico têm entre 80% e 60% do canal sob regime laminar plenamente desenvolvido, e 58% dos dados possuem entre 50% e 75% do canal em condições de escoamento em desenvolvimento hidrodinâmico. Assim, optou por considerar para efeito de comparação que o escoamento monofásico está em regime laminar e em desenvolvimento hidrodinâmico.

A Fig. 4.25 ilustra uma comparação entre os resultados experimentais para fator de atrito tipo Fanning durante escoamento monofásico do fluido R245fa e valores estimados segundo a correlação de Shah e London (1978). Verifica-se um erro médio absoluto de 23,8% e 100% dos dados previstos com erro na faixa de $\pm 30\%$ conforme ilustrado pela Fig. 4.26.

Figura 4.26 – Comparação entre o fator de atrito experimental e o estimado por Shah e London (1978).

Figura 4.27 – Comparação estatística entre dados experimentais e a correlação de Shah e London (1978) com erro entre $\pm 30\%$ (R245fa).

De modo geral, conclui-se que os ensaios revelaram resultados próximos para perda de pressão por atrito em escoamento monofásico no regime laminar e a correlação de Shah e London (1978) para o fator de atrito na região de desenvolvimento hidrodinâmico. Vale destacar que caso a região hidrodinamicamente desenvolvida fosse considerada no cálculo do fator de atrito teórico este apresentaria valores inferiores elevando o desvio em relação aos dados experimentais.

Morini (2004) em sua revisão da literatura sobre dissipadores de calor com escoamento monofásico relatou que diversos autores obtiveram fatores de atrito experimentais superiores aos estimados para regime laminar. Ele propôs que esses desvios eram devido a fatores como efeitos de dissipação viscosa, rugosidade da superfície, variação das propriedades de transporte do fluido, efeitos de entrada e saída.

4.5.3.2. Transferência de calor em escoamento monofásico

A Fig. 4.27 ilustra a variação do comprimento de desenvolvimento térmico com o número de Reynolds estimada segundo a Eq. 3.16 para regime laminar e igual a dez vezes o diâmetro hidráulico para o regime turbulento. No presente estudo levantou-se resultados experimentais para escoamento monofásico com números de

Reynolds entre 150 e 1300 correspondendo a escoamento laminar e segundo a Fig. 4.27 comprimentos de desenvolvimento térmico entre 2 e 42 mm.

Figura 4.28 – Comprimento de desenvolvimento térmico para um microcanal.

Com base neste cenário verificou-se que 85% dos dados experimentais para escoamento monofásico têm entre 70% e 100% do canal em condições de desenvolvimento térmico.

Assim, optou-se por comparar o Nusselt experimental para as condições monofásicas com métodos de previsão da literatura para o cálculo do número de Nusselt em regime laminar para condições de desenvolvimento térmico e simultâneo com fluxo de calor uniforme.

A Fig. 4.29 ilustra a comparação entre resultados fornecidos por métodos de previsão do número de Nusselt para escoamento laminar em desenvolvimento térmico e em desenvolvimento simultâneo. De uma forma geral os métodos da literatura e os resultados experimentais apresentam tendências similares de aumento do número de Nusselt com o Reynolds. Os métodos de Rohsenow et al. (1998)** e Stephan e Preuber (1979 apud Lee, Garimella e Liu, 2005) são os mais próximos aos resultados experimentais.

Figura 4.29 – Comparação entre o número de Nusselt médio experimental e suas previsões para escoamento laminar do fluido R245fa⁴.

A correlação de Stephan e Preuber (1979 apud Lee, Garimella e Liu, 2005) para escoamentos laminares em desenvolvimento simultâneo previu os resultados para o R245fa com erro médio absoluto de 11,1% e com 97,8% dos dados com erro entre $\pm 20\%$. Já as correlações de Sieder e Tate (1936) e Rohsenow et al. (1998)** também para escoamento laminar não desenvolvido apresentaram erro médio absoluto de 20,4% e 9,8%, e 35,6% e 100% dos dados com erro de $\pm 20\%$, respectivamente. A Fig. 4.30 ilustra a comparação dos resultados experimentais para o Nusselt médio com os três métodos mencionados.

Figura 4.30 – Resultados estatísticos dos dados experimentais e as correlações para escoamento laminar com erro entre $\pm 20\%$ para R245fa.

⁴ *Previsão segundo Rohsenow et al. (1998) para $x^* \leq 0.03$.

**Previsão segundo Rohsenow et al. (1998) para $x^* > 0.03$.

LDT - Laminar em desenvolvimento térmico; LDS - Laminar em desenvolvimento simultâneo.

Conclui-se que os resultados experimentais para o escoamento monofásico se encontram em regime laminar na região de desenvolvimento simultâneo, e são satisfatoriamente próximos aos valores fornecidos pela correlação de Stephan e Preuber (1979 apud Lee, Garimella e Liu, 2005). Tal resultado indica a adequação do aparato experimental e do método de regressão de dados adotado para o estudo da ebulição convectiva em multi-microcanais.

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1. Introdução

Esse capítulo descreve os resultados experimentais obtidos no presente estudo divididos nos seguintes tópicos: i) apresentação e discussão dos resultados para os fluidos R407C e R245fa para o dissipador posicionado horizontalmente; ii) apresentação de resultados e discussão sobre o efeito da orientação da superfície inferior do dissipador no seu desempenho para ensaios com fluido R245fa.

5.2. Efeito do fluido refrigerante na ebulição convectiva para a superfície do dissipador posicionada horizontalmente

Este item apresenta e discute os resultados experimentais para a base do dissipador de calor orientada horizontalmente levantados neste estudo para o R407C e R245fa, e dados obtidos anteriormente para o R134a (Do Nascimento, 2012). Os resultados são apresentados segundo curvas de ebulição, coeficientes de transferência de calor médio e perda de pressão. A análise dos dados visa identificar efeitos no desempenho termo-hidráulico do dissipador com a variação do fluxo de calor, grau de subresfriamento do fluido de teste, temperatura de saturação, velocidade mássica e refrigerante. Os resultados experimentais de transferência de calor e perda de pressão são comparados com métodos de previsão descritos no Capítulo 3. Por fim, realiza-se uma análise de instabilidade térmica através da análise de FFTs do sinal de temperatura do fluido na saída do dissipador.

5.2.1. Curvas de ebulição

Curvas de ebulição ilustram a variação do fluxo de calor com o superaquecimento da superfície quando esta é submetida a um aquecimento progressivo seguido pelo resfriamento com a ocorrência de ebulição do fluido. O primeiro autor a levantar tal curva foi Nukiyama (1934) e desde então tal procedimento é empregado na literatura para a ilustração de resultados experimentais envolvendo a transferência de calor através dos mecanismos de ebulição em condições de convecção natural e forçada. No caso de curvas de

ebulição, em condições em que o fluxo de calor é o parâmetro imposto, para dissipadores de calor baseados em multi-microcanais, o início do processo de ebulição ao longo dos canais com o aumento progressivo do fluxo de calor proporciona uma redução drástica no superaquecimento da superfície. A partir daí, após o início do processo de ebulição, a ocorrência de escoamento bifásico em parcela do dissipador de calor se caracteriza por uma inclinação da curva de ebulição distinta da verificada para escoamento monofásico. No presente estudo, curvas de ebulição foram elaboradas para diferentes velocidades mássicas, grau de subresfriamento e fluidos refrigerantes. Nestas curvas, “I” indica resultados obtidos para o incremento gradual do fluxo de calor enquanto “D” representa dados obtidos para o decréscimo progressivo do fluxo de calor a partir de um valor máximo.

As Figs. 5.1 a 5.3 apresentam curvas de ebulição para o fluido refrigerante R407C. Nas Figs. 5.1 e 5.2 para as curvas obtidas com o incremento progressivo do fluxo de calor (I) constata-se a necessidade de um excesso de superaquecimento mínimo para o início da ebulição (Onset of Nucleate Boiling - ONB). Esse comportamento está relacionado à necessidade de um superaquecimento superior da superfície para a ativação de núcleos de vapor em suas cavidades, uma vez iniciado o processo de evaporação, núcleos de vapor permanecem ativos necessitando de superaquecimentos inferiores, conforme ilustrado por Carey (2008). Já no processo de decréscimo do fluxo de calor, observa-se uma redução contínua do superaquecimento da superfície com o decréscimo do fluxo de calor, pois os núcleos já se encontram ativos.

Figura 5.1 – Curvas de ebulição para o fluido R407C com temperatura de saturação de 26 $^{\circ}\text{C}$ e $G =$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.2 – Curvas de ebulição para o fluido R407C com temperatura de saturação de 26 °C e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.3 – Efeito da velocidade mássica nas curvas de ebulição para o fluido R407C com temperatura de saturação de 26 °C e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$ e fluxo de calor decrescente.

Nota-se também nas Figs. 5.1 e 5.2 o colapso das curvas de aumento e decréscimo do fluxo de calor para fluxos elevados, indicando que efeitos de histerese nestas condições tornam-se desprezíveis.

Do Nascimento (2012) com base em seus resultados sugeriu que a ausência da necessidade de um superaquecimento adicional para o início da ebulição em velocidades elevadas (1000 e $1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$) estaria relacionada à elevada perda de pressão para tais velocidades, facilitando a ativação de núcleos de vapor por redução da pressão (efeito Flashing). No presente estudo, tal comportamento não se verifica para o R407C e velocidade mássica de $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ conforme ilustrado na Fig. 5.2. Esta diferença pode estar relacionada ao fato de em Do Nascimento (2012) ocorrer a presença de núcleos de vapor remanescentes de um processo de

aquecimento anterior. Intervalos de incremento no fluxo de calor podem também explicar o comportamento observado por Do Nascimento (2012), de forma que superaquecimentos superiores relacionados à ativação das cavidades encontram-se entre duas condições experimentais correspondente a um fluxo de calor intermediário.

Na região das curvas de ebulição em que ocorre apenas escoamento monofásico nota-se um efeito marginal do grau de subresfriamento. Já para condições em que a ebulição se verifica, a curva de ebulição desloca-se para direita com o incremento do grau de subresfriamento. Tal comportamento significa para um fluxo de calor fixo um incremento do superaquecimento com o aumento do grau de subresfriamento. Este resultado decorre do fato do decréscimo da temperatura do fluido na entrada do dissipador promover a redução da parcela do comprimento dos canais sob efeitos de ebulição convectiva. Desta forma, têm-se o incremento da região do dissipador sob efeito de convecção forçada cujo coeficiente de transferência de calor para condições similares de fluxo de calor e vazão é inferior ao da ebulição convectiva. Nota-se também nas Fig. 5.1 e 5.2 que com o aumento do fluxo de calor as curvas de ebulição para condições de subresfriamento distintas tendem a convergir em fluxos de calor elevados independente do grau de subresfriamento. Esse comportamento decorre do fato da importância relativa da região monofásica tornar-se desprezível em relação ao comprimento total do canal sob condições de escoamento bifásico em fluxos de calor elevados, estando a transferência de calor determinada por efeitos de ebulição convectiva.

A Fig. 5.3 ilustra o efeito da velocidade mássica na curva de ebulição. Na região bifásica para um mesmo superaquecimento superficial, o fluxo de calor dissipado aumenta com a redução da velocidade mássica. Esse comportamento se deve ao fato de para velocidades mássicas inferiores ter-se uma área superior do dissipador de calor sob efeito da ebulição convectiva, proporcionando um fluxo de calor médio superior.

As Figs. 5.4 a 5.6 ilustram as curvas de ebulição para o fluido refrigerante R245fa.

Figura 5.4 – Curvas de ebulição para o fluido R245fa com temperatura de saturação de 31 °C e $G =$ a) 400, b) 600 e c) 800 kg/m²s.

Figura 5.5 – Curvas de ebulição para o fluido R245fa com temperatura de saturação de 31 °C e $G =$ a) 1000 e b) 1200 kg/m²s.

Figura 5.6 – Efeito da velocidade mássica nas curvas de ebulição para o fluido R245fa com temperatura de saturação de 31 °C e $\Delta T_{sub}=5$ °C e fluxo de calor decrescente.

Os efeitos da velocidade mássica e do grau de subresfriamento nas curvas de ebulição do R245fa qualitativamente foram similares aos observados para o R407C, isto é um melhor desempenho do dissipador de calor foi verificado para graus de subresfriamento e velocidades mássicas inferiores. Verificou-se também para o R245fa a necessidade de um excesso de superaquecimento para o início da ebulição, neste caso drasticamente superior aos valores observados anteriormente para o R407C e R134a neste caso segundo Do Nascimento (2012). Para explicar esse comportamento, primeiramente é necessário saber que todos os resultados são para ebulição sub-resfriada, e, portanto a nucleação de bolhas se inicia com a temperatura média do líquido inferior à de saturação, o qual se verifica para todos os fluidos ensaiados. Visto isto, verifica-se que diversos autores propuseram critérios para determinar a temperatura mínima da parede em relação à temperatura de saturação necessária para que ocorra o início da ebulição, como mostrou Tibiriçá (2011). Nestes critérios, o superaquecimento mínimo é função da tensão superficial (diretamente) e da densidade de vapor (inversamente). Analisando a Tab. 4.2, verifica-se que o R245fa apresenta densidade de vapor inferior e tensão superficial superior ao R134a e R407C explicando a razão para um superaquecimento mínimo superior.

Para o fluido R245fa verificou-se condições em que a evaporação do fluido ocorre apenas na câmara de saída, fenômeno indicado nas curvas de ebulição por variações no superaquecimento superficial com o fluxo de calor segundo um dente de serra. Tal fenômeno se verifica na ausência de condições mínimas para o

estabelecimento da ebulição convectiva na região compreendendo os microcanais. Este comportamento encontra-se ilustrado na Fig. 5.7 através da variação da temperatura média superficial. Acredita-se estar relacionado ao processo de expansão na saída dos microcanais promovido pela perda de pressão localizada ativando as cavidades na parede do dissipador após os canais e resultando na ebulição apenas na câmara de saída. Esse comportamento ocorreu apenas para o R245fa fato que pode estar relacionado a perdas de pressão superiores para este refrigerante intensificando o efeito “Flashing”.

Figura 5.7 – Variação da temperatura média superficial do dissipador de calor para o R245fa com temperatura de saturação de 31 °C, $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$ e fluxo de calor crescente.

As Figs. 5.8 a 5.11 ilustram o efeito do fluido refrigerante nas curvas de ebulição para o dissipador avaliado no presente estudo.

Figura 5.8 – Efeito do fluido refrigerante nas curvas de ebulição obtidas para fluxo de calor decrescente, $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$.

Na Fig. 5.8 nota-se que o refrigerante R407C apresenta um desempenho inferior ao R245fa e R134a, enquanto estes apresentaram resultados similares. Entretanto, vale destacar que, devido a restrições da bancada experimental, para o R245fa os ensaios foram realizados para $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ enquanto para os demais fluidos operou-se com temperatura de saturação próxima a $26\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tibiriçá (2011) realizou ensaios para a ebulição convectiva em um único canal de reduzido diâmetro com os refrigerantes R134a e R245fa e verificou que o primeiro proporciona coeficientes de transferência de calor superiores. Além disso, observou o incremento na transferência de calor com o aumento da temperatura de saturação. Assim, com base nos resultados obtidos por estes autores e através da Fig. 5.7, conclui-se que em condições experimentais similares o R134a proporciona um fluxo de calor superior em relação ao R245fa para um mesmo superaquecimento.

As Figs. 5.9 a 5.11 ilustram o efeito relativo da variação do grau de subresfriamento do fluido na entrada do canal e da velocidade mássica na curva de ebulição para os três fluidos refrigerantes para resultados obtidos apenas com o decréscimo progressivo do fluxo de calor.

Figura 5.9 – Efeito do fluido refrigerante na curva de ebulição para distintos graus de subresfriamento do fluido, fluxo de calor decrescente e $G=600\text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.10 – Efeito do fluido refrigerante na curva de ebulição para distintos graus de subresfriamento do fluido, fluxo de calor decrescente e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.11 – Efeito do fluido refrigerante na curva de ebulição para distintas velocidades mássicas, fluxo de calor decrescente e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$.

As Figs. 5.9 e 5.10 revelam que o aumento do grau de subresfriamento eleva as diferenças no superaquecimento da superfície para um fluxo de calor fixo entre os refrigerantes. Entretanto variações na velocidade mássica não resultam em alterações significativas destas diferenças conforme ilustrado na Fig. 5.11.

5.2.2. Coeficiente de transferência de calor e Perda de Pressão

Este item descreve os resultados para o coeficiente de transferência de calor médio e a perda de pressão para o dissipador de calor calculados a partir dos dados experimentais segundo os procedimentos descritos no Capítulo 3. Estimou-se coeficientes de transferência de calor médios definidos em relação à área aquecida

(footprint), $\overline{h_{exp,aq}}$, em relação à área efetiva de troca, $\overline{h_{exp,efet}}$, e considerando apenas a região bifásica, $\overline{h_{exp,2\phi}}$. Utilizou-se este último apenas nas comparações com os métodos de previsão. Também foram obtidos valores da perda de pressão total e para a região bifásica, sendo esta parcela comparada com correlações da literatura.

As Figs. 5.12 a 5.15 apresentam resultados para o coeficiente de transferência de calor médio e perda de pressão.

Figura 5.12 – Coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, para $G=400$ kg/m²s, $\Delta T_{sub}=5$ °C e fluido refrigerante R407C.

Figura 5.13 – Coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, para $G=400$ kg/m²s, $\Delta T_{sub}=5$ °C e fluido refrigerante R245fa.

Figura 5.14 – Perda de pressão medida, Δp_{med} , para $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{sub}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e o fluido R407C.

Figura 5.15 – Perda de pressão medida, Δp_{med} , para $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{sub}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e o fluido R245fa.

Em geral para escoamento monofásico, verificam-se apenas variações marginais em ambos os parâmetros com o incremento do fluxo de calor. Decréscimos reduzidos relacionam-se a alterações nas propriedades de transporte com o aumento da temperatura do fluido. Com o estabelecimento do processo de evaporação ao longo dos canais ocorrem elevações drásticas no coeficiente de transferência de calor médio e na perda de pressão. Tais comportamentos estão relacionados ao fenômeno de início da ebulição (ONB).

Para resultados obtidos com o decréscimo do fluxo de calor, o CTC e a perda de pressão decrescem continuamente sem variações drásticas. Comportamento qualitativamente similares a estes foram observados para os fluidos avaliados no presente estudo.

Nota-se nas Figs. 5.13 e 5.15 que o estabelecimento de ebulição na câmara de saída para o fluido R245fa caracterizado através de visualizações do escoamento causa variações perceptíveis no coeficiente de transferência de calor e afetam a perda de pressão ao longo do dissipador. Tal comportamento permite concluir que a transferência de calor total na região da câmara é significativa com relação à energia dissipada nos microcanais.

As Figs. 5.16 a 5.21 ilustram o efeito do grau de subresfriamento e do fluido refrigerante na variação do coeficiente de transferência de calor médio e na perda de pressão com o aumento do fluxo de calor.

Figura 5.16 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\bar{h}_{exp,aq}$, com o fluxo de calor para o R407C e $G =$ a) 400, b) 600 e c) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.17 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\bar{h}_{exp,aq}$, com o fluxo de calor para o R245fa e G= a) 400 e b) 600 kg/m²s.

Figura 5.18 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\bar{h}_{exp,aq}$, com o fluxo de calor para o R245fa e G= a) 800 e b) 1000 kg/m²s.

Figura 5.19 – Variação da perda de pressão medida, Δp_{med} , com o fluxo de calor para o R245fa e G= a) 400 e b) 600 kg/m²s.

Figura 5.20 – Variação da perda de pressão medida, Δp_{med} , com o fluxo de calor para o R245fa e $G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.21 – Variação da perda de pressão medida, Δp_{med} , com o fluxo de calor para o fluido R245fa e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Nota-se, independente do fluido, que em escoamento monofásico para velocidade mássica e fluxo de calor fixos, o CTC médio em relação à área aquecida e a perda de pressão medida variam marginalmente com alterações da temperatura de entrada do fluido. As diferenças verificadas, ainda que reduzidas, estão relacionadas principalmente a alterações nas propriedades de transporte com a temperatura. Nas Figs. 5.16 a 5.18, nota-se, para condições com apenas escoamento monofásico no dissipador, o decréscimo do coeficiente de transferência de calor com o incremento do grau de subresfriamento. Tal comportamento ocorreu devido à redução do comprimento de desenvolvimento térmico. Esta redução é superior para o caso do R407C e no caso deste refrigerante para vazões elevadas.

Em condições nas quais a ebulição se verifica ao longo dos canais, o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão se elevam com o aumento

do fluxo de calor e o decréscimo do grau de subresfriamento conforme ilustrado nas Figs. 5.16 a 5.21. Admitindo que o início da ebulição ocorra para um mesmo grau de superaquecimento da superfície, independentemente do grau de subresfriamento na seção de entrada, o comprimento necessário para o início da ebulição se eleva com o incremento do grau de subresfriamento. Logo, a parcela do comprimento sob efeitos de ebulição decresce com o incremento do subresfriamento, sendo o CTC na região monofásica inferior ao de ebulição convectiva, parcelas superiores do comprimento do dissipador sob escoamento monofásico resultam no decréscimo do CTC médio. Perdas de pressão superiores também se verificam para a ebulição convectiva em relação à monofásica, razão pela qual a perda de pressão total ao longo do dissipador também se eleva com a redução do grau de subresfriamento.

Para velocidades mássicas de 1000 e 1500 kg/m²s e graus de subresfriamento de 10 e 15 °C, não foi possível analisar as variações do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão na região bifásica devido ao fato de em tais condições ser necessário fluxos de calor superiores para que a ebulição convectiva se verifique ao longo dos canais. Entretanto aumentos adicionais do fluxo de calor não eram possíveis devido a limitações do aparato experimental.

As Figs. 5.22 a 5.25 ilustram comparativamente o efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor e na perda de pressão com a variação do fluxo de calor.

Figura 5.22 – Efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor médio, $\bar{h}_{exp,aq}$, para o fluido R407C e $\Delta T_{sub}=10$ °C.

Figura 5.23 – Efeito da velocidade mássica na perda de pressão, Δp_{med} , para o fluido R407C e $\Delta T_{sub}=10$ °C.

a

b

Figura 5.24 – Efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor médio, $h''_{exp,aq}$, para o fluido R245fa e $\Delta T_{sub}=$ a) 5 e b) 10 °C.

a

b

Figura 5.25 – Efeito da velocidade mássica na perda de pressão, Δp_{med} , para o fluido R245fa, $\Delta T_{sub}=$ a) 5 e b) 10 °C.

Para a região das Figs. 5.22 a 5.25 em que ocorre apenas escoamento monofásico ao longo do dissipador, o CTC médio e a perda de pressão aumentam com o incremento da velocidade mássica, isto se deve ao incremento no comprimento da região desenvolvimento hidrodinâmico e térmico.

Já, na região das Figs. 5.22 e 4.24 com escoamento bifásico, o coeficiente de transferência de calor médio decresce com o incremento da velocidade mássica. Este comportamento se justifica pelo incremento da parcela do dissipador sob efeito de ebulição convectiva com a redução da velocidade mássica para um fluxo de calor fixo. A perda de pressão na região com presença de escoamento bifásico das Figs. 5.23 e 5.25 se eleva com o incremento da velocidade mássica, comportamento semelhante ao observado para escoamento monofásico.

As Figs. 5.26 e 5.27 apresentam o comportamento do coeficiente de transferência de calor médio e da perda de pressão com a variação do título de vapor médio. Destaca-se que os dados indicados por círculos nas Figs. 4.25 e 4.26 correspondem a condições com apenas escoamento monofásico ao longo dos microcanais.

Figura 5.26 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R407C e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.27 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R245fa e $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Nas regiões das Figs. 5.26 e 5.27 em que a ebulição convectiva se verifica, o aumento do grau de subresfriamento de entrada do dissipador desloca para títulos de vapor médio inferiores o início da presença de efeitos de ebulição. Em condições de escoamento bifásico para um mesmo título de vapor médio, o CTC e a perda de pressão se elevam com o incremento do grau de subresfriamento do fluido e esse efeito tem sua intensidade elevada com o incremento da velocidade mássica.

Nas Figs. 5.28 e 5.29, para um título de vapor médio fixo, nota-se o incremento do coeficiente de transferência de calor médio e da perda de pressão com o aumento da velocidade mássica.

Para um título de vapor médio fixo, o aumento do CTC e da perda de pressão com o incremento da velocidade mássica e do grau de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador foi também indicado anteriormente por Bertsch et al.(2005). Estes comportamentos estão relacionados ao incremento do fluxo de calor, pois é necessário elevá-lo de forma a manter o título de vapor médio com o aumento da velocidade mássica e/ou do grau de subresfriamento do fluido. Isto permite especular que efeitos de ebulição nucleada são dominantes em títulos de vapor reduzidos, pois neste mecanismo o coeficiente de transferência de calor é uma forte função do fluxo de calor.

Figura 5.28 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R407C e $\Delta T_{sub}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 5.29 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, e da perda de pressão, Δp_{med} , com o título de vapor médio para R245fa e $\Delta T_{sub}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

As Figs. 5.30 a 5.33 comparam resultados para o coeficiente de transferência de calor médio para os fluidos refrigerantes R134a, R407C e R245fa. Para condições em que a ebulição convectiva se verifica, correspondendo a títulos de vapor médio superiores a -0,015. Nelas observa-se que o refrigerante R134a apresenta CTCs superiores aos demais fluidos seguido do R245fa e R407C, o qual apresenta valores inferiores.

Considera-se o coeficiente de transferência de calor dado pela sobreposição de efeitos convectivos e de ebulição nucleada. Sendo este mecanismo predominante em condições de títulos de vapor reduzidos e a convecção forçada sendo o principal mecanismo em condições de títulos de vapor elevados, principalmente, para o padrão de escoamento anular. Embora, devido ao efeito de

confinamento, o processo de ebulição convectiva em microcanais é diferente do processo em macrocanais, uma análise semelhante é frequentemente adotada a microcanais. Assim, seguindo esta abordagem, observa-se nos dados do presente estudo que a maior parcela dos resultados foi obtida para títulos de vapor médio inferiores a 0,16 correspondendo a um título de vapor na câmara de saída máximo de aproximadamente 0,35. Sob estas condições, o padrão de escoamento anular é raramente observado e pode-se especular a predominância do mecanismo de ebulição nucleada. Para efeito comparativo dos fluidos, faz-se neste item uma análise do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição em piscina destes fluidos.

Figura 5.30 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\bar{h}_{exp,aq}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=600\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=5\text{ °C}$.

Figura 5.31 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\bar{h}_{exp,aq}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=600\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=10\text{ °C}$.

Figura 5.32 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Figura 5.33 – Variação do coeficiente de transferência de calor médio, $\overline{h_{exp,aq}}$, com o título de vapor médio para o R134, R407C e R245fa, $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Desta forma, considerando efeitos de ebulição nucleada predominantes para títulos de vapor reduzidos é esperado que os resultados experimentais apresentados nas Figs. 5.30 a 5.33 para o coeficiente de transferência de calor coincidam qualitativamente com os valores estimados através da correlação de Cooper (1984) para ebulição em piscina de fluidos puros (R134a e R245fa) e adaptada através do método proposto por Thome (1989) para misturas zeotrópicas (R407C).

A correlação de Cooper (1984) para ebulição em piscina foi desenvolvida para fluidos puros. Portanto, ela não se aplica ao R407C que se trata de uma mistura zeotrópica. Thome (1989) mostrou que o mecanismo de ebulição nucleada para mistura zeotrópica e fluido puros são semelhantes. Entretanto, os seguintes

aspectos devem ser considerados: transferência de massa e estimativa adequada das propriedades termodinâmicas da mistura. Com base nestes aspectos ele propôs a seguinte expressão para previsão do CTC para a ebulição nucleada de misturas zeotrópicas:

$$\frac{h_{EN}}{h_{EN,ideal}} = \left\{ 1 + \frac{h_{EN,ideal}}{q''_{efet}} \cdot \Delta\theta_{bp} \cdot \left(1 - \exp\left(\frac{-q''_{efet}}{\rho \cdot i_{lg} \cdot \beta_{ml}} \right) \right) \right\}^{-1} \quad (5.1)$$

onde $h_{EN,ideal}$ é o CTC para ebulição nucleada do fluido considerando-o puro, $\Delta\theta_{bp}$ é referente a diferença de temperatura entre o ponto de orvalho e o ponto de evaporapção da mistura zeotrópica (“glide” de temperatura, aproximadamente 8°C para o R407C) e β_{ml} é o coeficiente de transferência de massa do fluido (fixada como 0,0003 m/s).

A Fig. 5.34 ilustra o efeito do fluido no coeficiente de transferência de calor segundo o mecanismo de ebulição nucleada em condições de convecção livre utilizando a correlação de Cooper (1984) e o ajuste para mistura zeotrópica proposto por Thome (1989). Verifica-se que o fluido R134a proporciona coeficientes de transferência de calor superiores aos demais fluidos.

Ressalta-se que os dados experimentais do R245fa para ebulição convectiva foram levantados para temperatura de saturação de aproximadamente 31 °C enquanto para os demais fluidos para $T_{sat}=26$ °C.

Observa-se que o R245fa a uma temperatura de saturação de 31 °C apresenta um coeficiente de transferência de calor para ebulição em piscina marginalmente superior ao R407C e notadamente inferior ao R134a. Já a uma temperatura de saturação de 26 °C, os CTCs dos refrigerantes R245fa e R407C são aproximadamente similares. Ressalta-se que o R134a apresenta uma pressão reduzida superior ao R245fa gerando CTCs superiores para ebulição em piscina.

Desta forma conclui-se que apenas efeitos de ebulição nucleada não justificam o fato do R245fa apresentar coeficientes de transferência de calor para ebulição convectiva notadamente superiores ao R407C e próximos ao R134a.

Verifica-se na Tab. 4.2 que o R245fa apresenta um volume específico da fase vapor superior ao R407C e ao R134a, proporcionando, para uma mesma velocidade mássica, efeitos convectivos razoavelmente superiores elevando assim o

coeficiente de transferência de calor. Portanto, apesar do R245fa efeitos de ebulição em piscina muito inferiores ao R134a efeitos são superiores para o R245fa o que resulta em coeficientes de transferência de calor para a ebulição convectiva próximos. Finalmente, vale destacar que Greco (2008) e Tibiriçá (2011) também indicaram valores de CTC para o R134a superiores ao dos fluidos R407C e o R245fa.

Figura 5.34 – Coeficiente de transferência de calor para a ebulição em piscina dos fluidos R134a, R407C e R245fa.

5.2.3. Comparações com métodos de previsão

Este item apresenta comparações dos resultados experimentais com métodos de previsão do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão por atrito descrito no Capítulo 2 considerando apenas resultados na região bifásica dos microcanais. Estes métodos de previsão foram implementados utilizando-se o EES (2012). Com o objetivo de avaliar a capacidade de previsão dos métodos foram adotados os seguintes parâmetros estatísticos: fração de dados previstos com erro de $\pm 30\%$ e o erro médio absoluto, η , dado por:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^N |(y_{exp} - y_{teor}) / y_{exp}|}{N} \cdot 100 \quad (5.2)$$

Ressalta-se que um método preditivo além de estatisticamente preciso, deve capturar as tendências dos resultados experimentais. Desta forma, a presente análise também inclui comparações ilustrando a evolução da perda de pressão e do

CTC com a variação do título de vapor médio na região bifásica segundo os resultados experimentais e estimados.

As Figs. 5.35 e 5.36 ilustram comparações dos métodos de previsão da literatura com resultados experimentais de perda de pressão por atrito para o fluido R134a adquiridos por Do Nascimento (2012) e o R245fa obtidos no presente estudo.

Figura 5.35 – Comparação entre a perda de pressão experimental e valores determinados através de métodos da literatura, R134a.

Figura 5.36 – Comparação entre a perda de pressão experimental e valores determinados através de métodos da literatura, R245fa.

De uma maneira geral, segundo a Fig. 5.34 os dados experimentais do R134a são subestimados pelos métodos de previsão. No caso do fluido R245fa, conforme Fig. 5.35, os métodos de Müller-Steinhagen e Heck (1986), Da Silva (2012) e o modelo Homogêneo usando a correlação para viscosidade dinâmica de Cicchitti et al. (1960) superestimam a maioria dos resultados experimentais, enquanto que o método de Lockhart e Martinelli (1949) subestima os resultados.

A Tab. 5.1 apresenta os resultados dos parâmetros estatísticos utilizados nas comparações entre os métodos de previsão da perda de pressão para escoamento bifásico e os dados levantados no presente estudo. Verifica-se que para o R134a, apesar do erro médio ser elevado, 48,7 %, nota-se que Müller-Steinhagen e Heck (1986) é o que melhor prevê os dados experimentais. Para o fluido R245fa o método de Lockhart e Martinelli (1949) apresentou ser o melhor método, apresentando um erro médio absoluto de 33,4 %, inferior aos demais métodos.

No caso da totalidade dos dados, nenhum método apresentou uma previsão satisfatória da perda de pressão por atrito dos resultados para um dissipador baseado em microcanais submetidos a ebulição convectiva, o método que apresentou os melhores parâmetros estatísticos foi Lockhart e Martinelli (1949).

Tabela 5.1 – Parâmetros estatísticos das comparações entre métodos de previsão e resultados experimentais para a perda de pressão.

		Modelo Homogêneo (Cicchitti, 1960)	Lockhart e Martinelli (1949)	Müller-Steinhagen e Heck (1986)	Da Silva (2012)
R134a	Erro médio absoluto, η [%]	73,00	73,3	48,7	52,9
	Erro inferior a $\pm 30\%$ [%]	0,00	0,44	19,03	10,18
R245fa	Erro médio absoluto, η [%]	73,2	33,4	133,7	114,03
	Erro inferior a $\pm 30\%$ [%]	24	47,4	2,9	9,1
Média total do Erro médio absoluto, η [%]		73,1	53,35	91,2	83,5
Média total do Erro inferior a $\pm 30\%$ [%]		12	23,9	10,9	9,7

Segundo a Fig. 5.37 para o fluido R134a, observa-se que a tendência de incremento da perda de pressão bifásica com o aumento do título de vapor médio é capturada pelos métodos avaliados, entretanto, este aumento apresenta maior severidade para os resultados experimentais. Conforme ilustrado na Fig. 5.38, para o fluido R245fa, observa-se que os resultados proporcionados pelos métodos de previsão e os resultados experimentais tornam-se próximos com o método de Lockhart e Martinelli (1949) fornecendo previsões coincidentes aos dados empíricos em velocidade mássica de $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Portanto de maneira geral, nenhum método forneceu tendências coincidentes para perda de pressão por atrito dos resultados experimentais.

Figura 5.37 – Comparação de tendências entre a perda de pressão experimentais e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R134a, $\Delta T_{\text{sub}} = 5^\circ \text{C}$ e $G =$ a) 400 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.38 – Comparação de tendências entre a perda de pressão experimentais e métodos da literatura para escoamento bifásico do R245fa, $\Delta T_{\text{sub}} = 5^\circ \text{C}$ e $G =$ a) 400 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

As Figs. 5.39 a 5.41 ilustram comparações dos resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor médio na região bifásica com métodos de previsão da literatura. Constata-se que para o fluido R134a, de maneira geral, os métodos de Warriier, Dhir e Momoda (2002), Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) e Tibiriçá (2011) superestimam os resultados experimentais, enquanto que os métodos de Liu e Winterton (1991) e Thome, Dupont e Jacobi (2004) subestimam estes resultados. A correlação Bertsch, Groll e Garimella (2009) é a que apresenta a maior parcela das previsões dentro da faixa de erro de $\pm 30\%$. Para o fluido R407C, conforme ilustrado na Fig. 5.40, nenhum dos métodos avaliados neste estudo fornece previsões razoavelmente precisas superestimando os resultados

experimentais. Portanto, especula-se que este resultado é devido ao fato deste fluido ser uma mistura zeotrópica, portanto envolvendo além da variação da temperatura de saturação com o título de vapor, também uma resistência térmica devido a transferência de massa. No caso do fluido R245fa, conforme ilustrado na Fig. 5.41, o método de Warriier, Dhir e Momoda (2002) superestima os resultados experimentais, enquanto que o modelo de 3-Zonas de Thome, Dupont e Jacobi (2004) subestimam. Já os métodos de Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) e Tibiriçá (2011) prevêem a maioria destes resultados com erro entre $\pm 30\%$.

Figura 5.39 – Comparação entre o CTC médio experimental e valores determinados através de métodos da literatura apenas para região de escoamento bifásico, R134a.

Figura 5.40 – Comparação entre o CTC médio experimental e valores determinados através de métodos da literatura apenas para região de escoamento bifásico, R407C.

Figura 5.41 – Comparação entre o CTC médio experimental e valores determinados através de métodos da literatura apenas para região de escoamento bifásico, R245fa.

A Tab. 5.2 apresenta parâmetros estatísticos levantados a partir das comparações entre os métodos de previsão do CTC e os dados obtidos neste estudo.

Para o fluido R134a as correlações de Bertsch et al.(2009), Thome et al. (2004) e Liu e Winterton (1991) são as que melhor prevêm os dados experimentais com o erro médio absoluto inferior a 30 %. Para o fluido R407C, nenhuma correlação apresentou previsões satisfatórias dos resultados, isto se deve ao fato do fluido ser um mistura zeotrópica e nenhum dos métodos considera em seu banco de dados original resultados para misturas. Já para o fluido R245fa, os métodos que melhor prevêm os resultados são Saitoh et al. (2007) e Tibiriçá (2011). Vale destacar que o método de Tibiriçá (2011) trata-se de uma modificação das constantes empíricas do método de Saitoh et al. (2007) com base em resultados próprios para o R134a e R245fa.

No caso da totalidade dos dados, os métodos de Bertsch et al.(2009) e Liu e Winterton (1991) apresentaram parâmetros estatísticos que indicam melhores previsões dos resultados experimentais levantados no presente estudo. Ambos os métodos de previsão do CTC se baseiam na superposição de efeitos de ebulição nucleada e convecção forçada. Entretanto Bertsch et al.(2009) inclui o efeito de confinamento das bolhas em canais de diâmetro reduzido, enquanto Liu e Winterton (1991) é um método desenvolvido com base em um banco de dados para macrocanais. Vale destacar ainda que Bertsch et al.(2009) utilizaram um banco de

dados extenso com 3899 dados experimentais de 12 estudos na literatura para diferentes geometrias e diâmetro, e que inclui resultados experimentais para multi-microcanais. Desta forma, possíveis efeitos relacionados a instabilidades térmicas estariam incorporados ao método.

Tabela 5.2 – Parâmetros estatísticos das comparações entre métodos de previsão e resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor.

		Bertsch et al. (2009)	Warrier et al. (2002)	Thome et al. (2004)	Liu e Winterton (1991)	Saitoh et al. (2007)	Tibiricá (2011)
R134a	Erro médio absoluto, η [%]	14,8	36,8	22,2	16,2	29,3	36
	Erro inferior a $\pm 30\%$ [%]	93,2	51,3	80,9	79,2	67,8	61,0
R407C	Erro médio absoluto, η [%]	57,7	66,0	26,6	34,9	65,1	68,1
	Erro inferior a $\pm 30\%$ [%]	8,5	0,0	62,7	37,3	12,4	9,0
R245fa	Erro médio absoluto, η [%]	22,3	44,6	68,2	24,1	13,8	17,2
	Erro inferior a $\pm 30\%$ [%]	70,9	41,3	0,00	69,3	89,9	83,8
Média total do Erro médio absoluto, η [%]		31,6	49,1	39,0	25,1	36,1	40,4
Média total do Erro inferior a $\pm 30\%$ [%]		57,5	30,9	47,9	61,9	56,7	51,3

As Figs. 5.42 a 5.44 ilustram comparações entre a evolução do CTC com o título médio de vapor segundo os métodos de previsão e os resultados experimentais. Observa-se que a correlação de Warrier et al. (2002) e o modelo de 3-Zonas de Thome et al. (2004) são os que melhor capturam a tendência de aumento gradual do coeficiente de transferência de calor com o incremento do título de vapor médio, embora, respectivamente, superestimem e subestimem os resultados experimentais. A correlação de Bertsch et al. (2009) também captura satisfatoriamente as tendências dos resultados experimentais para títulos de vapor na saída superiores a 0,05.

Vale ressaltar que o modelo de 3-Zonas de Thome et al. (2004) se baseia no padrão de escoamento segundo bolhas alongadas, o qual se verifica para títulos de vapor reduzidos e desta forma condizentes as condições experimentais do presente estudo, envolvendo títulos de vapor locais inferiores a 0,3. Além disso, destaca-se o fato de Warrier et al. (2002) e Bertsch et al. (2009) terem utilizado para o ajuste do seu método dados experimentais envolvendo multi-microcanais.

Portanto com base na análise da totalidade dos resultados nenhum método prevê satisfatoriamente o coeficiente de transferência de calor em dissipador de calor baseados em microcanais submetidos a ebulição convectiva.

Figura 5.42 – Comparação de tendências do coeficiente de transferência de calor experimental e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R134a, $\Delta T_{\text{sub}}=5^\circ\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 600 kg/m²s.

Figura 5.43 – Comparação de tendências do coeficiente de transferência de calor experimental e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R407C, $\Delta T_{\text{sub}}=5^\circ\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 1000 kg/m²s.

Figura 5.44 – Comparação de tendências do coeficiente de transferência de calor experimental e métodos da literatura para escoamento bifásico do fluido R245fa, $\Delta T_{\text{sub}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $G =$ a) 600 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

5.2.4. Oscilações em escoamento bifásico

Durante os ensaios experimentais para ebulição convectiva verificou-se a presença de oscilações nos sinais fornecidos pelo transdutor de pressão absoluta localizado na entrada da seção de teste, transdutor diferencial de pressão e na temperatura do termopar localizado na saída do dissipador de calor. A Fig. 5.45 ilustra as oscilações na temperatura na câmara de saída, ressaltando amplitudes de $0,7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Figura 5.45 – Oscilações do sinal da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $Q_{\text{elet}} = 40,5 \text{ W}$.

Através da análise das Transformadas de Fourier no domínio da frequência (FFTs) verificou-se que em velocidades mássicas e grau de subresfriamento

reduzidos condições em que a ebulição convectiva é intensa, as oscilações do transdutor de pressão absoluta localizado na entrada da seção de teste, do transdutor diferencial de pressão e da temperatura do termopar localizado na câmara de saída não estavam em fase, impossibilitando identificar uma frequência de oscilação através das FFTs. Já para velocidades mássicas superiores a $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ as oscilações indicadas pelos instrumentos de medida encontram-se em fases e com frequências próximas indicadas pelo pico na FFT.

A opção do estudo das oscilações através da análise do sinal de temperatura se deu devido ao seu tempo de resposta inferior. Verificou-se que o termopar fabricado pela Omega com diâmetro do fio de 0,1 mm localizado na câmara de saída apresenta um tempo de resposta de aproximadamente 5 ms (segundo tabela da Omega) e de aproximadamente 18 ms a partir do método da capacitância concentrada para um CTC de $5000 \text{ W/m}^2\text{K}$, enquanto que o transdutor de pressão absoluta e diferencial fabricado pela Endress-Hauser apresentam segundo o fabricante tempos de resposta de aproximadamente 20 e 40 ms, respectivamente.

As Figs. 5.46 a 5.48 apresentam a Transformada de Fourier no domínio da frequência (FFT) do sinal de temperatura do termopar localizado na saída do dissipador de calor.

A Fig. 5.46 ilustra o efeito do fluxo de calor na FFT do sinal de temperatura na câmara de saída. Verifica-se que o incremento da potência elétrica aplicada ao dissipador resulta no aumento da frequência de oscilação do escoamento, já que o aumento do fluxo de calor eleva a intensidade do processo de ebulição convectiva. A Fig. 5.47 ilustra que o aumento do subresfriamento na entrada do dissipador gera uma redução na frequência de oscilação e a partir das visualizações do escoamento conclui-se que tal fenômeno é acompanhado da redução da intensidade do processo de ebulição. Por outro lado o aumento na velocidade mássica, conforme ilustrado na Fig. 5.48, produz um incremento na frequência de oscilação, tal comportamento pode estar relacionado ao fato do incremento na velocidade mássica gerar uma intensificação do grau de meta-instabilidade devido à intensificação de efeitos de supressão do processo de nucleação.

Figura 5.46 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Figura 5.47 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $G=800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $Q_{\text{elet}}=40,5 \text{ W}$.

Figura 5.48 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para o fluido R245fa com $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=40,5 \text{ W}$.

A Fig. 5.49 ilustra o efeito do fluido na FFT do sinal de temperatura na saída do dissipador de calor. Verifica-se que o R134a apresenta frequência de oscilação superior e o R407C apresenta frequência inferior aos demais. Especula-se que tal cenário está relacionado ao fato do R407C apresentar para uma temperatura de saturação de 25 °C a menor relação de volume específico vapor/líquido e o maior calor latente de vaporização resultando numa velocidade inferior de crescimento de bolha em condições confinadas. Portanto o R407C é o fluido com menos instabilidades térmicas no escoamento bifásico entre os 3 fluidos, gerando assim a menor perda de pressão como já demonstrado anteriormente. Soma-se a isto o fato do R407C apresentar tensão superficial inferior o que reduz as forças de retenção das bolhas junto à superfície facilitando o desprendimento minimizando efeitos de instabilidade térmica.

Figura 5.49 – FFT do sinal normalizado da temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador para os fluidos R245fa, R407C e R134a, respectivamente, $G=1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5 \text{ °C}$ e $Q_{\text{elet}}=40,5 \text{ W}$.

5.3. Análise experimental da orientação do dissipador em seu desempenho

Este item apresenta uma análise de resultados experimentais levantados com o fluido R245fa para o dissipador de calor segundo três orientações distintas. As orientações utilizadas encontram-se ilustradas no Capítulo 3, Figs. 4.14 a 4.16, e consistem na face inferior do dissipador orientada horizontalmente (PH), verticalmente com os microcanais posicionados horizontalmente (PVH); e verticalmente com escoamento ascendente (PVA).

5.3.1. Curvas de ebulição

As curvas de ebulição para a orientação horizontal (PH) encontram-se no item 5.2.1 e desta forma não serão repetidas, entretanto os comportamentos observados serão indicados. As Figs. 5.50 a 5.53 ilustram curvas de ebulição para o dissipador de calor orientado nas configurações PVH e PVA, respectivamente.

Figura 5.50 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVH com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.51 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVH com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 800 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.52 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVA com $T_{\text{sat}}=31$ °C e $G=$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.53 – Curva de ebulição para o R245fa com o dissipador orientado segundo a configuração PVA com $T_{\text{sat}}=31$ °C e $G=$ a) 800 e b) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Para as orientações PVA e PVH verificam-se comportamentos semelhantes aos observados para a face inferior do dissipador orientada horizontalmente (PH), isto é a curva de ebulição se desloca para a esquerda com a redução do grau de subresfriamento. Além disso, sob condições de incremento gradual do fluxo de calor (I), um grau de superaquecimento mínimo é necessário para o início processo de ebulição. Nota-se também que as curvas de ebulição obtidas para diferentes graus de subresfriamento na câmara de entrada tendem a convergir com o aumento do superaquecimento da parede. Uma descontinuidade na curva de ebulição antes do estabelecimento da nucleação de vapor ao longo dos microcanais também foi observada e está relacionada a evaporação do fluido no câmara de saída.

As Figs. 5.54 a 5.56 ilustram comparações entre as curvas de ebulição para as orientações PH, PVH e PVA incluindo apenas resultados obtidos com a redução progressiva do fluxo de calor.

Figura 5.54 – Efeito da orientação do dissipador sobre as curvas de ebulição para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31$ $^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5$ $^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600 e c) 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.55 – Efeito da orientação do dissipador sobre as curvas de ebulição para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31$ $^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5$ $^{\circ}\text{C}$ e $G=1000$ $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.56 – Efeito da orientação do dissipador sobre as curvas de ebulição para o R245fa com $T_{sat}=31^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{sub} = 10^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 400, b) 600 e c) 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Segundo a Fig. 5.54 para velocidades mássicas de 400 e 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$ e grau de subresfriamento de 5°C as curvas de ebulição para as 3 orientações são similares. Entretanto para velocidades de 800 e 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$, conforme Figs. 5.54c e 5.55, a orientação PH apresenta um desempenho superior as demais caracterizado pela dissipação de um fluxo de calor superior para um mesmo superaquecimento da superfície. Já para o grau de subresfriamento de 10°C nota-se na Fig. 5.56 que para velocidade de 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ a orientação PVA apresenta desempenho superior, no entanto, com a elevação da velocidade mássica a orientação PH passa a apresentar uma melhora relativa em seu desempenho o qual para velocidades mássicas iguais a 600 e 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$ torna-se superior as demais orientações.

5.3.2. Coeficiente de transferência de calor e perda de pressão

As Figs. 5.57 a 5.59 ilustram comparações de desempenho para as distintas orientações através da variação do CTC médio em função do título de vapor médio.

Figura 5.57 – Efeito da orientação do dissipador sobre o CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}} = 31^\circ\text{C}$ e $G = \text{a) } 400, \text{ b) } 600, \text{ c) } 800 \text{ e d) } 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.58 – Efeito da orientação do dissipador sobre o CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}} = 31^\circ\text{C}$ e $G = \text{a) } 400 \text{ e b) } 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.59 – Efeito da orientação do dissipador sobre o CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31^{\circ}\text{C}$ e $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$.

Para velocidades mássicas de 400 e 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$ e grau de subresfriamento de 5 $^{\circ}\text{C}$ observa-se um efeito desprezível da orientação do dissipador no coeficiente de transferência de calor. Entretanto para velocidades mássicas de 800 e 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$ a orientação PH proporciona coeficientes de transferência de calor superiores. Tal resultado decorre da má distribuição do escoamento para orientação PVH em velocidades mássicas elevadas, caracterizada pelo escoamento de líquido apenas nos canais próximos ao canal de alimentação. No caso da configuração PVA constata-se a redução da região com vapor em relação à configuração PH. Especula-se que tal comportamento está relacionado ao efeito das forças gravitacionais que facilitam a eliminação do vapor na região dos canais para o caso do escoamento vertical ascendente.

Para grau de subresfriamento de 10 $^{\circ}\text{C}$ nota-se que para velocidade mássica de 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ a orientação PVA apresenta desempenho superior, entretanto com o aumento da velocidade mássica, a orientação PH passa a proporcionar desempenho superior cuja diferença se acentua com o incremento da velocidade mássica.

As Figs. 5.60 e 5.61 ilustram o efeito combinado no CTC da orientação do dissipador, da variação do grau de subresfriamento na câmara de entrada e da velocidade mássica. Para fluxo de calor fixo e apenas escoamento monofásico nos microcanais, observa-se coeficientes de transferência de calor médio superiores para a orientação PH. Tal resultado decorre da má distribuição do fluido para as orientações PVH e PVA resultante de interações entre a geometria das câmaras e efeitos gravitacionais.

Para condições em que a ebulição convectiva se verifica ao longo dos microcanais, o coeficiente de transferência de calor aumenta com a redução da velocidade da massa e do grau de subresfriamento líquido independentemente da orientação do dissipador. De acordo com as Figs. 5.60 e 5.61, de uma maneira geral a orientação PH fornece um desempenho superior as demais orientações. Entretanto, tal diferença torna-se marginal com a redução da velocidade mássica e do grau de subresfriamento do líquido.

Figura 5.60 – Efeito da orientação do dissipador com o aumento do grau de subresfriamento no CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G=$ a) 600 e b) 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.61 – Efeito da orientação do dissipador com o aumento da velocidade no CTC médio para o R245fa com $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

As Figs. 5.62 a 5.64 ilustram o efeito da orientação do dissipador de calor na perda de pressão total em função do título de vapor médio.

Figura 5.62 – Efeito da orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{sat} = 31^\circ\text{C}$ e $G =$ a) 400, b) 600, c) 800 e d) 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.63 – Efeito da orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{sat} = 31^\circ\text{C}$ e $G =$ a) 400 e b) 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.64 – Efeito da orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{sat} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G = 800\text{ kg/m}^2\text{s}$.

Observa-se, para um valor fixo do título de vapor médio, perdas de pressão inferiores para a orientação PVA independente da velocidade mássica e do grau de subresfriamento. Já, a orientação PVH apresentou perdas de pressão superiores às demais configurações. Tal resultado está relacionado a efeito de má distribuição do escoamento acentuados para a orientação PVH, de forma que nos microcanais próximos ao canal de alimentação escoam apenas líquido. Soma-se a isto a presença do escoamento reverso com maior intensidade para as orientações PH e PVH. Para a orientação PVA a presença de escoamento reverso é menos intensa, e especula-se que este comportamento é devido às forças gravitacionais que facilitam a eliminação do vapor. Para velocidade mássica de $400\text{ kg/m}^2\text{s}$ e grau de subresfriamento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ observou-se valores de perda de pressão similares para as orientações PH e PVH.

As Figs. 5.65 e 5.66 ilustram a influência na perda de pressão da interação entre efeitos da variação do grau de subresfriamento e da velocidade mássica com a orientação do dissipador. Para um mesmo título de vapor médio, verifica-se nestas figuras que o aumento da velocidade mássica proporciona um incremento na diferença das perdas de pressão entre as orientações. Por outro lado o incremento do grau de subresfriamento aproxima o desempenho das diferentes orientações quanto a perda de pressão. Isso se deve ao fato do incremento da velocidade mássica favorecer a má distribuição do fluido para a orientação PVH e elevar as instabilidades térmicas presentes nas orientações PVH e PH. O incremento no grau de subresfriamento na entrada do dissipador promove a redução da parcela do comprimento dos canais sob efeitos de ebulição convectiva.

Figura 5.65 – Efeito do grau de subresfriamento com a orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{sat} = 31 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $G =$ a) 400, b) 600, c) 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.66 – Efeito da velocidade mássica com a orientação do dissipador sobre a perda de pressão para o R245fa com $T_{sa} = 31 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{sub} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Portanto, conclui-se a partir da análise apresentada que o dissipador segundo a orientação PH fornece coeficientes de transferência de calor superiores

aos observados para as demais orientações. Além disso, o dissipador segundo a orientação PVA proporciona perdas de pressão inferiores as orientações PH e PVH.

5.3.3. Efeito da orientação nas oscilações do escoamento bifásico

A Fig. 5.67 ilustra oscilações no sinal de temperatura na câmara de saída para as três orientações do dissipador analisada neste estudo em condições experimentais similares.

Figura 5.67 – Oscilações do sinal de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{sat}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{sub}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{elet}=36\text{ W}$.

As Figs. 5.68 a 5.70 apresentam a FTT no domínio da frequência do sinal de temperatura do termopar localizado na saída do dissipador de calor.

Figura 5.68 – FFT do sinal normalizado de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{sat}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=800\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{sub}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{elet}=36\text{ W}$.

Figura 5.69 – FFT do sinal normalizado de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=1000\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=36\text{ W}$.

Figura 5.70 – FFT do sinal normalizado de temperatura do fluido na câmara de saída do dissipador em diferentes orientações para o R245fa, $T_{\text{sat}}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=1000\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $Q_{\text{elet}}=36\text{ W}$.

Observa-se que para condições experimentais similares, a orientação PVA apresenta frequências de oscilações inferiores as demais. Já as frequências de oscilação das orientações PH e PVH são próximas. Já, os efeitos do grau de subresfriamento e da velocidade mássica na frequência das oscilações para o dissipador segundo a orientação PVA foi apenas marginal. No caso das orientações PH e PVH a redução do grau de subresfriamento e o incremento da velocidade mássica proporcionam um aumento na frequência de oscilação.

Constata-se que o aumento da velocidade mássica proporciona o incremento da frequência de oscilações para as orientações PH e PVH. Embora não ilustrado, comportamento similar se verifica para a amplitude das oscilações. Por

outro lado o incremento do grau de subresfriamento proporciona a redução na frequência de oscilação para as orientações PH e PVH.

5.3.4. Visualizações do escoamento

Neste item são descritas imagens do escoamento obtidas com uma câmera de alta velocidade para o fluido R245fa com o dissipador de calor segundo as orientações PVH e PVA. Através da análise destas imagens é possível interpretar e discutir comportamentos observados para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão e da relação destes, com efeitos de orientação do dissipador, instabilidade térmica e de não uniformidade na distribuição do fluido refrigerante.

A Fig. 5.71 ilustra a curva de ebulição obtida para o refrigerante R245fa segundo a orientação PVH. Nela são identificados os dados através de círculos correspondentes as condições experimentais em que as imagens das Figs. 5.72 a 5.77 foram obtidas. Os números indicados na curva de ebulição correspondem aos números indicado na legenda das Figs. 5.72 a 5.77.

Figura 5.71 – Curva de ebulição para o fluido R245fa com $T_{sat} = 31$ °C, velocidade mássica de $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{sub}=5$ °C.

As Figs. 5.72 a 5.77 ilustram as imagens do escoamento durante o processo de incremento e decréscimo progressivos do fluxo de calor.

Figura 5.72 – **(1)** Imagens do escoamento antes do início da ebulição do fluido R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.

Figura 5.73 – **(2)** Imagem do escoamento antes do início da ebulição na câmara de saída do fluido R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.

Figura 5.74 – **(3)** Imagens do escoamento com ebulição apenas na câmara de saída do fluido R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.

Figura 5.75 – (4) Imagens do escoamento com ebulição nos microcanais do fluido R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidades de captura até 5000 quadros/s.

Figura 5.76 – (5) Imagens do escoamento com ebulição nos microcanais sob decréscimo gradual do fluxo de calor para o R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidade de captura até 5000 quadros/s.

Figura 5.77 – (6) Imagens do escoamento com ebulição nos microcanais sob decréscimo gradual do fluxo de calor para o R245fa com $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 600\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e velocidade de captura até 5000 quadros/s.

Na imagem (1), correspondente a Fig. 5.72, o escoamento na câmara de saída encontra-se monofásico, nela nota-se o fluxo de líquido na saída dos microcanais como resultado de refração devido a variações na densidade do fluido proporcionada por gradientes de temperatura no refrigerante. Na imagem (2), indicada na Fig. 5.73, o escoamento se mantém monofásico apesar do fluxo de calor superior. A imagem (3), correspondente a Fig. 5.74, foi obtida após um aumento marginal do fluxo de calor a partir da condição experimental referente a imagem 2. Na Fig. 5.74 observa-se o fenômeno da ebulição apenas na câmara de saída cujo início é responsável pelo drástico aumento no superaquecimento da superfície entre as condições 2 e 3. Este fenômeno coincide com a geração de vapor na região de saída dos canais provavelmente relacionada a combinação de um estado meta-estável e uma elevada perda de pressão local gerada pela expansão do fluido na saída dos microcanais.

A imagem (4) correspondente a Fig. 5.75 ilustra o escoamento para um fluxo de calor superior ao ONB e desta forma com escoamento bifásico ao longo dos microcanais. As imagens 5 e 6 indicadas nas Figs. 5.76 e 5.77 ilustram o escoamento bifásico na região terminal dos microcanais e na câmara de saída. Nelas constata-se que a fração de vazio e a dimensão das bolhas na região da câmara se elevam com o aumento do fluxo de calor.

Para identificação dos padrões de escoamento no dissipador foram analisadas imagens do escoamento similares as Figs. 5.78 e 5.79. Verificou-se a presença basicamente dos padrões bolhas e bolhas alongadas, e raramente observou-se o padrão anular, neste caso apenas nas regiões terminais dos microcanais localizados próximos ao canal de drenagem do dissipador.

Figura 5.78 – Padrões de escoamento, bolhas e bolhas alongadas.

Figura 5.79 – Padrão de escoamento anular.

Imagens do escoamento ilustraram a presença do fluxo reverso responsável pela degradação do coeficiente de transferência de calor e aumento da perda de pressão. A Fig. 5.80 ilustra o crescimento de bolhas na câmara de entrada devido ao fluxo reverso.

Figura 5.80 – Imagens do escoamento para identificação do fluxo reverso na câmara de entrada.

Em relação à orientação, verificou-se nas imagens capturadas, conforme ilustrado Fig. 5.81, que o dissipador de calor na posição PVH apresenta uma distribuição não uniforme de padrões de escoamento com os microcanais superiores próximos ao canal de alimentação apresentando o escoamento de bolhas, por outro lado nos canais inferiores verifica-se a presença de bolhas alongadas e escoamento anular e esta não uniformidade parece prejudicar a transferência de calor. Além disso, o dissipador de calor na posição PVH apresentou escoamentos reversos mais intensos, explicando perdas de pressão superiores para esta orientação.

Figura 5.81 – Imagens do escoamento para o dissipador na posição PVH.

Para o dissipador de calor na posição PVA, conforme ilustrado na Fig. 5.82 e 5.83, verifica-se uma distribuição mais uniforme dos padrões de escoamento entre os microcanais, além disso, a presença do fluxo reverso é rara, proporcionando coeficiente de transferência de calor superiores a configuração PVH e perda de pressão inferiores as orientações PH e PVH. Porém para escoamento ascendente especula-se a redução de efeitos convectivos, devido a ocorrência de bolhas com dimensões inferiores e a redução da região com escoamento anular.

Figura 5.82 – Imagens do escoamento para o dissipador na posição PVA.

Figura 5.83 – Imagens do escoamento para o dissipador na posição PVA.

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este estudo tratou-se de uma análise teórico-experimental do desempenho de um dissipador de calor baseado na ebulição convectiva no interior de microcanais paralelos. Inicialmente efetuou-se uma extensa revisão da literatura. Adaptações no aparato experimental foram realizadas com o objetivo de reduzir erros e perdas de calor no sistema, e permitir ensaios para o dissipador segundo distintas orientações. Dados experimentais para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão durante a ebulição convectiva dos fluidos refrigerantes R407C e R245fa foram levantados. Resultados foram obtidos para distintas orientações da superfície inferior do dissipador. Estes dados foram criteriosamente analisados e comparados a métodos de previsão disponíveis na literatura. Com base nos resultados deste estudo o presente capítulo descreve suas conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

6.1. Conclusões

As principais conclusões levantadas neste estudo são:

- O fator de atrito tipo Fanning e o número de Nusselt médio experimental para escoamento monofásico para números de Reynolds entre 200 e 1300 apresentaram valores próximos aos estimados pelos métodos de previsão propostos para escoamento laminar e para região de desenvolvimento simultâneo. Especula-se que o fato dos resultados experimentais serem sempre superiores aos valores estimados por métodos descritos na revisão bibliográfica pode estar relacionado a efeitos de entrada e saída e a elevada rugosidade relativa não capturada pelos métodos devido a estes serem elaborados para canal convencional;
- Para o escoamento monofásico, a perda de pressão e o coeficiente de transferência de calor médio se elevam com o aumento da velocidade mássica. Já, o incremento do fluxo de calor não causa alterações significativas na perda de pressão e no coeficiente de transferência de calor;

- Sob condições de escoamento monofásico, a perda de pressão e o coeficiente de transferência de calor não apresentam efeitos significativos do aumento do grau de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador;
- Durante os experimentos realizados verificou-se condições com evaporação do fluido apenas na câmara de saída para o refrigerante R245fa. Tal fenômeno ocorreu na ausência de ebulição nos microcanais e especula-se estar relacionado ao processo de expansão na saída dos microcanais e uma perda de pressão localizada;
- Para a curva de ebulição obtida com o incremento progressivo do fluxo de calor, observa-se a necessidade de um superaquecimento mínimo para que ocorra o início da ebulição. Este superaquecimento mínimo decresce de acordo com a seguinte ordem de refrigerantes R245fa, R134a e R407C;
- Em condições de ebulição convectiva, para um superaquecimento médio na parede fixo, o fluxo de calor dissipado aumenta com a redução da velocidade mássica e do grau de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador. Para um mesmo superaquecimento da superfície, fluxos de calor superiores são observados para o R134a seguido pelo R245fa e R407C;
- Em condições em que se verificam efeitos de ebulição em parcela do dissipador e para um fluxo de calor fixo, o coeficiente de transferência de calor médio eleva-se com a redução da velocidade mássica e do grau de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador. Tais comportamentos estão relacionados ao incremento da parcela do dissipador sob condições de escoamento bifásico, caracterizada por coeficientes de transferência de calor locais superiores ao observados em condições monofásicas;
- Para o dissipador de calor sob ebulição convectiva, fixando o título de vapor médio, o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão se elevam com o incremento da velocidade mássica e do grau de subresfriamento do fluido na entrada da seção de testes;
- Para títulos de vapor médio acima de -0,015, o fluido R134a apresenta coeficiente de transferência de calor superior aos demais fluidos e o R245fa superior ao R407C. Tal comportamento se justifica considerando que o coeficiente de transferência de calor em ebulição convectiva é dado pela superposição de efeitos convectivos e de ebulição nucleada. Em condições de título de vapor reduzido,

efeitos de ebulição em piscina são predominantes. Os resultados experimentais concordam qualitativamente com a correlação de Cooper (1984) para ebulição nucleada, segundo a qual o fluido R134a apresenta coeficiente de transferência de calor para ebulição em piscina superior aos demais. Além disso, verifica-se que o R245fa apresenta um volume específico superior aos demais refrigerantes proporcionando efeitos convectivos superiores apresentando assim coeficientes de transferência de calor próximos ao R134a;

- Sob condições de ebulição convectiva, as frequências e amplitudes de oscilações no sinal de temperatura na saída do dissipador de calor aumentam com a redução do grau de subresfriamento e o incremento da velocidade mássica;

- Em escoamento bifásico, o fluido refrigerante R134a apresenta frequências e amplitudes de oscilação superiores aos demais fluidos. Já o R407C apresenta frequências e amplitudes de oscilações inferiores. Tais comportamentos estão relacionados ao fato do fluido R407C apresentar a menor razão de volume específico vapor/líquido, tensões superficiais inferiores e maior calor latente de vaporização implicando na redução da velocidade de crescimento da bolha e seu diâmetro de desprendimento;

- Os métodos avaliados para a previsão da perda de pressão durante condições de ebulição convectiva não proporcionaram previsões satisfatórias dos dados experimentais. O método de Lockhart e Martinelli (1949) apresentou os melhores resultados, entretanto, prevendo apenas 23,9% dos dados experimentais globais com erro inferior a 30%. Tal resultado está relacionado não apenas à imprecisão dos modelos, mas também à ocorrência de instabilidades térmicas, efeitos de perda de pressão locais que não são capturados adequadamente pelo método de regressão de dados. Colabora também para este resultado uma rugosidade relativa elevada não incorporada aos métodos de previsão;

- Os métodos avaliados para o coeficiente de transferência de calor não proporcionaram previsões suficientemente adequada dos dados experimentais. A correlação de Bertsch et al.(2009) e Liu e Winterton (1991) para o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva, as quais se baseiam na superposição de efeitos de ebulição nucleada e convecção forçada, proporcionaram as melhores previsões dos dados globais levantados no presente estudo, proporcionando erros médios absolutos de 32 e 25%, respectivamente, além disso previram 58 e 62% dos dados experimentais com erro inferior a 30%.

- A correlação de Warrier et al. (2002) e o modelo de 3-Zonas de Thome et al. (2004) capturam as tendências dos resultados incluindo o aumento brando do coeficiente de transferência de calor com a elevação do título de vapor médio. O método de Bertsch et al. (2009) também capturou satisfatoriamente as tendências dos resultados experimentais para condições de títulos de vapor na saída superiores a 0,05;

- Sob condições de ebulição convectiva, velocidades mássicas de 400 e 600 kg/m²s e grau de subresfriamento de 5 °C houve uma variação desprezível no coeficiente de transferência de calor para as diferentes orientações do dissipador. Para velocidades mássicas de 800 e 1000 kg/m²s a orientação PH apresentou coeficientes de transferência de calor superiores as demais;

- O coeficiente de transferência de calor aumenta com a redução da velocidade da mássica e do grau de subresfriamento do líquido independentemente da orientação do dissipador. A diferença entre as orientações para o coeficiente de transferência de calor torna-se marginal com a redução da velocidade mássica e do grau de subresfriamento do líquido;

- Para um mesmo título de vapor médio, a orientação PVA apresentou perdas de pressão inferiores, e a orientação PVH apresentou perdas de pressão superiores. Tal comportamento ocorre devido à má distribuição do escoamento para a orientação PVH de forma que escoo líquido apenas através dos microcanais próximos ao canal de alimentação. Além disso, efeitos de escoamento reverso se intensificam para as orientações PH e PVH;

- Com a presença de escoamento bifásico, as diferenças entre as perdas de pressão para diferentes orientações se elevam com o incremento da velocidade mássica, porém estas diferenças decrescem com o incremento do grau de subresfriamento do líquido na câmara de entrada;

- Em condições nas quais a ebulição convectiva se verifica ao longo dos canais, oscilações no escoamento indicadas pelo sinal de temperatura do termopar localizado na câmara de saída do dissipador de calor apresentam frequências de oscilações inferiores as demais para orientação PVA. Além disso, para o dissipador segundo esta orientação, verificam-se variações apenas marginais na frequência de oscilação ao incrementar a velocidade mássica e o grau de subresfriamento do líquido na entrada do dissipador. Por outro lado, para as orientações PH e PVH a

redução do grau de subresfriamento e o incremento da velocidade mássica proporcionam o aumento da frequência das oscilações;

- Imagens do escoamento obtidas com uma câmera de alta velocidade revelaram características do fluxo de líquido através da saída dos microcanais em condições de escoamento monofásico e a ebulição prematura apenas na câmara de saída para o refrigerante R245fa;

- A partir das imagens do escoamento bifásico verificou-se a predominância do escoamento segundo os padrões bolhas e bolhas alongadas. Observou-se raramente o padrão anular e quando verificado ele ocorreu apenas nos microcanais próximos ao canal de saída do dissipador. Constatou-se também a partir das imagens a presença do fluxo reverso relacionado a degradação do coeficiente de transferência de calor e aumento da perda de pressão no dissipador de calor;

- As imagens do escoamento permitiram também constatar que o dissipador segundo a orientação PVH apresenta uma distribuição não uniforme dos padrões de escoamento e escoamento reverso mais intenso. Tais comportamentos justificam os valores de perda de pressão para orientação PVH superiores as demais. A orientação PVA apresentou maior uniformidade na distribuição de padrões de escoamento e ausência do fluxo reverso proporcionando coeficiente de transferência de calor superiores a configuração PVH e perda de pressão inferiores as orientações PH e PVH.

6.2. Recomendações para trabalhos futuros

Com base no estudo realizado envolvendo a análise da literatura e dos resultados experimentais propõe-se os seguintes tópicos para investigação em trabalhos futuros:

- Ampliação do banco de dados para velocidades mássicas e fluxos de calores superiores aos avaliados neste estudo;
- Avaliação do desempenho de fluidos naturais que poderiam vir a substituir os refrigerantes analisados no presente estudo, os quais apresentam impacto elevado no aquecimento global;
- Estudo da ebulição convectiva para diferentes geometrias da seção transversal envolvendo microcanais circulares e triangulares de forma a ampliar o

banco de dados experimental para dissipadores de calor e avaliar o desempenho destas geometrias;

- Avaliação experimental e aperfeiçoamento das geometrias das câmaras visando a redução de efeitos de instabilidades e uma melhor distribuição do fluido refrigerante;
- Avaliação numérica dos efeitos de entrada do fluido nos microcanais e da rugosidade relativa no coeficiente de transferência de calor e na perda de pressão;
- Avaliação da rugosidade e análise de erro das dimensões dos microcanais;
- Avaliação e desenvolvimento de técnicas como a utilização de orifícios na entrada de cada microcanal ou a utilização de um piezoelétrico para a redução de efeitos de fluxo reverso relacionados a instabilidades durante o escoamento bifásico;
- Levantamento do perfil de temperaturas no dissipador de calor através de termometria de infravermelho com elevada taxa de aquisição de imagens, visando identificar taxas de transferência de calor locais cujos resultados são fundamentais ao desenvolvimento de dissipadores de maior desempenho.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

AGOSTINI, B. e THOME, J. R. Comparison of an extended database of flow boiling heat transfer coefficient in multi-microchannel elements with the three-zone model. Em: **ECI International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow in Microscale**, Castelveccchio Pascoli, Itália, 2005.

AGOSTINI, B., REVELLION, R., THOME, J. R., FABBRI, M., MICHEL, B., CALMI, D. e KLOTTER, U. High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels - Part III: Saturated critical heat flux of R236fa and two-phase pressure drops. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 51, p. 5426–5442, 2008c. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.005.

AGOSTINI, B.; THOME, J. R.; FABBRI, M.; MICHEL, B.; CALMI, D.; KLOTTER, U. High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels - Part I: Heat transfer characteristics of refrigerant R236fa. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 51, p. 5400–5414, 2008a. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.006.

AGOSTINI, B.; THOME, J. R.; FABBRI, M.; MICHEL, B.; CALMI, D.; KLOTTER, U. High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels - Part II: Heat transfer characteristics of refrigerant R245fa. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 51, p. 5415–5425, 2008b. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.007.

APARECIDO, J. B. e COTTA, R. M. Thermally developing laminar flow inside rectangular ducts. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 33, p. 341–347, 1990.

ARCANJO, A. A.; TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Evaluation of flow patterns and elongated bubble characteristics during the flow boiling of halocarbon refrigerant in micro-scale channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 34, p. 766–775, 2010.

BARNEA, D., SHOHAM, O., TAITEL, Y. E DUKLER, A. E. Flow pattern in horizontal and vertical two-phase flow in small diameter pipes. **J. Chemical Engineering**, vol. 61, p. 617–620, 1983.

BAVIERE, R. **Etude de l'hydrodynamique et des transferts de chaleur dans des microcanaux**. Grenoble: Université Grenoble I - Joseph Fourier, 2005. 191 p. Tese e doutorado em Mecânica dos fluidos e transferência de calor.

BERTSCH, S. S.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 52, p. 2110–2118, 2009. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022.

BERTSCH, S. S.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V. Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 51, p. 4775–4787, 2008. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.01.026.

BOGOJEVIC, D.; SEFIANE, K.; WALTON, A. J.; LIN, H.; CUMMINS, G. Two-phase flow instabilities in a silicon microchannels heat sink. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 30, p. 854–867, 2009. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.03.013.

CAREY, V.P. **Liquid-vapor phase-change phenomena**. 2° Edição. Taylor & Francis. New York, 2008.

CELATA, G. P. Single- and two-phase flow heat transfer in micropipes. Em: **5th European Thermal-Sciences Conference**, p. 1–15, Netherlands, 2008.

CHANG, K. H.; PAN, C. Two-phase flow instability for boiling in a microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 50, p. 2078–2088, 2007. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.11.014.

CHEN, J. C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. **I&EC process design and development**, vol. 5, p. 323–329, 1966.

CHEN, T.; GARIMELLA, S. V. Measurements and high-speed visualizations of flow boiling of a dielectric fluid in a silicon microchannel heat sink. **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 32, p. 957–971, 2006. doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2006.03.002.

CHEN, W. L.; TSENG, F.G.; PAN, C. Boiling heat transfer and pressure drop in silicon-based micro-channels, Em: **Proc. of pacific Rim Workshop on Transducers and Micro/Nano Technologies**, p. 307–310, Xiaman, China, 2002,

CHEN, Y.; CHENG, P. An experimental investigation on the thermal efficiency of fractal tree-like microchannel nets. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 32, p. 931–938, 2005. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.02.001.

CHISHOLM, D. A theoretical basis for the Lockhart-Martinell correlation flow for two-phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 10, p. 1767–1778, 1967.

CHURCHILL, S. W. Friction factor equations spans all fluid-flow regimes. **Chemical Engineering (New York)**, vol. 84, p. 91–92, 1977.

CICCHITTI, A.; LOMBARDI, C.; SILVESTRI, M.; SOLDAINI, G.; ZAVATTARELLI, R. Two-phase cooling experiments-pressure drop, heat transfer and burnout measurements. **Energia Nucleare**, vol. 7, p. 407–425, 1960.

CIONCOLINI, A.; THOME, J.R. Algebraic turbulence modeling in adiabatic and evaporating annular two-phase flow, **International Journal of Heat Fluid Flow**, vol. 32, p. 805–817, 2011.

COLEMAN, J. W.; GARIMELLA, S. Characterization of two-phase flow patterns in small diameter round and rectangular tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 42, p. 2869–2881, 1999. doi: 10.1016/S0017-9310(98)00362-7.

COLGAN, E. G.; FURMAN, B.; GAYNES, M.; LABIANCA, N.; MAGERLEIN, J.H.; POLASTRE, R.; BEZAMA, R.; MARSTON, K.; SCHMIDT, R. High Performance and Subambient Silicon Microchannel Cooling. **Journal of Heat Transfer (ASME)**, vol. 129, p. 1046–1051, 2007. doi: 10.1115/1.2724850.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3^o Edição. MCGRAW-HILL, 1998. 644 p.

COOPER, M. G. Saturation nucleate boiling, a simple correlation. Em: **1st UK National Conference on Heat Transfer**, Florianópolis, Brasil. vol. 2, p. 785–793, 1984.

COSTA-PATRY, E.; OLIVIER, J.; MICHEL, B.; THOME, J. R. Two-phase flow of refrigerants in 85µm-wide multi-microchannels: Part II – Heat transfer with 35 local heaters. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 32, p. 464–476, 2011b. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.01.006.

COSTA-PATRY, E.; OLIVIER, J.; NICHITA, B. A.; MICHEL, B.; THOME, J. R. Two-phase flow of refrigerants in 85µm-wide multi-microchannels: Part I – Pressure drop. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 32, p. 451–463, 2011a. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.01.005.

COSTA-PATRY, E.; OLIVIER, J.; THOME, J.R., Heat transfer characteristics in a copper micro-evaporator and flow pattern-based prediction method for flow boiling in microchannels, **Frontiers in Heat and Mass Transfer**, vol. 3, p.1–14, 2012.

CULLION, R.; PENCE, D.; LIBURDY, J.; NARAYANAN, V. Void Fraction Variations in a Fractal-Like Branching Microchannel Network. **Heat Transfer Engineering**, vol. 28, p. 806–816, 2007. doi: 10.1080/01457630701378184.

CUTA, J.M.; MCDONALD, C.E.; SHEKARRIZ, A. Forced convection heat transfer in parallel channel array microchannel heat exchanger. Em: **Advances in Energy Efficiency, Heat/Mass Transfer Enhancement, ASME-PID, 2/HTD**, vol. 338, p. 17–23, 1996.

DA SILVA, J. D. **Estudo teórico-experimental da perda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares**. 2012. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2012. 170 p. Dissertação de mestrado em transferência de calor.

DANIELS, B. J.; LIBURDY, J. A.; PENCE, D. V. Experimental studies of adiabatic flow boiling in fractal-like branching microchannels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 35, p. 1–10, 2011. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.07.016.

DARABI, J.; OHADI, M. M.; DEVOE, D. An electrohydrodynamic polarization micropump for electronic cooling. **Journal of Microelectromechanical Systems**, 2001, vol. 10, p. 98–106. doi: 10.1109/84.911097.

DITTUS, F.W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. **Publication Engineering, University of California**, vol. 2, p. 443–461, 1930.

DO NASCIMENTO, F. J. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e da perda de pressão em um dissipador de calor baseado em microcanais**. 2012. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2012. 145 p. Dissertação de mestrado em transferência de calor.

ELECTRONIC COMPUTERS WITHIN THE ORDNANCE CORPS. **Monografia histórica**. Disponível em: <<http://ed-thelen.org/comp-hist/U-S-Ord-61.html>>. Acesso em: 3 jul. 2012.

FELCAR, H. O. M., RIBATSKI, G. e JABARDO, J. M. S. A gas-liquid flow pattern predictive method for macro and mini-scale round channels. Em: **10th UK Heat Transfer Conference**, p. 1–12, Edinburgh, Scotland, 2007.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. **International Chemical Engineering**, vol. 16, p. 359–368, 1976.

GRECO, A. Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 51, p. 896–909, 2008.

HARIRCHIAN, T.; GARIMELLA, S. V. A comprehensive flow regime map for microchannel flow boiling with quantitative transition criteria. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 53, p. 2694–2702, 2010. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.039.

HARIRCHIAN, T.; GARIMELLA, S. V. Effects of channel dimension, heat flux, and mass flux on flow boiling regimes in microchannels. **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 35, p. 349–362, 2009. doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2009.01.003.

HARIRCHIAN, T.; GARIMELLA, S. V. Flow regime-based modeling of heat transfer and pressure drop in microchannel flow boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 55, p. 1246–1260, 2012. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.024.

HETSRONI, G.; MOSYAK, A.; POGREBNYAK, E.; SEGAL, Z. Explosive boiling of water in parallel micro-channels. **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 31, p. 371–392, 2005. doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2005.01.003.

HETSRONI, G.; MOSYAK, A.; SEGAL, Z.; ZISKIND, G. A uniform temperature heat sink for cooling of electronic devices. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 45, p. 3275–3286, 2002. doi: 10.1016/S0017-9310(02)00048-0.

HU, X.; LIN, G.; CAI, Y.; WEN, D. Experimental study of flow boiling of FC-72 in parallel minichannels under sub-atmospheric pressure. **Applied Thermal Engineering**, 2011 vol. 31, p. 3839–3853. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.07.032.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6° ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 996 p.

INTEL, C. **Products Datasheet**. Disponível em: <<http://ark.intel.com/>>. Acesso em: 16 fev. 2012.

JASSIM, E.; NEWELL, T. Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol 49, p. 2446–2457, 2006.

KAEW-ON, J.; SAKAMATAPAN, K.; WONGWISES, S. Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 35, p. 364–374, 2011. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.10.007.

KANDLIKAR, S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. **Journal of Heat Transfer (ASME)**, vol. 112, p. 219–228, 1990.

KANDLIKAR, S. G. Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels. **ASME Journal Heat Transfer**, vol. 126, p. 8–16, 2004.

KANDLIKAR, S. G. Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 49, n. 7, p. 1073–1085, 2010. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.016.

KANDLIKAR, S. G.; BALASUBRAMANIAN, P. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. **Heat Transfer Engineering**, vol. 25, p. 86–93, 2004. doi: 10.1080/01457630490280425.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology. **Heat Transfer Engineering**, vol. 24, n. 1, p. 3–17, 2003. doi: 10.1080/01457630390116077.

KANDLIKAR, S.G.; BALASUBRAMANIAN, P. An experimental study on the effect of gravitational orientation on flow boiling of water in 1054 x 197 μ m parallel minichannels. **Journal of Heat Transactions – T ASME**, vol. 127, p. 820–829, 2005.

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

KATTAN, N.; THOME, J.R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 – Development of a diabatic two-phase flow pattern map. **ASME Journal of Heat Transfer**, vol. 120, p.140–147, 1998. doi: 10.1115/1.2830037.

KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E. **Convective Heat and Mass Transfer**. McGraw-Hill, New York, 1993.

KEW, P. A.; CORNWELL, K. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. **Applied Thermal Engineering**, vol. 17, p. 705–715, 1997. doi: 10.1016/S1359-4311(96)00071-3.

KONRAD ZUSE. **Bibliografia de Konrad Zuze**. Disponível em: <<http://ei.cs.vt.edu/~history/Zuse.html>>. Acesso em: 3 jul. 2012.

KOŞAR, A.; KUO, C.-J.; PELES, Y., Suppression of boiling flow oscillations in parallel microchannels by inlet restrictors, **Journal of Heat Transfer (ASME)**, vol. 128, p.251–260, 2006. doi: 10.1115/1.2150837.

KOŞAR, A.; ÖZDEMİR, M. R.; KESKINOZ, M. Pressure drop across micro-pin heat sinks under boiling conditions. Em: **ECI International Conference on Boiling Heat Transfer**, Florianópolis, Brasil. p. 3–7, 2009.

KUO, C.-J.; PELES, Y. Local measurement of flow boiling in structured surface microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 50, p. 4513–4526, 2007. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.047.

KUO, C.-J.; PELES, Y. Pressure effects on flow boiling instabilities in parallel microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 52, p. 271–280, 2009. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.06.015.

KUTATELADZE, S. Boiling heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 4, p. 31–45, 1961.

LEE, J.; MUDAWAR, I. 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**, vol. 48, p. 941–955, 2005b. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.019.

LEE, J.; MUDAWAR, I. 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**, vol. 48, p. 928–940, 2005a. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.018.

LEE, P. C.; LI, H. Y.; PAN, C. Nucleate boiling heat transfer in silicon- based boiling channel. Em: **ASME Summer Heat Transfer Conference**, paper 2003-47220, Las Vegas, 2003.

LEE, P. C.; TSENG, F. G.; PAN, C. Bubble dynamics in microchannels, (I) single microchannel, **International Journal Heat Mass Transfer**, vol. 47, p. 5575–5589, 2004.

LEE, P.-S.; GARIMELLA, S. V.; LIU, D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 48, n. 9, p. 1688–1704, 2005. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019.

LI, H. Y.; TSENG, F. G.; PAN, C. Bubble dynamics in microchannels (II) two parallel microchannels, **International Journal Heat Mass Transfer**, vol. 47, p. 5591–5601, 2004.

LIENHARD IV, H. J.; LIENHARD V, H. J. **A heat transfer textbook**. 3^o edição. Phlogiston Press, 2008. 762p.

LIN, S.; KEW, P. A.; CORNWELL, K. Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 22, p. 703–712, 2001.

LIU, D.; GARIMELLA, S. V. Flow boiling heat transfer in microchannels. **Journal of Heat Transfer (ASME)**, vol. 129, p. 1321–1332, 2007. doi: 10.1115/1.2754944.

LIU, Z.; WINTERTON, H. S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 34, p. 2759–2766, 1991.

LOCKHART, R.C.; MARTINELLI, R.C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, vol. 45, p. 39–48, 1949.

LU, C. T.; PAN, C. Convective boiling in a parallel microchannel heat sink with a diverging cross section and artificial nucleation sites. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 35, p. 810–815, 2011. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.08.018.

MANDHANE, J.M.; GREGORY, G.A.; AZIZ, K. A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes. **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 1, p. 537–553, 1974. doi: 10.1016/0301-9322(74)90006-8.

MAURO, A. W.; THOME, J. R.; TOTO, D.; VANOLI, G. P. Saturated critical heat flux in a multi-microchannel heat sink fed by a split flow system. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 34, p. 81–92, 2010. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2009.09.005.

MEGAHED, A. Experimental investigation of flow patterns, pressure drop, and flow instability during flow boiling in a cross-linked microchannel heat sink. Em: **Proceedings of the ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting and 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels**, Montreal, Canada. p. 1–8, 2010.

MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, S. K. Fluid flow and heat transfer at micro and meso-scales with application to heat exchanger design. **Applied Mechanics Reviews**, vol. 53, p. 175–193, 2000. doi: 10.1115/1.3097347.

MORINI, G. L. Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 43, p. 631–651, 2004. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2004.01.003.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, vol. 20, p. 297–308, 1986. doi: 10.1016/0255-2701(86)80008-3.

NINO, V.; HRNJAK, P.; NEWELL, T. Two-Phase Flow Visualization of R134A in a Multiport Microchannel Tube, **Heat Transfer Engineering**, vol. 24, p. 41–52, 2003.

ONG, C. L. e THOME, J. R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1– Two-phase flow patterns and film thickness measurements. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 35, p. 37–47, 2011a. doi:10.1016/j.expthermflusci.2010.08.004.

ONG, C. L. e THOME, J. R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 2 – Flow boiling heat transfer and critical heat flux. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 35, p. 873–886, 2011b. doi:10.1016/j.expthermflusci.2010.12.003.

PARK, J. E.; THOME, J. R. Critical heat flux in multi-microchannel copper elements with low pressure refrigerants. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 53, p. 110–122, 2010. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.047.

PENG, X. F.; PETERSON, G. P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 39, p. 2599–2608, 1996. doi: 10.1016/0017-9310(95)00327-4.

PENG, X. F.; PETERSON, G. P.; WANG, B. X. Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels. **Experimental Heat Transfer**, vol. 7, p. 265–283, 1994. doi: 10.1080/08916159408946485.

PHILLIPS, W.A. **Experimental and numerical investigation of fluid flow and heat transfer in microchannels**. 2008. Louisiana: Louisiana State University e Agricultural and Mechanical College, 2007. 110 p. Dissertação de mestrado.

QU, W.; MALA, G.M.; LI, D. Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 43, p.3925–3936, 2000.

QU, W.; MUDAWAR, I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks – I. Experimental investigation and assessment of correlation methods. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 46, p. 2755–2771, 2003b. doi:10.1016/S0017-9310(03)00041-3.

QU, W.; MUDAWAR, I. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 46, p. 2737–2753, 2003a. doi: 10.1016/S0017-9310(03)00044-9.

REVELLIN, R.; THOME, J.R. A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, vol. 17, p. 788–796, 2007. doi:10.1088/0960-1317/17/4/016.

RIBATSKI, G. A critical overview on the recent literature concerning flow boiling and two-phase flows inside microscale channels. Em: **International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer**, Lausanne, Suíça. p. 1–30, Keynote, 2012.

RIBATSKI, G. **Análise teórica e experimental da ebulição nucleada de refrigerantes halogenados**. 2002. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2002. Tese de doutorado em transferência de calor.

RIBATSKI, G.; WOJTAN, L. e THOME, J. R. 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**, vol. 31, p. 1–19, 2006. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2006.01.006.

RIBATSKI, G.; NAVARRO, H. A.; CABEZAS-GÓMES, L.; SAÍZ-JABARDO, J. M. The advantages of evaporation in micro-scale channels to cool microeletronic devices. **Engenharia Térmica (Thermal Engineering)**, vol. 6, p. 34–39, 2007.

ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I. **Handbook of heat transfer**. 3^o ed. New York: Oxford University Press, 1994. 674 p.

ROUHANNI, S. Z.; AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 13, p. 383–393, 1970.

SAITOH, S.; DAIGUJI, H.; HIHARA, E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 50, p. 5215–5225, 2007. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.019.

SCHNEIDER, B.; KOŞAR, A.; PELES, Y. Hydrodynamic cavitation and boiling in refrigerant (R-123) flow inside microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 50, p. 2838–2854, 2007. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.002.

SHAH, R. K.; LONDON, A. L. **Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Supplement 1 to Advances in Heat Transfer**. New York: Eds. Irvine, T. E e Hartnett, J. P., Academic Press, 1978. 400 p.

SILVA, E.F. **Efeito da geometria na ebulição nucleada de refrigerantes halogenados em tubos horizontais**. 2005. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2005. Tese de doutorado em transferência de calor.

SILVA, J.D.; TIBIRIÇÁ, C.B.; RIBATSKI, G. Two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer for R245fa in a 1.1 mm tube. Em: **23rd International Congress of Refrigeration**, Prague, Czech Republic, 2011.

STEINER, D. **H3.1 Flow patterns in evaporator tubes**. Em: Verein Deutscher Ingenieure. VDI Heat Atlas: Second Edition, Germany, 2010.

STEINKE, M. E.; KANDLIKAR, S. G. An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristics of Water in Parallel Microchannels. **Journal of Heat Transfer**, vol. 126, p. 518–526, 2004. doi:10.1115/1.1778187.

STELUTE, E.B. **Efeito da rugosidade superficial na ebulição nucleada de refrigerantes halogenados em tubos horizontais**. 2004. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2004. Tese de doutorado em transferência de calor.

TAITEL, Y.; BARNEA, D.; DUKLER, A.E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. **AIChE Journal**, vol. 26, p. 345–354, 1980.

TAITEL, Y.; DUKLER, A.E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. **AIChE Journal**, vol. 22, p. 47–55, 1976. doi: 10.1002/aic.690220105.

TAPIA, D. F. S. **Estudo teórico-experimental dos padrões de escoamento durante a evaporação convectiva no interior de canais com diâmetro reduzido**. 2011. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2011. 252 p. Dissertação de mestrado em transferência de calor.

THOME, J. R.; DUPONT, V.; JACOBI, A. M. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 47, p. 3375–3385, 2004. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.006.

TIBIRIÇÁ, C. B. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais**. 2011. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2011. 252 p. Tese de doutorado em transferência de calor.

TIBIRIÇÁ, C.B.; RIBATSKI, G. Análise de dados experimentais e métodos para a previsão do coeficiente de transferência de calor em microcanais. Em: **1º Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico Líquido-Gás**. Florianópolis, Brasil, 2008.

TRAN, T.N.; CHYU, M.C.; WAMBSGANSS, M.W.; FRANCE, D.M. Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: and experimental investigation and correlation development. **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 26 1739–1754, 2000.

TRIPLETT, K. A.; GHIAASIAAN, S. M.; ABDEL-KHADLIK, S. I.; SADOWSKI, S. L. Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns. **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 25, p. 377–394, 1999. doi: 10.1016/S0301-9322(98)00054-8.

TUCKERMAN, D. B.; PEASE, R. F. W. High-performance heat sinking for VLSI. **IEEE Electron Device Letters**, vol. 2, p. 126–129, 1981. doi: 10.1109/EDL.1981.25367.

ULLMANN, A.; BRAUNER, N. The prediction of flow pattern maps in minichannels. **Multiphase Science and Technology**, vol. 19, p. 49–73, 2007. doi: 10.1615/MultScienTechn.v19.i1.20.

WANG, C.-C.; CHANG, W.-J.; DAI, C.-H.; LIN, Y.-T.; YANG, K.-S. Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 36, p. 143–148, 2012. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.09.006.

WANG, G.; CHENG, P.; HUIYING, W. Unstable and stable flow boiling in parallel microchannels and in a single microchannel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 50, p. 4297–4310, 2007. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.033.

WARRIER, G. R.; DHIR, V. K.; MOMODA, L. A. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 26, p. 53–64, 2002. doi: 10.1016/S0894-1777(02)00107-3.

WOJTAN, L. **Experimental and analytical investigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes**. 2004. Lausanne: École Polytechnique Fédérale de Lausanne, EPFL, 2004. 297 p. Tese de doutorado em transferência de calor.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I-A new diabatic two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 48, p. 2955–2969, 2005. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.012.

WU, P. e LITTLE, W. A. Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators. **Cryogenics**, vol. 23, p. 273–277, 1983. doi: 10.1016/0011-2275(83)90150-9.

WU, P.; LITTLE, W. A. Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators. **Cryogenics**, vol. 24, p. 415–420, 1984. doi: 10.1016/0011-2275(84)90015-8.

XU, J.; SHEN, S.; GAN, Y.; LI, Y.; ZHANG, W.; SU, Q. Transient flow pattern based microscale boiling heat transfer mechanisms. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, vol. 15, p. 1344–1361, 2005. doi:10.1088/0960-1317/15/6/028.

YAN, Y.-Y.; LIN, T.-F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 41, p. 4183–4194, 1998. doi: 10.1016/S0017-9310(98)00127-6.

YUN, R.; HYEOK HEO, J.; KIM, Y. Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels. **International Journal of Refrigeration**, vol. 29, p. 92–100, 2006. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.08.005.

ZHANG, H.Y. Flow boiling heat transfer in microchannel heat sinks of different flow orientations”, Em: **Proceedings of the ASME Summer Heat Transfer Conference**, Singapore. p. 859–866, 2005b.

ZHANG, H.Y.; PINJALA, D.; WONG, T.N. Experimental characterization of flow boiling heat transfer in microchannel heat sinks with different flow orientations. Em: **IEEE – Electronics Packaging Technology Conference**, p. 670–676, 2005a.

ZHANG, L.; WANG, E. N.; GOODSON, K. E.; KENNY, T. W. Phase change phenomena in silicon microchannels, **International Journal Heat Mass Transfer**, vol. 48, p. 1572–1582, 2005.

ZUBER, N.; FINDLAY, J. A. Average volumetric concentration in two-phase flow. **ASME Journal of Heat Transfer**, vol. 87, p. 453–468, 1965.

APÊNDICE 1

APÊNDICE 1 - RESULTADOS PARA EBULIÇÃO CONVECTIVA

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	25,4	1,00	23,4	20,4	22,8	3,7	8877,7	1,26
R407C	PH	25,4	1,00	26,5	20,4	25,2	7,3	8747,2	1,26
R407C	PH	25,4	1,00	29,6	20,4	27,6	11,0	8634,6	1,28
R407C	PH	25,4	1,00	29,9	20,4	26,4	14,2	11377,6	1,44
R407C	PH	25,4	1,00	30,1	20,4	26,5	18,0	14714,7	1,68
R407C	PH	25,4	1,00	30,5	20,4	26,6	21,7	17058,0	1,84
R407C	PH	25,4	1,00	31,1	20,4	26,8	25,4	18869,6	1,98
R407C	PH	25,4	1,00	31,5	20,2	26,9	29,2	20681,5	1,94
R407C	PH	25,4	1,00	32,1	20,6	27,1	32,9	22308,4	2,01
R407C	PH	25,3	1,00	32,7	20,4	27,2	36,6	22951,6	2,16
R407C	PH	25,3	1,00	33,2	20,2	27,4	40,3	23890,3	2,30
R407C	PH	25,4	1,00	33,6	20,5	27,5	44,1	25046,9	2,53
R407C	PH	25,4	1,00	34,1	20,4	27,6	47,8	25914,4	2,71
R407C	PH	25,4	1,00	34,8	20,5	27,9	51,5	26410,1	2,89
R407C	PH	25,4	1,00	35,2	20,4	27,9	55,2	26999,8	3,09
R407C	PH	25,4	1,00	35,6	20,5	28,0	58,9	27857,9	3,28
R407C	PH	25,4	1,00	36,2	20,3	28,1	62,6	27891,2	3,31
R407C	PH	25,3	1,00	36,6	20,3	28,2	66,4	28596,6	3,51
R407C	PH	25,4	1,00	36,3	20,3	28,2	62,6	27812,4	3,25
R407C	PH	25,3	1,00	35,8	20,3	28,0	58,9	27122,8	3,05
R407C	PH	25,3	1,00	35,3	20,2	27,9	55,1	26388,0	2,83
R407C	PH	25,4	1,00	35,0	20,5	27,9	51,4	25610,2	2,62
R407C	PH	25,4	1,00	34,5	20,3	27,7	47,7	24875,0	2,40
R407C	PH	25,4	1,00	33,9	20,3	27,6	44,0	24172,2	2,25
R407C	PH	25,4	1,00	33,4	20,4	27,5	40,3	23314,1	2,09
R407C	PH	25,4	1,00	32,8	20,4	27,3	36,6	22538,5	1,95
R407C	PH	25,3	1,00	32,2	20,3	27,1	32,9	21577,4	1,83
R407C	PH	25,4	1,00	31,6	20,4	27,0	29,2	20669,0	1,75
R407C	PH	25,4	1,00	30,9	20,3	26,8	25,5	19492,1	1,72
R407C	PH	25,4	1,00	30,3	20,3	26,7	21,8	17896,2	1,62
R407C	PH	25,4	1,00	29,6	20,4	26,5	18,1	16154,1	1,53
R407C	PH	25,4	1,00	28,8	20,3	26,1	14,4	13865,7	1,44
R407C	PH	25,4	1,00	28,0	20,4	25,8	10,7	11078,4	1,38
R407C	PH	25,4	1,00	26,8	20,5	25,1	7,3	8039,8	1,17
R407C	PH	25,4	1,00	24,3	20,5	23,3	3,6	6822,0	1,01
R407C	PH	25,5	1,00	18,9	15,5	18,1	3,6	7729,0	0,77
R407C	PH	25,5	1,00	22,1	15,4	20,5	7,3	7862,2	0,85
R407C	PH	25,5	1,00	25,6	15,5	23,3	10,9	7789,5	1,14
R407C	PH	25,5	1,00	29,0	15,7	25,8	14,6	7819,0	1,05

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,eq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	25,5	1,00	29,6	15,6	25,9	17,8	9533,8	1,11
R407C	PH	25,5	1,00	30,5	15,5	26,4	21,5	11311,3	1,25
R407C	PH	25,5	1,00	31,1	15,3	26,5	25,2	13092,5	1,39
R407C	PH	25,5	1,00	31,6	15,5	26,7	28,9	15275,7	1,58
R407C	PH	25,5	1,00	32,1	15,6	26,9	32,7	17143,0	1,69
R407C	PH	25,6	1,00	32,7	15,6	27,2	36,4	18583,1	1,80
R407C	PH	25,6	1,00	33,1	15,8	27,2	40,1	20079,7	1,91
R407C	PH	25,5	1,00	33,5	15,5	27,2	43,8	21082,4	2,00
R407C	PH	25,5	1,00	34,1	15,7	27,4	47,5	22304,8	2,14
R407C	PH	25,6	1,00	34,6	15,7	27,6	51,3	23269,8	2,26
R407C	PH	25,5	1,00	35,0	15,7	27,6	55,0	24322,4	2,38
R407C	PH	25,5	1,00	35,5	15,9	27,8	58,7	25257,7	2,55
R407C	PH	25,6	1,00	36,1	15,9	28,0	62,4	25879,5	2,70
R407C	PH	25,5	1,00	36,3	15,7	28,0	66,2	26819,9	2,88
R407C	PH	25,4	1,00	35,9	15,6	27,9	62,4	25848,7	2,70
R407C	PH	25,5	1,00	35,5	15,8	27,8	58,7	25090,5	2,48
R407C	PH	25,5	1,00	35,1	15,6	27,8	55,0	24062,4	2,30
R407C	PH	25,5	1,00	34,5	15,4	27,5	51,3	23156,8	2,18
R407C	PH	25,5	1,00	34,0	15,4	27,4	47,5	22191,0	2,00
R407C	PH	25,5	1,00	33,5	15,4	27,4	43,8	21252,8	1,87
R407C	PH	25,5	1,00	32,9	15,3	27,2	40,1	20163,1	1,75
R407C	PH	25,5	1,00	32,3	15,4	27,1	36,4	19080,3	1,62
R407C	PH	25,5	1,00	31,7	15,6	27,0	32,7	17861,4	1,47
R407C	PH	25,5	1,00	31,1	15,4	26,8	29,0	16228,6	1,38
R407C	PH	25,5	1,00	30,5	15,5	26,6	25,5	14605,3	1,23
R407C	PH	25,5	1,00	29,7	15,5	26,3	21,6	12587,2	1,20
R407C	PH	25,5	1,00	28,9	15,4	25,7	17,9	10319,1	1,02
R407C	PH	25,5	1,00	27,9	15,5	24,8	14,6	8364,9	0,88
R407C	PH	25,5	1,00	26,3	15,4	23,7	10,9	7136,4	0,68
R407C	PH	25,6	1,00	23,1	15,4	21,3	7,2	6720,3	0,57
R407C	PH	25,5	1,00	19,6	15,3	18,6	3,6	6140,6	0,57
R407C	PH	25,2	1,50	22,7	20,2	21,9	3,6	9782,0	1,08
R407C	PH	25,2	1,50	25,2	20,2	23,5	7,2	9671,2	1,15
R407C	PH	25,2	1,50	27,6	20,1	25,1	10,9	9635,4	1,21
R407C	PH	25,1	1,50	30,0	20,1	26,6	14,5	9669,7	1,38
R407C	PH	25,1	1,50	29,7	20,1	25,8	17,5	12815,5	1,66
R407C	PH	25,2	1,50	30,5	20,2	26,0	21,2	14385,1	1,91
R407C	PH	25,2	1,50	31,2	20,2	26,3	24,8	15967,8	2,10
R407C	PH	25,2	1,50	31,7	20,1	26,4	28,5	17417,0	2,30
R407C	PH	25,2	1,50	32,2	20,2	26,5	32,2	19005,8	2,55
R407C	PH	25,2	1,50	32,7	20,2	26,6	35,9	20390,1	2,79
R407C	PH	25,1	1,50	33,0	19,9	26,6	39,6	21608,4	3,10
R407C	PH	25,1	1,50	33,4	20,0	26,7	43,3	22980,2	3,42
R407C	PH	25,2	1,50	33,8	20,3	26,8	47,0	24352,2	3,66

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	25,1	1,50	34,2	20,4	26,9	50,8	25472,2	3,96
R407C	PH	25,1	1,50	34,5	20,3	27,0	54,5	26344,8	4,23
R407C	PH	25,2	1,50	34,9	20,2	27,1	58,2	27198,5	4,49
R407C	PH	25,2	1,50	35,4	20,3	27,2	61,9	27973,1	4,81
R407C	PH	25,1	1,50	35,8	20,3	27,2	65,6	28457,9	5,02
R407C	PH	25,1	1,50	35,4	20,1	27,1	61,8	27544,8	4,68
R407C	PH	25,2	1,50	35,1	20,2	27,1	58,1	26873,3	4,36
R407C	PH	25,2	1,50	34,6	20,3	27,0	54,5	26291,5	4,12
R407C	PH	25,2	1,50	34,1	20,1	26,8	50,7	25411,7	3,83
R407C	PH	25,2	1,50	33,6	20,1	26,8	47,1	24551,3	3,57
R407C	PH	25,1	1,50	33,1	20,1	26,7	43,4	23786,3	3,35
R407C	PH	25,2	1,50	32,7	20,2	26,6	39,7	22940,3	3,18
R407C	PH	25,1	1,50	32,1	20,0	26,5	36,0	21835,5	2,95
R407C	PH	25,2	1,50	31,5	20,0	26,4	32,4	20811,6	2,77
R407C	PH	25,2	1,50	31,0	20,4	26,3	28,7	19927,9	2,60
R407C	PH	25,2	1,50	30,4	20,1	26,1	25,0	18242,0	2,37
R407C	PH	25,2	1,50	29,7	20,2	25,9	21,4	16730,7	2,21
R407C	PH	25,2	1,50	29,0	20,1	25,7	17,7	14695,6	2,03
R407C	PH	25,1	1,50	28,1	20,0	25,3	14,1	12099,0	1,82
R407C	PH	25,2	1,50	27,2	20,0	24,7	10,9	10139,1	1,62
R407C	PH	25,2	1,50	25,5	20,1	23,8	7,2	8981,5	1,37
R407C	PH	25,2	1,50	23,1	20,3	22,2	3,6	8620,2	1,29
R407C	PH	25,2	1,50	22,4	20,2	21,8	3,7	11558,5	5,87
R407C	PH	25,2	1,50	24,7	20,2	23,4	7,3	11200,0	5,86
R407C	PH	25,2	1,50	27,0	20,2	25,0	10,9	11172,5	5,83
R407C	PH	25,3	1,50	29,3	20,3	26,6	14,6	11125,2	5,80
R407C	PH	25,2	1,50	30,4	20,2	26,9	17,6	11890,0	6,16
R407C	PH	25,2	1,50	31,1	20,3	26,4	21,1	13388,2	6,59
R407C	PH	25,3	1,50	31,7	20,4	26,5	24,7	15190,0	7,28
R407C	PH	25,3	1,50	32,2	20,3	26,5	28,4	16621,0	7,94
R407C	PH	25,3	1,50	32,8	20,2	26,6	32,0	17782,8	8,57
R407C	PH	25,2	1,50	33,2	20,2	26,6	35,7	19091,2	9,36
R407C	PH	25,3	1,50	33,6	20,2	26,7	39,4	20320,7	10,06
R407C	PH	25,2	1,50	33,9	20,2	26,7	43,2	21697,0	10,89
R407C	PH	25,2	1,50	34,0	20,3	26,8	46,9	23580,3	12,21
R407C	PH	25,3	1,50	34,5	20,4	27,0	50,7	24780,8	13,19
R407C	PH	25,3	1,50	34,8	20,3	27,0	54,4	25973,3	14,12
R407C	PH	25,4	1,50	35,1	20,4	27,1	58,1	27043,4	15,07
R407C	PH	25,2	1,50	35,3	20,4	27,0	61,9	27962,1	16,07
R407C	PH	25,3	1,50	35,7	20,5	27,1	65,6	28750,3	16,85
R407C	PH	25,3	1,50	35,4	20,4	27,0	61,8	27931,2	16,13
R407C	PH	25,2	1,50	35,0	20,3	26,9	58,1	27137,9	15,39
R407C	PH	25,2	1,50	34,5	20,4	26,9	54,5	26367,5	14,63
R407C	PH	25,2	1,50	34,1	20,3	26,8	50,7	25464,3	13,82

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,eq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	25,3	1,50	33,7	20,2	26,8	47,1	24487,2	12,92
R407C	PH	25,2	1,50	33,3	20,2	26,7	43,4	23625,4	12,18
R407C	PH	25,3	1,50	32,8	20,2	26,7	39,7	22796,6	11,45
R407C	PH	25,3	1,50	32,2	20,3	26,6	36,0	21889,2	10,82
R407C	PH	25,2	1,50	31,6	20,2	26,4	32,4	20772,1	10,07
R407C	PH	25,2	1,50	31,0	20,2	26,4	28,7	19713,4	9,31
R407C	PH	25,2	1,50	30,4	20,2	26,3	25,1	18359,9	8,58
R407C	PH	25,2	1,50	29,7	20,2	26,2	21,5	16907,9	7,87
R407C	PH	25,2	1,50	29,0	20,2	26,0	17,8	14997,5	7,14
R407C	PH	25,3	1,50	28,2	20,2	25,8	14,2	12673,7	6,38
R407C	PH	25,2	1,50	27,1	20,2	25,2	10,9	11164,7	5,73
R407C	PH	25,2	1,50	25,1	20,1	23,7	7,2	10074,7	5,44
R407C	PH	25,3	1,50	23,0	20,3	22,2	3,6	9405,6	5,49
R407C	PH	25,3	1,50	17,8	15,3	17,1	3,6	10213,6	1,97
R407C	PH	25,4	1,50	20,4	15,4	18,9	7,3	10045,2	2,00
R407C	PH	25,4	1,50	22,8	15,3	20,5	10,9	10015,0	2,02
R407C	PH	25,4	1,50	25,2	15,3	22,2	14,5	9968,3	2,03
R407C	PH	25,3	1,50	27,6	15,3	23,9	18,1	10043,6	2,04
R407C	PH	25,3	1,50	30,0	15,4	25,6	21,8	10109,0	2,08
R407C	PH	25,3	1,50	32,1	15,4	26,7	25,4	10246,5	2,08
R407C	PH	25,4	1,50	31,4	15,2	25,8	28,1	12281,2	2,33
R407C	PH	25,4	1,50	32,5	15,2	26,0	31,7	13101,3	2,39
R407C	PH	25,4	1,50	32,6	15,5	26,5	35,6	15552,4	2,63
R407C	PH	25,3	1,50	32,9	15,3	26,4	39,3	16941,7	2,81
R407C	PH	25,4	1,50	33,5	15,2	26,5	43,0	18071,4	2,98
R407C	PH	25,4	1,50	33,9	15,5	26,7	46,7	19528,4	3,19
R407C	PH	25,4	1,50	34,3	15,4	26,8	50,4	20784,7	3,42
R407C	PH	25,4	1,50	34,7	15,6	27,0	54,1	22041,4	3,67
R407C	PH	25,4	1,50	34,9	15,6	27,0	57,9	23528,2	3,90
R407C	PH	25,3	1,50	35,3	15,5	27,1	61,6	24327,6	4,11
R407C	PH	25,3	1,50	35,9	15,7	27,2	65,3	25063,2	4,34
R407C	PH	25,3	1,50	35,5	15,6	27,1	61,5	23975,1	4,09
R407C	PH	25,4	1,50	35,1	15,5	27,1	57,8	23018,1	3,84
R407C	PH	25,4	1,50	34,6	15,3	26,9	54,1	21961,7	3,59
R407C	PH	25,4	1,50	34,1	15,5	26,8	50,4	21214,0	3,42
R407C	PH	25,4	1,50	33,6	15,5	26,7	46,8	20179,2	3,24
R407C	PH	25,3	1,50	33,0	15,5	26,5	43,1	19236,1	3,06
R407C	PH	25,4	1,50	32,5	15,3	26,4	39,4	17930,5	2,87
R407C	PH	25,4	1,50	31,9	15,3	26,3	35,8	16678,9	2,74
R407C	PH	25,4	1,50	31,2	15,5	26,0	32,1	15579,5	2,59
R407C	PH	25,5	1,50	30,5	15,3	25,8	28,5	13854,9	2,38
R407C	PH	25,3	1,50	29,6	15,3	25,3	24,8	12335,3	2,20
R407C	PH	25,4	1,50	28,9	15,5	24,7	21,9	11059,2	2,04
R407C	PH	25,4	1,50	27,8	15,4	24,0	18,1	9933,0	1,83

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	25,4	1,50	26,1	15,4	22,7	14,4	9094,6	1,66
R407C	PH	25,4	1,50	23,7	15,5	21,1	10,8	8965,5	1,64
R407C	PH	25,4	1,50	20,8	15,2	19,1	7,2	8704,0	1,63
R407C	PH	25,3	1,50	18,3	15,3	17,4	3,6	8212,5	1,62
R407C	PH	24,9	2,50	21,7	19,9	21,0	3,6	12691,5	3,17
R407C	PH	25,0	2,50	23,6	20,0	22,1	7,2	12520,2	3,16
R407C	PH	24,9	2,50	25,3	20,0	23,1	10,8	12539,7	3,12
R407C	PH	24,9	2,50	27,2	20,1	24,2	14,4	12592,0	3,11
R407C	PH	24,9	2,50	28,8	19,9	25,1	18,0	12686,8	3,12
R407C	PH	24,9	2,50	30,6	20,0	26,2	21,6	12801,7	3,11
R407C	PH	24,9	2,50	32,3	20,0	27,3	25,2	12897,0	3,14
R407C	PH	25,0	2,51	31,2	20,0	25,9	27,7	15832,2	2,60
R407C	PH	24,9	2,51	31,6	19,9	25,9	31,3	17307,3	2,97
R407C	PH	24,9	2,49	32,2	20,1	26,0	34,9	18595,5	3,17
R407C	PH	24,9	2,50	32,7	20,0	26,1	38,5	19743,9	2,37
R407C	PH	25,0	2,50	33,2	19,9	26,2	42,2	20723,4	2,64
R407C	PH	25,0	2,50	33,5	19,9	26,2	45,8	22094,8	4,14
R407C	PH	25,1	2,49	33,9	20,1	26,3	49,5	23392,2	5,56
R407C	PH	24,9	2,50	34,1	20,1	26,2	53,2	24435,0	6,15
R407C	PH	24,9	2,50	34,4	20,2	26,1	56,9	25513,7	6,66
R407C	PH	24,9	2,50	34,8	20,2	26,2	60,5	26403,1	7,11
R407C	PH	25,0	2,50	35,3	20,1	26,4	64,2	27117,1	7,44
R407C	PH	24,9	2,50	34,8	20,2	26,2	60,6	26518,7	7,16
R407C	PH	24,8	2,50	34,3	20,1	26,1	56,9	25747,9	6,77
R407C	PH	24,9	2,50	33,9	20,0	26,1	53,3	24994,5	6,44
R407C	PH	24,9	2,50	33,5	20,0	26,1	49,6	24073,7	6,02
R407C	PH	24,9	2,50	33,0	20,0	26,1	46,0	23289,1	5,68
R407C	PH	24,9	2,50	32,5	20,0	26,0	42,4	22368,8	5,36
R407C	PH	25,0	2,50	32,1	20,1	26,0	38,8	21436,8	5,07
R407C	PH	24,9	2,50	31,5	19,9	25,9	35,2	20202,5	4,77
R407C	PH	24,9	2,50	30,9	19,9	25,7	31,6	19028,0	4,49
R407C	PH	24,9	2,50	30,3	20,0	25,6	28,0	17781,6	4,24
R407C	PH	24,9	2,50	29,7	20,0	25,4	24,4	16273,4	3,99
R407C	PH	24,9	2,50	29,0	19,9	25,1	20,7	14305,8	3,69
R407C	PH	24,9	2,50	28,2	19,8	24,7	18,0	13445,0	3,36
R407C	PH	24,9	2,50	27,2	19,8	24,3	14,4	12340,4	3,05
R407C	PH	24,9	2,50	25,7	19,8	23,3	10,7	11367,3	2,91
R407C	PH	24,9	2,50	24,0	19,9	22,3	7,1	10947,3	2,89
R407C	PH	24,9	2,50	22,2	19,9	21,3	3,5	10004,7	2,87
R407C	PH	24,9	2,50	17,0	15,0	16,2	3,6	11786,5	3,33
R407C	PH	24,9	2,50	18,8	15,0	17,3	7,2	11938,5	3,39
R407C	PH	25,0	2,50	20,7	15,1	18,4	10,8	12141,7	3,45
R407C	PH	24,9	2,50	22,5	15,1	19,5	14,4	12225,0	3,50
R407C	PH	24,9	2,50	24,3	15,1	20,6	18,0	12281,7	3,56

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	24,9	2,50	26,1	15,1	21,7	21,5	12399,1	3,60
R407C	PH	25,0	2,50	27,8	15,1	22,8	25,2	12587,6	3,63
R407C	PH	25,0	2,50	29,6	15,1	23,9	28,8	12679,3	3,68
R407C	PH	24,9	2,50	30,8	15,1	24,6	32,4	13093,4	3,76
R407C	PH	24,8	2,50	31,9	14,9	25,0	36,1	13471,2	3,89
R407C	PH	24,9	2,50	33,1	15,0	25,3	37,6	12761,6	3,99
R407C	PH	25,0	2,50	33,8	15,1	25,3	41,2	13776,0	4,16
R407C	PH	24,9	2,50	33,0	15,0	25,5	45,4	16562,2	4,78
R407C	PH	25,0	2,50	33,6	15,0	25,7	49,0	17510,9	5,04
R407C	PH	24,9	2,50	34,1	15,1	25,7	52,6	18589,0	5,31
R407C	PH	25,0	2,50	34,6	15,2	25,9	56,3	19602,0	5,59
R407C	PH	24,9	2,50	34,9	15,1	26,0	59,9	20715,3	5,93
R407C	PH	25,0	2,50	35,3	15,4	26,1	63,7	21935,4	6,27
R407C	PH	25,0	2,50	34,9	15,3	26,0	60,0	20993,8	5,91
R407C	PH	25,0	2,50	34,3	15,2	25,8	56,3	20113,0	5,62
R407C	PH	25,0	2,50	33,8	15,1	25,7	52,7	19081,6	5,33
R407C	PH	24,9	2,50	33,2	15,1	25,5	49,1	18198,8	5,08
R407C	PH	24,9	2,50	32,6	15,0	25,3	45,5	17155,7	4,83
R407C	PH	25,0	2,50	32,0	15,0	25,2	41,9	16107,7	4,59
R407C	PH	24,9	2,50	31,3	14,9	24,8	38,3	15048,9	4,35
R407C	PH	24,9	2,50	30,5	14,9	24,5	36,3	14836,6	4,06
R407C	PH	24,9	2,50	29,8	14,9	23,9	32,5	13968,9	3,84
R407C	PH	24,9	2,50	28,8	14,9	23,4	28,8	13240,0	3,62
R407C	PH	24,9	2,50	27,8	14,8	22,7	25,1	12394,9	3,39
R407C	PH	24,9	2,50	26,5	15,0	21,8	21,5	11746,6	3,27
R407C	PH	25,0	2,50	24,7	14,9	20,8	17,9	11534,9	3,22
R407C	PH	25,0	2,50	22,9	14,9	19,6	14,3	11338,4	3,20
R407C	PH	25,0	2,50	19,2	15,0	17,5	7,1	10630,1	3,14
R407C	PH	25,0	2,50	17,4	15,0	16,5	3,5	9310,8	3,11
R407C	PH	24,8	2,50	11,9	9,9	11,1	3,6	11186,2	3,48
R407C	PH	24,9	2,50	13,8	9,9	12,2	7,2	11473,4	3,53
R407C	PH	24,9	2,50	15,8	10,0	13,4	10,7	11595,9	3,58
R407C	PH	24,9	2,50	17,7	10,0	14,5	14,3	11580,6	3,62
R407C	PH	25,0	2,50	19,7	10,1	15,6	17,9	11673,7	3,67
R407C	PH	24,9	2,50	21,5	10,0	16,8	21,5	11746,4	3,72
R407C	PH	25,0	2,50	23,4	10,1	17,9	25,1	11857,2	3,77
R407C	PH	24,9	2,50	25,2	10,1	19,0	28,7	11974,3	3,82
R407C	PH	25,0	2,50	27,0	10,1	20,1	32,3	12077,9	3,86
R407C	PH	25,0	2,50	28,8	10,1	21,1	35,9	12137,3	3,90
R407C	PH	25,0	2,50	30,5	10,2	22,2	39,5	12207,9	3,96
R407C	PH	25,0	2,50	32,3	10,1	23,2	43,1	12235,9	4,00
R407C	PH	25,0	2,50	34,1	10,2	24,3	46,7	12276,6	4,06
R407C	PH	24,9	2,50	34,7	10,2	24,5	50,4	12928,2	4,09
R407C	PH	25,0	2,50	33,2	10,2	24,5	54,5	15311,6	4,71

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	24,9	2,50	34,0	10,3	24,8	55,8	15202,0	4,83
R407C	PH	24,9	2,50	34,8	10,3	24,9	59,2	15759,5	5,12
R407C	PH	24,9	2,50	35,5	10,3	25,1	62,8	16450,5	5,38
R407C	PH	25,0	2,50	35,0	10,3	24,9	59,1	15557,9	5,09
R407C	PH	24,9	2,50	34,2	10,2	24,7	55,6	14794,0	4,80
R407C	PH	25,0	2,50	33,4	10,1	24,4	54,4	14968,8	4,56
R407C	PH	25,0	2,50	32,7	10,1	23,9	50,7	14385,8	4,35
R407C	PH	24,9	2,50	31,8	10,1	23,2	47,0	13760,2	4,14
R407C	PH	25,0	2,50	31,0	10,0	22,7	43,3	13162,0	3,94
R407C	PH	25,0	2,50	30,0	10,0	22,3	39,6	12714,2	3,74
R407C	PH	25,0	2,50	28,8	10,0	21,4	35,9	12162,9	3,58
R407C	PH	25,0	2,50	27,4	9,9	20,3	32,2	11635,8	3,45
R407C	PH	25,0	2,50	25,7	10,0	19,3	28,6	11471,3	3,38
R407C	PH	25,0	2,50	23,8	9,9	18,1	25,0	11341,8	3,35
R407C	PH	25,0	2,50	22,0	9,9	17,1	21,4	11216,5	3,32
R407C	PH	25,0	2,50	20,0	9,9	15,9	17,8	11091,9	3,28
R407C	PH	24,9	2,50	18,2	9,9	14,9	14,3	10891,7	3,24
R407C	PH	25,0	2,50	16,3	9,9	13,7	10,7	10658,2	3,20
R407C	PH	25,0	2,50	14,4	10,0	12,6	7,1	10213,9	3,17
R407C	PH	24,9	2,50	12,4	10,0	11,5	3,5	9075,9	3,14
R407C	PH	25,0	3,75	21,0	20,0	20,6	3,7	23685,1	24,75
R407C	PH	25,0	3,75	22,1	20,0	21,3	7,3	22491,4	24,80
R407C	PH	25,0	3,75	23,3	20,1	22,1	10,9	22058,4	24,85
R407C	PH	25,0	3,75	24,2	19,9	22,6	14,6	21875,0	24,88
R407C	PH	25,0	3,75	25,3	20,0	23,3	18,2	21783,5	24,96
R407C	PH	25,0	3,75	26,5	20,0	24,0	21,8	21774,6	24,99
R407C	PH	25,0	3,75	27,5	20,0	24,7	25,5	21919,0	25,00
R407C	PH	25,0	3,75	28,6	20,0	25,3	29,1	21922,9	25,28
R407C	PH	24,9	3,75	29,6	20,1	25,8	31,5	20744,9	25,55
R407C	PH	24,9	3,75	30,3	19,9	25,9	34,9	21159,6	24,90
R407C	PH	25,0	3,75	31,3	20,0	26,0	38,3	21246,1	24,81
R407C	PH	25,0	3,75	31,8	19,9	25,8	41,7	21968,0	25,74
R407C	PH	24,9	3,75	32,4	19,9	25,8	45,2	22516,7	26,75
R407C	PH	25,0	3,75	32,8	20,0	25,5	48,6	23588,5	28,59
R407C	PH	25,0	3,75	33,2	20,1	25,3	52,1	24274,9	30,26
R407C	PH	24,9	3,75	33,6	20,1	25,1	55,7	25082,8	32,49
R407C	PH	25,0	3,75	34,0	20,0	25,1	59,2	25730,6	34,79
R407C	PH	24,9	3,75	34,4	20,0	25,0	62,7	26229,4	35,97
R407C	PH	25,0	3,75	33,9	20,1	25,1	59,2	25871,7	35,11
R407C	PH	25,0	3,75	33,4	20,0	25,0	55,7	25364,2	34,08
R407C	PH	25,0	3,75	32,8	19,9	25,0	52,2	24958,6	32,94
R407C	PH	24,9	3,75	32,3	19,9	25,0	48,7	24413,2	31,95
R407C	PH	25,0	3,75	31,8	19,8	25,1	45,2	23631,2	30,64
R407C	PH	24,9	3,75	31,2	19,9	25,1	41,7	23057,3	29,76

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	24,9	3,75	30,5	19,8	25,1	38,3	22472,8	28,73
R407C	PH	25,0	3,75	30,0	20,1	25,1	34,8	21988,2	28,01
R407C	PH	24,9	3,75	29,1	19,8	24,9	31,4	21162,7	27,02
R407C	PH	24,9	3,75	28,4	19,9	24,9	28,0	20558,3	26,51
R407C	PH	24,9	3,75	27,6	19,9	24,6	25,5	21364,9	26,10
R407C	PH	25,0	3,75	26,6	19,9	24,0	21,8	21136,9	25,78
R407C	PH	25,0	3,75	25,6	20,1	23,5	18,2	20959,3	25,71
R407C	PH	24,9	3,75	24,6	20,0	22,9	14,5	20566,5	25,66
R407C	PH	25,0	3,75	23,4	20,0	22,1	10,9	20421,0	25,60
R407C	PH	24,9	3,75	22,3	20,0	21,4	7,3	20189,3	25,59
R407C	PH	25,0	3,75	21,2	20,0	20,7	3,6	21149,2	25,65
R407C	PH	25,0	3,75	16,1	15,0	15,7	3,6	22461,6	26,10
R407C	PH	25,0	3,75	17,3	15,1	16,5	7,3	21316,3	26,20
R407C	PH	25,0	3,75	18,3	15,0	17,0	10,9	21329,5	26,25
R407C	PH	25,0	3,75	19,4	15,0	17,7	14,6	21397,6	26,31
R407C	PH	25,0	3,75	20,5	15,0	18,5	18,2	21539,2	26,35
R407C	PH	25,0	3,75	21,5	15,0	19,1	21,9	21723,9	26,36
R407C	PH	25,0	3,75	22,7	15,1	19,9	25,5	21971,6	26,38
R407C	PH	25,0	3,75	23,7	15,1	20,6	29,2	22215,9	26,39
R407C	PH	25,0	3,75	24,7	15,0	21,3	32,8	22235,5	26,39
R407C	PH	25,0	3,75	25,9	15,1	22,0	36,4	22197,2	26,40
R407C	PH	25,0	3,75	27,1	15,1	22,7	40,1	21915,5	26,40
R407C	PH	25,0	3,75	28,2	15,1	23,4	43,7	21612,3	26,38
R407C	PH	25,0	3,75	29,2	15,1	24,0	47,4	21952,0	26,37
R407C	PH	25,0	3,75	30,2	15,1	24,6	51,0	21989,5	26,28
R407C	PH	25,0	3,75	31,2	15,1	25,1	54,6	21892,3	26,41
R407C	PH	24,9	3,75	32,2	15,2	25,4	56,0	20981,7	26,54
R407C	PH	25,0	3,75	32,7	15,1	25,6	59,5	21301,8	25,30
R407C	PH	25,0	3,75	33,3	14,8	25,5	62,9	21445,1	25,51
R407C	PH	25,0	3,75	34,0	14,9	25,4	66,3	22119,3	26,43
R407C	PH	24,9	3,75	33,1	14,8	25,2	62,9	21733,3	25,95
R407C	PH	24,9	3,75	32,3	14,9	25,1	59,5	21609,4	25,44
R407C	PH	24,9	3,75	31,6	15,0	25,0	56,1	21568,4	25,45
R407C	PH	24,9	3,75	30,7	15,0	24,7	54,7	22431,9	25,40
R407C	PH	24,8	3,75	29,7	14,9	24,3	51,0	22364,1	25,15
R407C	PH	24,9	3,75	28,9	15,0	23,8	47,4	22245,4	25,38
R407C	PH	25,0	3,75	28,1	15,1	23,3	43,7	21791,9	24,60
R407C	PH	25,0	3,75	27,2	15,1	22,8	40,0	21534,1	24,05
R407C	PH	25,0	3,75	26,1	15,1	22,1	36,4	21329,6	23,89
R407C	PH	25,0	3,75	25,2	15,1	21,4	32,7	21111,6	23,80
R407C	PH	25,0	3,75	24,0	15,0	20,7	29,1	20908,0	23,74
R407C	PH	25,0	3,75	22,9	14,9	19,9	25,4	20757,8	23,66
R407C	PH	25,0	3,75	21,9	15,0	19,3	21,8	20557,1	23,61
R407C	PH	25,0	3,75	20,8	15,0	18,6	18,1	20381,2	23,57

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	25,0	3,75	19,7	15,0	18,0	14,5	20133,0	23,51
R407C	PH	25,0	3,75	18,5	14,9	17,2	10,9	19716,7	23,47
R407C	PH	25,0	3,75	17,4	14,9	16,5	7,2	19017,6	23,42
R407C	PH	24,9	3,75	16,2	14,9	15,8	3,6	17673,3	23,36
R407C	PH	24,9	3,75	11,5	10,0	10,8	3,5	13832,4	5,04
R407C	PH	25,0	3,75	13,0	10,0	11,5	7,1	14102,2	5,14
R407C	PH	25,0	3,75	14,4	10,0	12,2	10,7	14174,9	5,22
R407C	PH	25,0	3,75	15,9	10,0	13,0	14,2	14275,5	5,29
R407C	PH	24,9	3,75	17,4	10,0	13,8	17,8	14359,0	5,35
R407C	PH	24,9	3,75	18,8	10,0	14,5	21,3	14433,0	5,38
R407C	PH	25,0	3,75	20,2	10,0	15,3	24,9	14588,0	5,42
R407C	PH	24,9	3,75	21,7	10,1	16,1	28,5	14777,0	5,46
R407C	PH	25,0	3,75	23,0	10,1	16,8	32,1	14915,1	5,50
R407C	PH	25,0	3,75	24,5	10,2	17,6	35,7	14994,9	5,54
R407C	PH	25,0	3,75	25,9	10,1	18,3	39,2	14968,1	5,57
R407C	PH	25,0	3,75	27,2	10,2	19,0	42,8	15051,1	5,63
R407C	PH	24,9	3,75	28,6	10,1	19,7	46,4	15083,5	5,69
R407C	PH	25,0	3,75	30,0	10,1	20,4	50,0	15098,7	5,74
R407C	PH	24,9	3,75	31,4	10,1	21,1	53,5	15088,9	5,79
R407C	PH	24,9	3,75	32,8	10,1	21,7	57,1	15024,8	5,81
R407C	PH	25,0	3,75	34,2	10,1	22,5	60,6	15046,1	5,88
R407C	PH	25,0	3,75	33,8	10,1	22,9	64,6	16629,6	6,10
R407C	PH	25,0	3,75	34,3	10,1	23,5	68,4	17356,1	6,41
R407C	PH	25,0	3,75	35,0	10,2	23,8	68,3	25094,1	6,71
R407C	PH	25,0	3,75	35,6	10,2	24,1	71,9	23290,1	6,92
R407C	PH	25,0	3,75	35,0	10,2	23,8	68,3	25069,1	6,63
R407C	PH	25,0	3,75	34,3	10,1	23,4	68,4	17342,3	6,31
R407C	PH	25,0	3,75	33,6	10,1	23,1	64,7	16951,1	6,06
R407C	PH	25,0	3,75	32,8	10,2	22,8	61,0	16619,8	5,83
R407C	PH	25,0	3,75	32,0	10,2	22,4	57,4	16204,4	5,60
R407C	PH	25,0	3,75	31,2	10,3	21,7	53,7	15700,1	5,45
R407C	PH	25,0	3,75	30,1	10,1	20,7	50,0	15142,6	5,26
R407C	PH	25,0	3,75	28,8	9,8	19,5	46,3	14569,9	5,12
R407C	PH	25,0	3,75	27,6	9,9	18,9	42,7	14318,4	5,03
R407C	PH	25,0	3,75	26,3	9,8	18,2	39,1	14193,2	4,96
R407C	PH	25,0	3,75	25,0	9,9	17,6	35,5	14070,6	4,92
R407C	PH	25,0	3,75	23,5	9,9	16,8	31,9	13975,8	4,88
R407C	PH	25,0	3,75	22,1	9,9	16,1	28,4	13864,9	4,85
R407C	PH	25,0	3,75	20,7	10,0	15,4	24,8	13808,7	4,81
R407C	PH	24,9	3,75	19,1	9,8	14,6	21,3	13676,4	4,78
R407C	PH	24,9	3,75	17,7	9,9	13,9	17,7	13515,9	4,74
R407C	PH	25,0	3,75	16,4	10,0	13,3	14,2	13308,1	4,71
R407C	PH	25,0	3,75	14,8	9,9	12,4	10,6	13025,0	4,67
R407C	PH	25,0	3,75	13,3	9,9	11,7	7,1	12617,7	4,62

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R407C	PH	25,0	3,75	11,8	9,9	10,9	3,5	11446,6	4,58
R407C	PH	25,1	3,75	11,3	10,1	10,9	3,6	20898,2	25,68
R407C	PH	25,0	3,75	12,4	10,1	11,5	7,3	20648,2	25,81
R407C	PH	25,0	3,75	13,5	10,1	12,2	10,9	20623,4	25,94
R407C	PH	25,0	3,75	14,7	10,1	12,9	14,5	20428,1	26,11
R407C	PH	25,0	3,75	15,8	10,1	13,6	18,2	20569,1	26,19
R407C	PH	25,0	3,75	16,9	10,1	14,3	21,8	20750,0	26,24
R407C	PH	25,0	3,75	18,0	10,1	15,0	25,5	20998,7	26,30
R407C	PH	25,0	3,75	19,0	10,1	15,8	29,1	21174,6	26,34
R407C	PH	25,0	3,75	20,1	10,1	16,5	32,8	21349,7	26,39
R407C	PH	25,0	3,75	21,2	10,2	17,2	36,4	21477,6	26,44
R407C	PH	25,0	3,75	22,3	10,1	17,9	40,1	21533,4	26,48
R407C	PH	25,0	3,75	23,5	10,3	18,7	43,7	21618,2	26,53
R407C	PH	25,0	3,75	24,5	10,2	19,3	47,4	21694,3	26,58
R407C	PH	25,0	3,75	25,6	10,2	20,1	51,0	21719,4	26,60
R407C	PH	25,0	3,75	26,6	10,2	20,7	54,7	21769,5	26,66
R407C	PH	25,1	3,75	27,7	10,2	21,4	58,3	21734,3	26,70
R407C	PH	25,1	3,75	28,9	10,2	22,1	61,9	21675,0	26,75
R407C	PH	25,0	3,75	29,8	10,2	22,7	65,6	21749,9	26,81
R407C	PH	25,0	3,75	31,1	10,3	23,4	69,2	21566,8	26,83
R407C	PH	25,0	3,75	32,1	10,2	23,9	72,8	21450,9	26,89
R407C	PH	25,0	3,75	33,3	10,1	24,3	73,3	20250,9	26,95
R407C	PH	25,0	3,75	34,2	10,2	24,8	76,8	20378,3	27,01
R407C	PH	24,9	3,75	33,2	10,0	24,2	73,3	20216,2	26,90
R407C	PH	25,0	3,75	32,4	10,1	23,8	72,7	20928,0	26,77
R407C	PH	25,0	3,75	31,6	10,1	23,3	69,1	20705,7	26,63
R407C	PH	25,0	3,75	30,5	10,1	22,7	65,4	20589,3	26,56
R407C	PH	25,0	3,75	29,5	10,1	22,1	61,7	20433,9	26,46
R407C	PH	25,0	3,75	28,4	10,0	21,4	58,1	20345,2	26,37
R407C	PH	25,0	3,75	27,4	10,1	20,7	54,4	20212,4	26,27
R407C	PH	25,0	3,75	26,2	10,1	20,1	50,8	20411,5	26,20
R407C	PH	25,0	3,75	25,1	10,2	19,5	47,2	20463,7	26,10
R407C	PH	25,1	3,75	23,9	10,1	18,7	43,6	20362,2	26,02
R407C	PH	25,0	3,75	22,9	10,2	18,1	39,9	20296,8	25,97
R407C	PH	25,0	3,75	21,7	10,1	17,4	36,3	20210,9	25,85
R407C	PH	25,0	3,75	20,6	10,2	16,7	32,7	20147,3	25,78
R407C	PH	25,0	3,75	19,4	10,0	15,9	29,0	20026,6	25,67
R407C	PH	25,0	3,75	18,3	10,1	15,2	25,4	19938,8	25,55
R407C	PH	25,0	3,75	17,2	10,1	14,6	21,8	19770,5	25,44
R407C	PH	25,0	3,75	16,0	10,1	13,8	18,1	19701,5	25,35
R407C	PH	25,0	3,75	14,9	10,1	13,2	14,5	19547,5	25,25
R407C	PH	25,0	3,75	13,8	10,1	12,4	10,9	19208,6	25,11
R407C	PH	25,0	3,75	12,6	10,1	11,7	7,2	18586,7	24,99
R407C	PH	25,0	3,75	11,4	10,0	10,9	3,6	17317,6	24,87

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	30,0	1,00	28,1	25,1	27,6	3,5	8851,0	3,42
R245fa	PH	30,0	1,00	29,7	25,2	29,0	5,2	8761,0	3,37
R245fa	PH	30,0	1,00	31,4	25,2	30,4	6,9	8692,8	3,33
R245fa	PH	30,0	1,00	32,9	25,2	31,7	8,7	8680,0	3,29
R245fa	PH	30,0	1,00	34,4	25,2	33,0	10,4	8700,3	3,25
R245fa	PH	30,1	1,00	36,1	25,4	34,5	12,2	8772,0	3,21
R245fa	PH	30,5	1,00	37,7	25,5	35,9	13,9	8805,9	3,17
R245fa	PH	30,4	1,00	38,8	25,1	36,8	15,7	8831,6	3,14
R245fa	PH	30,3	1,00	40,4	25,2	38,2	17,4	8870,1	3,10
R245fa	PH	30,4	1,00	42,1	25,4	39,6	19,2	8939,3	3,06
R245fa	PH	30,4	1,00	43,5	25,3	40,9	20,9	8911,6	3,03
R245fa	PH	29,7	1,00	39,7	25,0	29,8	22,5	8105,5	3,03
R245fa	PH	30,1	1,00	40,6	25,1	30,1	24,3	8280,4	2,99
R245fa	PH	30,5	1,00	41,6	25,3	30,6	26,0	8480,9	2,98
R245fa	PH	30,2	1,00	42,1	25,3	30,1	27,8	8572,6	2,96
R245fa	PH	30,1	1,00	43,2	25,0	30,0	31,3	8894,1	2,92
R245fa	PH	30,2	1,00	44,6	25,1	30,1	34,9	9133,1	2,88
R245fa	PH	30,2	1,00	34,5	25,0	28,2	38,4	29929,7	9,32
R245fa	PH	30,0	1,00	34,8	25,1	27,9	41,9	30511,8	10,48
R245fa	PH	30,0	1,00	35,2	25,1	27,7	45,5	30659,7	11,46
R245fa	PH	30,0	1,00	35,8	25,0	27,5	48,9	29979,0	12,38
R245fa	PH	30,1	1,00	36,1	25,1	27,4	52,4	30658,3	13,43
R245fa	PH	29,9	1,00	36,6	25,1	27,1	55,9	30342,1	14,35
R245fa	PH	30,0	1,00	37,0	25,1	27,0	59,4	30750,3	15,29
R245fa	PH	30,0	1,00	37,6	25,1	26,8	62,8	29858,0	16,31
R245fa	PH	29,9	1,00	37,9	25,0	26,6	66,3	30156,6	17,20
R245fa	PH	30,1	1,00	37,6	25,1	26,9	63,0	30157,7	16,11
R245fa	PH	30,0	1,00	37,3	25,0	27,1	59,4	29612,7	15,18
R245fa	PH	30,0	1,00	37,0	25,0	27,2	55,8	29022,9	14,22
R245fa	PH	29,9	1,00	36,2	25,0	27,3	52,4	29825,0	13,30
R245fa	PH	30,0	1,00	35,8	25,2	27,5	48,9	29846,1	12,42
R245fa	PH	29,9	1,00	35,3	25,1	27,6	45,4	30063,3	11,52
R245fa	PH	29,9	1,00	34,8	25,1	27,7	42,1	29830,9	10,64
R245fa	PH	29,9	1,00	34,5	25,0	27,9	38,4	29221,6	9,60
R245fa	PH	30,0	1,00	34,2	24,9	28,2	34,8	28411,6	8,54
R245fa	PH	29,9	1,00	33,7	24,9	28,3	31,3	27576,7	7,67
R245fa	PH	29,9	1,00	33,3	25,1	28,4	27,8	26805,8	6,85
R245fa	PH	30,1	1,00	33,1	25,2	28,7	24,3	25285,4	5,86
R245fa	PH	30,1	1,00	32,7	25,2	28,8	20,8	23646,4	4,95
R245fa	PH	30,2	1,00	32,5	25,1	29,1	17,3	20882,9	4,09
R245fa	PH	30,1	1,00	31,9	25,1	29,1	13,7	18089,8	3,39
R245fa	PH	30,1	1,00	31,5	25,2	29,2	10,2	14130,2	2,80
R245fa	PH	30,1	1,00	30,7	25,1	29,3	6,7	9556,8	2,31
R245fa	PH	30,1	1,00	29,9	25,1	29,1	5,2	8177,9	2,67

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	30,2	1,00	28,5	25,1	27,9	3,5	8012,0	2,92
R245fa	PH	29,9	1,00	23,2	20,0	22,7	3,5	8466,9	3,75
R245fa	PH	29,9	1,00	24,8	20,1	24,1	5,2	8446,6	3,70
R245fa	PH	29,9	1,00	26,5	20,2	25,5	6,9	8484,6	3,65
R245fa	PH	29,9	1,00	28,0	20,2	26,8	8,7	8497,5	3,60
R245fa	PH	29,9	1,00	29,4	20,0	27,9	10,4	8520,7	3,56
R245fa	PH	30,0	1,00	31,1	20,2	29,4	12,2	8588,5	3,51
R245fa	PH	30,0	1,00	32,8	20,3	30,9	13,9	8566,6	3,46
R245fa	PH	29,9	1,00	34,4	20,3	32,3	15,6	8619,9	3,41
R245fa	PH	30,0	1,00	35,9	20,3	33,6	17,4	8655,6	3,36
R245fa	PH	30,1	1,00	37,6	20,5	35,2	19,1	8693,9	3,32
R245fa	PH	30,0	1,00	38,9	20,1	36,2	20,9	8641,3	3,28
R245fa	PH	30,0	1,00	40,5	20,2	37,6	22,6	8634,0	3,24
R245fa	PH	30,0	1,00	42,2	20,2	38,9	24,3	8571,1	3,20
R245fa	PH	30,2	1,00	43,8	20,3	35,6	25,8	7222,9	3,17
R245fa	PH	30,0	1,00	45,3	20,4	35,9	27,5	7104,3	3,13
R245fa	PH	30,2	1,00	46,8	20,4	36,6	29,2	7083,6	3,09
R245fa	PH	30,0	1,00	33,5	20,1	28,4	31,1	22739,1	6,97
R245fa	PH	30,0	1,00	33,6	20,3	28,4	32,9	23921,5	7,37
R245fa	PH	30,1	1,00	33,9	20,2	28,4	34,7	24470,7	7,76
R245fa	PH	29,9	1,00	34,2	20,3	28,1	38,2	26113,1	8,78
R245fa	PH	30,0	1,00	34,4	20,3	28,1	40,0	26730,9	9,19
R245fa	PH	30,0	1,00	34,6	20,3	28,0	41,8	27267,1	9,64
R245fa	PH	30,0	1,00	35,0	19,9	27,9	45,3	27766,4	10,20
R245fa	PH	30,0	1,00	35,3	20,1	27,8	48,8	28717,1	11,17
R245fa	PH	30,0	1,00	35,7	20,2	27,6	52,3	29424,4	12,11
R245fa	PH	30,0	1,00	36,1	20,3	27,4	55,9	30103,1	12,99
R245fa	PH	29,9	1,00	36,4	20,1	27,3	59,3	30547,4	13,89
R245fa	PH	30,1	1,00	37,0	20,1	27,2	62,8	30407,0	14,67
R245fa	PH	30,0	1,00	37,4	20,1	27,0	66,4	30674,2	15,65
R245fa	PH	30,0	1,00	37,1	20,2	27,2	62,9	30112,5	14,80
R245fa	PH	29,9	1,00	36,2	20,1	27,4	55,8	29232,0	13,11
R245fa	PH	30,0	1,00	35,9	20,0	27,6	52,3	28514,5	12,23
R245fa	PH	30,0	1,00	35,5	20,1	27,7	48,7	27792,7	11,35
R245fa	PH	30,0	1,00	35,2	20,1	27,9	45,2	26890,1	10,36
R245fa	PH	29,9	1,00	34,8	20,1	28,0	41,7	25971,4	9,52
R245fa	PH	30,1	1,00	34,5	20,1	28,3	38,1	24800,6	8,54
R245fa	PH	30,0	1,00	34,1	20,0	28,4	34,6	23391,9	7,68
R245fa	PH	30,0	1,00	33,7	20,1	28,5	31,1	22070,6	6,83
R245fa	PH	30,0	1,00	33,3	20,0	28,6	27,6	20184,9	6,10
R245fa	PH	29,9	1,00	32,7	19,9	28,7	24,0	18040,7	5,42
R245fa	PH	30,1	1,00	32,4	20,1	28,9	20,5	15632,4	4,81
R245fa	PH	30,0	1,00	31,9	20,0	28,9	17,0	12860,8	4,32
R245fa	PH	30,0	1,00	31,1	20,0	28,9	13,6	9968,6	3,79

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	29,9	1,00	30,6	19,9	28,8	12,2	8704,7	3,57
R245fa	PH	30,0	1,00	29,8	20,2	28,3	10,4	8310,0	3,52
R245fa	PH	30,0	1,00	26,6	19,8	25,5	6,9	7941,5	3,61
R245fa	PH	30,0	1,00	23,4	19,9	22,9	3,4	7591,0	3,72
R245fa	PH	30,0	1,50	27,3	25,0	26,7	3,5	10655,4	5,86
R245fa	PH	29,9	1,50	28,5	25,0	27,7	5,2	10561,4	5,81
R245fa	PH	30,0	1,50	29,8	25,0	28,6	7,0	10547,1	5,75
R245fa	PH	29,9	1,50	31,0	25,0	29,6	8,7	10443,7	5,68
R245fa	PH	29,9	1,50	32,2	25,0	30,5	10,4	10411,8	5,64
R245fa	PH	29,9	1,50	33,5	25,0	31,5	12,2	10339,6	5,57
R245fa	PH	29,9	1,50	34,7	25,1	32,4	13,9	10361,1	5,52
R245fa	PH	30,0	1,50	36,1	25,2	33,6	15,6	10404,4	5,46
R245fa	PH	30,0	1,50	37,2	25,2	34,4	17,4	10439,7	5,41
R245fa	PH	29,9	1,50	38,2	25,0	35,2	19,1	10427,8	5,37
R245fa	PH	29,9	1,50	39,4	25,0	36,2	20,9	10487,1	5,31
R245fa	PH	29,9	1,50	38,4	24,9	29,8	22,4	9046,4	3,96
R245fa	PH	30,0	1,50	39,1	25,1	30,0	24,2	9271,5	3,90
R245fa	PH	30,0	1,50	39,9	25,1	30,3	25,9	9478,1	3,86
R245fa	PH	30,1	1,50	40,5	25,1	30,4	27,7	9683,1	3,82
R245fa	PH	30,0	1,50	41,6	25,0	30,3	31,2	9935,5	3,76
R245fa	PH	30,0	1,50	42,8	25,1	30,3	34,7	10199,8	3,69
R245fa	PH	30,0	1,50	44,0	25,1	30,3	38,3	10400,3	3,65
R245fa	PH	30,0	1,50	34,8	25,0	27,2	41,4	27986,9	13,71
R245fa	PH	29,9	1,50	35,1	24,8	26,9	44,9	28184,4	14,82
R245fa	PH	30,0	1,50	35,5	25,2	26,7	48,4	28869,6	16,54
R245fa	PH	30,0	1,50	35,9	25,2	26,4	51,8	29225,5	17,84
R245fa	PH	30,0	1,50	36,1	25,0	26,2	55,2	29747,7	18,73
R245fa	PH	30,0	1,50	35,9	25,1	26,5	51,9	29290,0	17,57
R245fa	PH	30,0	1,50	35,5	25,1	26,6	48,3	28722,5	16,38
R245fa	PH	29,9	1,50	35,1	25,0	26,8	44,8	28212,2	15,17
R245fa	PH	30,0	1,50	34,9	25,0	27,1	41,3	27359,6	13,78
R245fa	PH	29,9	1,50	34,5	24,9	27,3	37,8	26677,1	12,50
R245fa	PH	29,9	1,50	34,1	24,9	27,4	34,3	25680,2	11,29
R245fa	PH	30,0	1,50	33,9	25,0	27,8	30,8	24662,6	10,14
R245fa	PH	30,0	1,50	33,5	25,1	27,9	27,3	23675,6	9,11
R245fa	PH	29,9	1,50	33,0	25,1	28,1	23,8	22140,7	7,92
R245fa	PH	30,0	1,50	32,7	25,1	28,3	20,4	20296,4	6,86
R245fa	PH	30,0	1,50	32,3	24,9	28,5	16,8	17609,4	5,92
R245fa	PH	29,9	1,50	31,8	24,9	28,6	13,4	14707,1	5,21
R245fa	PH	30,0	1,50	31,2	24,9	28,9	10,0	11614,6	4,58
R245fa	PH	29,9	1,50	30,6	25,0	28,8	8,3	10521,2	4,40
R245fa	PH	30,0	1,50	29,9	25,0	28,6	6,9	10118,3	4,53
R245fa	PH	30,0	1,50	27,2	24,7	26,6	3,5	9822,1	5,02
R245fa	PH	30,0	1,50	22,5	20,1	21,9	3,5	10363,0	5,92

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	30,0	1,50	23,6	19,9	22,7	5,2	10287,4	5,87
R245fa	PH	29,9	1,50	25,0	20,1	23,8	6,9	10336,3	5,80
R245fa	PH	29,9	1,50	26,2	20,1	24,8	8,7	10344,7	5,74
R245fa	PH	29,9	1,50	27,5	20,3	25,9	10,4	10341,1	5,68
R245fa	PH	30,0	1,50	28,7	20,2	26,8	12,2	10348,7	5,62
R245fa	PH	30,1	1,50	29,8	20,1	27,6	13,9	10392,7	5,58
R245fa	PH	30,1	1,50	31,1	20,2	28,6	15,6	10329,7	5,51
R245fa	PH	30,0	1,50	32,3	20,2	29,5	17,4	10377,9	5,46
R245fa	PH	30,0	1,50	33,5	20,1	30,4	19,1	10362,8	5,41
R245fa	PH	30,0	1,50	34,8	20,3	31,5	20,9	10390,0	5,34
R245fa	PH	29,9	1,50	36,1	20,3	32,5	22,6	10357,1	5,28
R245fa	PH	30,0	1,50	37,1	20,1	33,3	24,3	10378,9	5,23
R245fa	PH	30,0	1,50	38,5	20,3	34,3	26,1	10403,7	5,15
R245fa	PH	30,0	1,50	39,7	20,3	35,3	27,8	10382,4	4,87
R245fa	PH	29,8	1,50	38,7	20,2	29,5	29,4	9421,9	3,87
R245fa	PH	30,1	1,50	39,5	20,3	29,9	31,2	9596,9	3,84
R245fa	PH	30,2	1,50	40,4	20,7	30,1	32,9	9706,2	3,77
R245fa	PH	30,0	1,50	40,8	20,3	30,0	34,7	9853,1	3,74
R245fa	PH	30,2	1,50	41,6	20,4	30,3	36,4	9964,7	3,70
R245fa	PH	30,1	1,50	42,2	20,5	30,2	38,2	10097,7	3,65
R245fa	PH	29,9	1,50	43,3	20,6	30,0	41,7	10258,6	3,60
R245fa	PH	30,1	1,50	44,7	20,8	30,1	45,4	10491,2	3,54
R245fa	PH	30,0	1,50	35,5	20,2	27,3	48,1	25253,1	12,22
R245fa	PH	30,1	1,50	35,9	20,4	27,3	51,6	26497,5	13,20
R245fa	PH	30,0	1,50	36,2	20,4	27,0	55,1	27399,1	14,26
R245fa	PH	30,0	1,50	35,9	20,4	27,2	51,8	26610,0	13,34
R245fa	PH	30,0	1,50	35,4	20,4	27,4	48,3	25929,9	12,32
R245fa	PH	30,1	1,50	35,2	20,4	27,6	44,7	24801,6	11,22
R245fa	PH	29,9	1,50	34,6	20,3	27,6	41,2	23773,8	10,30
R245fa	PH	30,1	1,50	34,1	20,3	28,2	34,2	20646,7	8,20
R245fa	PH	30,0	1,50	33,7	20,3	28,3	30,7	19005,7	7,30
R245fa	PH	30,1	1,50	33,3	20,3	28,5	27,2	17088,1	6,49
R245fa	PH	29,9	1,50	32,6	20,2	28,3	23,7	15195,0	5,87
R245fa	PH	30,1	1,50	32,4	20,2	28,7	20,2	12542,0	5,10
R245fa	PH	30,0	1,50	31,4	20,1	28,5	17,4	10899,4	5,22
R245fa	PH	30,0	1,50	30,0	20,2	27,7	13,9	10118,0	5,18
R245fa	PH	30,1	1,50	27,7	20,1	25,9	10,4	9887,1	5,39
R245fa	PH	30,0	1,50	25,4	20,3	24,2	6,9	9797,3	5,57
R245fa	PH	30,1	1,50	22,9	20,2	22,2	3,5	9417,9	5,74
R245fa	PH	30,0	2,00	26,9	24,9	26,2	3,6	12433,1	7,95
R245fa	PH	30,0	2,00	27,8	24,8	26,9	5,3	12331,6	7,91
R245fa	PH	30,0	2,00	29,2	25,2	28,0	7,1	12275,9	7,85
R245fa	PH	30,0	2,00	29,9	24,9	28,4	8,9	12083,3	7,82
R245fa	PH	30,0	2,00	30,8	24,8	29,0	10,7	12098,7	7,78

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	29,9	2,00	31,9	24,9	29,8	12,5	12086,9	7,72
R245fa	PH	29,9	2,00	33,0	25,0	30,6	14,2	12072,2	7,67
R245fa	PH	30,0	2,00	35,2	25,1	32,2	17,8	12096,2	7,56
R245fa	PH	30,1	2,00	37,0	24,9	33,3	21,4	12014,0	7,30
R245fa	PH	30,1	2,00	38,0	24,9	34,0	23,1	11968,6	7,25
R245fa	PH	30,1	2,00	39,2	25,0	34,9	24,9	11968,7	7,19
R245fa	PH	30,0	2,00	40,2	25,0	35,6	26,7	11961,3	7,14
R245fa	PH	30,0	2,00	41,1	24,8	36,1	28,5	11949,5	7,10
R245fa	PH	30,2	2,00	42,3	25,1	37,1	30,2	11977,4	7,04
R245fa	PH	30,0	2,00	34,1	24,8	27,3	31,3	22362,0	12,80
R245fa	PH	30,0	2,00	34,4	25,0	26,9	34,9	23569,4	14,51
R245fa	PH	29,9	2,00	34,7	24,8	26,7	38,4	24400,0	15,59
R245fa	PH	30,0	2,00	35,1	25,0	26,6	42,0	25507,8	17,01
R245fa	PH	30,0	2,00	35,5	25,1	26,3	45,5	26308,2	18,64
R245fa	PH	30,0	2,00	35,7	25,2	26,0	49,1	27211,8	20,20
R245fa	PH	30,0	2,00	35,9	25,0	25,7	52,5	27797,8	21,72
R245fa	PH	30,0	2,00	36,2	24,9	25,5	56,1	28401,6	22,92
R245fa	PH	30,0	2,00	35,8	24,8	25,7	52,7	28190,7	21,42
R245fa	PH	30,1	2,00	35,6	25,3	26,1	49,2	27700,4	20,34
R245fa	PH	30,0	2,00	35,2	25,2	26,2	45,6	26995,0	18,99
R245fa	PH	30,0	2,00	34,9	25,0	26,6	42,1	26259,5	17,14
R245fa	PH	30,1	2,00	34,8	25,4	27,0	38,5	25591,4	15,89
R245fa	PH	30,0	2,00	34,2	25,2	27,0	34,9	24666,3	14,45
R245fa	PH	30,0	2,00	33,9	25,2	27,4	31,4	23526,6	12,86
R245fa	PH	30,0	2,00	33,5	25,2	27,6	27,9	22256,7	11,57
R245fa	PH	30,2	2,00	33,4	25,2	28,0	24,3	20396,2	10,12
R245fa	PH	30,0	2,00	32,8	25,1	28,0	20,8	18662,6	9,09
R245fa	PH	30,0	2,00	32,4	25,2	28,2	17,2	16491,8	8,06
R245fa	PH	29,9	2,00	31,9	25,2	28,4	13,8	14254,9	7,23
R245fa	PH	29,9	2,00	31,4	25,0	28,5	12,0	12727,8	6,78
R245fa	PH	29,9	2,00	30,8	25,0	28,5	10,3	12064,3	6,57
R245fa	PH	30,0	2,00	30,1	25,1	28,5	8,9	11848,0	6,74
R245fa	PH	30,1	2,00	29,1	25,0	27,9	7,1	11615,8	6,95
R245fa	PH	30,0	2,00	27,3	25,2	26,7	3,5	11347,1	7,27
R245fa	PH	30,0	2,00	22,0	19,9	21,4	3,6	12025,2	8,18
R245fa	PH	29,9	2,00	24,0	20,0	22,9	7,1	12179,4	8,05
R245fa	PH	29,9	2,00	26,0	20,0	24,3	10,7	12211,6	7,93
R245fa	PH	30,0	2,00	27,9	19,9	25,7	14,3	12328,3	7,82
R245fa	PH	29,9	2,00	30,0	20,0	27,2	17,8	12379,8	7,72
R245fa	PH	29,9	2,00	32,1	20,2	28,8	21,4	12436,2	7,59
R245fa	PH	29,9	2,00	33,0	20,0	29,4	23,2	12416,2	7,55
R245fa	PH	30,0	2,00	34,0	20,0	30,1	25,0	12433,8	7,49
R245fa	PH	29,9	2,00	35,0	20,0	30,9	26,7	12454,6	7,44
R245fa	PH	29,9	2,00	36,1	20,1	31,7	28,5	12437,9	7,38

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	30,1	2,00	37,2	20,2	32,5	30,3	12484,7	7,32
R245fa	PH	30,0	2,00	38,0	20,0	33,1	32,1	12464,7	7,28
R245fa	PH	30,0	2,00	39,2	20,2	33,9	33,9	12468,5	7,22
R245fa	PH	30,1	2,00	40,0	20,1	34,6	35,7	12467,1	7,18
R245fa	PH	30,1	2,00	41,1	20,1	35,3	37,4	12463,4	7,12
R245fa	PH	29,8	2,00	39,5	19,9	28,9	39,1	11476,8	6,30
R245fa	PH	29,9	2,00	40,2	20,1	29,0	40,9	11596,8	6,18
R245fa	PH	30,1	2,00	41,0	20,2	29,3	42,7	11697,9	6,11
R245fa	PH	30,1	2,00	41,6	20,3	29,4	44,5	11828,3	6,07
R245fa	PH	30,1	2,00	42,0	20,3	29,4	46,3	11962,4	6,02
R245fa	PH	30,1	2,00	42,6	20,4	29,3	48,0	11995,2	5,94
R245fa	PH	30,0	2,00	42,9	20,1	29,2	49,8	12093,0	5,63
R245fa	PH	30,1	2,00	43,9	20,0	29,3	53,4	12302,3	5,58
R245fa	PH	30,0	2,00	45,0	20,2	29,3	57,0	12523,0	5,53
R245fa	PH	29,9	2,00	36,2	20,1	26,2	59,8	27537,4	18,48
R245fa	PH	30,0	2,00	36,7	20,4	26,2	63,3	28124,3	19,58
R245fa	PH	30,0	2,00	36,4	20,1	26,6	59,8	27386,6	18,79
R245fa	PH	29,9	2,00	36,0	19,9	26,6	56,4	26468,9	17,74
R245fa	PH	30,0	2,00	35,8	20,1	27,0	52,8	25561,5	16,55
R245fa	PH	30,0	2,00	35,4	20,1	27,1	49,3	24593,2	15,46
R245fa	PH	30,0	2,00	35,0	20,0	27,4	45,7	23423,4	14,23
R245fa	PH	30,1	2,00	34,7	20,1	27,6	42,1	22281,8	13,09
R245fa	PH	30,0	2,00	34,1	20,1	27,7	38,6	21203,2	12,13
R245fa	PH	30,0	2,00	33,8	20,1	27,9	35,0	19663,6	11,17
R245fa	PH	30,0	2,00	33,4	20,1	28,1	31,5	17851,2	10,19
R245fa	PH	30,0	2,00	32,9	20,0	28,2	27,9	15900,6	9,38
R245fa	PH	30,0	2,00	32,4	20,1	28,2	24,4	14001,9	8,61
R245fa	PH	30,1	2,00	31,6	20,1	28,1	21,4	12741,4	7,95
R245fa	PH	30,0	2,00	31,0	20,2	27,8	19,6	12410,0	7,72
R245fa	PH	30,0	2,00	30,3	20,2	27,3	17,8	12165,4	7,61
R245fa	PH	30,0	2,00	28,3	20,1	26,0	14,3	11979,3	7,67
R245fa	PH	30,0	2,00	26,3	20,0	24,5	10,7	11808,0	7,79
R245fa	PH	30,1	2,00	24,3	20,1	23,1	7,1	11664,1	7,90
R245fa	PH	30,0	2,00	22,2	20,0	21,6	3,5	11167,5	8,03
R245fa	PH	30,1	2,50	26,9	25,2	26,3	3,6	13566,4	10,03
R245fa	PH	30,0	2,50	28,4	24,9	27,2	7,1	13456,1	9,95
R245fa	PH	30,0	2,50	30,2	25,0	28,4	10,7	13537,6	9,84
R245fa	PH	30,0	2,50	32,1	25,2	29,8	14,2	13754,5	9,70
R245fa	PH	30,1	2,50	33,8	25,2	30,9	17,8	13767,6	9,59
R245fa	PH	30,0	2,50	35,5	25,2	32,1	21,3	13759,4	9,49
R245fa	PH	30,1	2,50	37,2	25,2	33,2	24,9	13811,5	9,38
R245fa	PH	30,0	2,50	39,0	25,2	34,4	28,4	13826,8	9,27
R245fa	PH	30,1	2,50	40,6	25,1	35,5	32,0	13769,2	9,17
R245fa	PH	30,1	2,50	41,5	25,1	36,1	33,8	13751,6	9,10

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	30,0	2,50	34,2	25,1	26,7	34,6	23371,9	16,88
R245fa	PH	30,1	2,50	34,6	25,3	26,5	38,1	24359,2	18,46
R245fa	PH	29,9	2,50	34,8	25,1	26,1	41,6	25035,6	19,91
R245fa	PH	30,0	2,50	35,3	25,0	25,9	45,1	25559,4	21,44
R245fa	PH	30,1	2,50	35,7	25,2	25,6	48,5	26113,6	23,12
R245fa	PH	29,9	2,50	35,9	25,0	25,2	52,0	26549,1	24,84
R245fa	PH	30,0	2,50	36,3	25,0	25,1	55,6	27228,2	26,19
R245fa	PH	30,0	2,50	36,5	25,0	24,7	59,1	27609,0	27,99
R245fa	PH	30,0	2,50	36,9	25,0	24,4	62,6	28100,1	29,59
R245fa	PH	29,9	2,50	36,4	24,9	24,5	59,2	27673,7	28,31
R245fa	PH	30,0	2,50	36,3	25,1	24,9	55,7	27248,0	26,95
R245fa	PH	30,0	2,50	35,8	25,1	25,1	52,2	26847,8	25,48
R245fa	PH	30,1	2,50	35,6	25,2	25,5	48,7	26382,8	24,03
R245fa	PH	30,0	2,50	35,1	25,2	25,7	45,1	25932,4	22,56
R245fa	PH	30,0	2,50	34,7	25,2	25,9	41,6	25292,7	21,03
R245fa	PH	30,0	2,50	34,4	25,2	26,2	38,1	24619,2	19,34
R245fa	PH	29,9	2,50	34,0	25,1	26,5	34,6	23671,4	17,58
R245fa	PH	30,0	2,50	33,7	25,1	26,9	31,1	22657,4	15,93
R245fa	PH	30,0	2,50	33,4	25,1	27,2	27,6	21315,5	14,37
R245fa	PH	30,0	2,50	33,0	25,0	27,4	24,0	19728,3	13,06
R245fa	PH	29,9	2,50	32,5	25,1	27,5	20,5	18015,5	12,11
R245fa	PH	30,0	2,50	32,1	25,0	27,8	17,0	15688,8	10,86
R245fa	PH	30,0	2,50	31,5	25,2	28,1	13,6	14006,2	10,09
R245fa	PH	30,0	2,50	30,3	25,1	28,2	10,6	13176,9	9,85
R245fa	PH	30,0	2,50	28,7	25,1	27,5	7,1	12855,9	10,07
R245fa	PH	30,0	2,50	26,8	25,0	26,2	3,5	12516,7	10,36
R245fa	PH	30,0	2,50	21,8	20,1	21,2	3,6	13351,7	10,95
R245fa	PH	30,0	2,50	23,6	20,0	22,3	7,1	13212,3	10,82
R245fa	PH	30,0	2,50	25,3	20,0	23,5	10,7	13242,3	10,67
R245fa	PH	30,0	2,50	27,0	20,0	24,6	14,2	13386,5	10,54
R245fa	PH	29,9	2,50	28,8	20,0	25,8	17,8	13423,3	10,43
R245fa	PH	30,0	2,50	30,7	20,2	27,1	21,3	13446,4	10,29
R245fa	PH	30,0	2,50	32,3	20,1	28,1	24,9	13470,1	10,18
R245fa	PH	30,0	2,50	34,1	20,2	29,4	28,4	13509,0	10,06
R245fa	PH	30,1	2,49	35,9	20,1	30,5	32,0	13499,7	9,90
R245fa	PH	30,1	2,50	37,5	20,1	31,5	35,6	13525,7	9,85
R245fa	PH	30,0	2,50	39,3	20,1	32,8	39,1	13553,2	9,74
R245fa	PH	30,0	2,50	40,3	20,3	33,5	40,9	13557,8	9,68
R245fa	PH	30,0	2,50	41,0	20,1	33,9	42,6	13568,3	9,64
R245fa	PH	30,0	2,50	41,7	20,0	34,4	44,4	13590,6	9,60
R245fa	PH	30,0	2,50	42,6	20,1	35,0	46,2	13582,1	9,54
R245fa	PH	30,1	2,50	43,6	20,2	35,6	48,0	13600,1	9,49
R245fa	PH	29,9	2,50	35,5	20,0	26,6	48,6	22164,6	17,65
R245fa	PH	30,0	2,50	36,0	20,0	26,6	52,1	22958,2	18,54

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	30,0	2,50	36,3	19,8	26,4	55,6	23615,0	19,59
R245fa	PH	30,0	2,50	36,0	20,0	26,6	52,2	23042,8	18,64
R245fa	PH	30,0	2,50	35,5	20,1	26,8	48,7	22281,5	17,54
R245fa	PH	30,0	2,50	35,1	20,1	27,0	45,1	21342,9	16,44
R245fa	PH	30,0	2,50	34,7	20,2	27,1	41,6	20327,0	15,49
R245fa	PH	29,9	2,50	34,3	20,0	27,2	38,1	18789,1	14,35
R245fa	PH	30,0	2,50	33,9	20,0	27,5	34,6	17199,0	13,24
R245fa	PH	30,0	2,50	33,4	19,9	27,7	31,1	15618,7	12,19
R245fa	PH	30,0	2,50	32,7	20,0	27,8	27,6	14940,3	11,42
R245fa	PH	30,0	2,50	31,8	19,9	27,5	24,9	13691,2	10,79
R245fa	PH	30,0	2,50	30,5	19,9	26,9	21,3	13350,8	10,40
R245fa	PH	30,0	2,50	28,9	19,9	25,9	17,7	13088,6	10,44
R245fa	PH	30,0	2,50	27,1	19,9	24,7	14,2	13058,1	10,57
R245fa	PH	30,0	2,50	25,5	20,0	23,7	10,6	12928,9	10,68
R245fa	PH	30,1	2,50	23,7	20,0	22,5	7,1	12695,5	10,81
R245fa	PH	30,0	2,50	22,0	20,0	21,3	3,5	12196,1	10,95
R245fa	PH	30,0	3,00	26,6	25,0	25,9	3,5	14484,4	12,96
R245fa	PH	30,0	3,00	28,1	25,0	26,9	7,1	14495,1	12,83
R245fa	PH	30,0	3,00	29,7	25,1	27,9	10,6	14626,7	12,68
R245fa	PH	30,0	3,00	31,4	25,2	29,0	14,2	14564,8	12,52
R245fa	PH	30,0	3,00	32,8	25,0	29,8	17,7	14675,4	12,38
R245fa	PH	30,0	3,00	34,3	25,0	30,8	21,3	14769,9	11,83
R245fa	PH	30,0	3,00	35,5	25,2	28,6	24,7	12710,0	11,58
R245fa	PH	30,1	3,00	36,9	25,5	28,5	28,2	12599,3	11,63
R245fa	PH	30,1	3,00	37,7	25,1	28,1	31,7	12649,0	11,62
R245fa	PH	30,1	3,00	38,7	25,0	28,1	35,3	12961,7	11,68
R245fa	PH	30,1	3,00	39,3	25,1	28,1	37,0	12962,3	11,65
R245fa	PH	30,0	3,00	39,7	25,0	28,0	38,8	13006,0	11,65
R245fa	PH	30,1	3,00	40,3	25,0	28,0	40,6	13085,9	11,65
R245fa	PH	30,1	3,00	40,8	25,1	28,1	42,3	13223,4	11,61
R245fa	PH	30,0	3,00	35,3	25,1	25,4	42,7	23279,3	23,63
R245fa	PH	30,0	3,00	35,3	25,0	25,2	44,5	23789,1	24,56
R245fa	PH	30,1	3,00	35,7	25,0	25,0	47,9	24452,8	26,42
R245fa	PH	30,1	3,00	36,0	25,0	24,6	51,4	25185,4	28,46
R245fa	PH	30,6	3,00	36,8	25,5	24,7	55,0	25721,0	30,43
R245fa	PH	30,4	3,00	36,1	25,4	24,6	51,5	25351,7	29,58
R245fa	PH	30,2	3,00	35,5	25,4	24,5	48,0	24928,3	28,74
R245fa	PH	30,0	3,00	35,0	25,0	24,7	44,5	24297,3	26,81
R245fa	PH	30,0	3,00	34,7	25,1	25,1	41,0	23538,2	25,19
R245fa	PH	30,0	3,00	34,3	25,0	25,3	37,5	22834,6	23,61
R245fa	PH	30,0	3,00	34,0	25,1	25,7	34,0	21988,4	21,84
R245fa	PH	30,0	3,00	33,6	25,1	26,0	30,6	20957,8	20,05
R245fa	PH	30,0	3,00	33,2	25,1	26,3	27,1	19960,1	18,53
R245fa	PH	29,9	3,00	32,7	25,0	26,5	23,7	18683,4	17,00

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PH	30,0	3,00	32,3	25,1	27,0	20,2	17178,8	15,52
R245fa	PH	30,0	3,00	31,6	25,0	27,2	16,8	15763,4	14,44
R245fa	PH	30,1	3,00	30,9	25,3	27,6	13,5	15046,1	13,89
R245fa	PH	30,0	3,00	30,3	25,2	27,6	12,4	14156,9	13,68
R245fa	PH	29,9	3,00	29,5	25,0	27,6	10,6	14759,8	13,46
R245fa	PH	30,1	3,00	29,0	25,2	27,6	8,9	15003,5	13,71
R245fa	PH	30,1	3,00	28,2	25,1	27,1	7,1	14764,5	13,88
R245fa	PH	30,1	3,00	26,5	24,9	25,9	3,5	14476,3	14,32
R245fa	PH	31,0	3,00	22,6	21,0	22,0	3,5	15019,9	14,52
R245fa	PH	30,9	3,00	24,0	21,0	22,9	7,1	15025,4	14,39
R245fa	PH	30,9	3,00	25,6	21,0	23,9	10,7	15168,7	14,25
R245fa	PH	30,9	3,00	27,2	21,1	25,0	14,2	15287,7	14,13
R245fa	PH	31,0	3,00	28,5	21,0	25,9	17,8	15469,2	14,01
R245fa	PH	30,9	3,00	30,0	21,0	26,9	21,3	15566,5	13,89
R245fa	PH	30,9	3,00	31,5	21,0	27,9	24,9	15614,4	13,77
R245fa	PH	30,9	3,00	33,1	21,1	29,0	28,5	15696,2	13,69
R245fa	PH	30,9	3,00	34,5	21,1	29,9	32,0	15783,4	13,64
R245fa	PH	30,8	3,00	36,0	21,1	30,9	35,6	15802,7	13,56
R245fa	PH	30,9	3,00	37,5	21,2	32,0	39,1	15882,2	13,46
R245fa	PH	30,8	3,00	39,0	21,2	33,0	42,7	15937,2	13,34
R245fa	PH	31,0	3,00	39,6	21,1	33,3	44,4	15949,6	13,31
R245fa	PH	30,9	3,00	36,6	21,1	27,8	46,3	17005,0	17,86
R245fa	PH	30,9	3,00	36,9	21,1	27,6	49,9	17612,1	19,03
R245fa	PH	31,0	3,00	37,5	21,1	27,4	53,5	17931,9	19,83
R245fa	PH	30,9	3,00	36,7	21,2	26,9	55,3	24042,0	22,74
R245fa	PH	31,0	3,00	37,1	21,2	26,7	58,7	24748,4	24,12
R245fa	PH	31,0	3,00	37,5	21,3	26,5	61,5	25315,0	25,34
R245fa	PH	30,8	3,00	37,0	21,1	26,5	58,8	24774,5	24,36
R245fa	PH	30,9	3,00	36,6	21,0	26,8	55,3	23974,1	22,84
R245fa	PH	30,9	3,00	36,3	21,0	27,1	51,8	23172,8	21,57
R245fa	PH	30,8	3,00	35,7	20,8	27,2	48,4	22208,7	20,38
R245fa	PH	31,0	3,00	35,4	21,0	27,5	44,9	21227,0	19,31
R245fa	PH	30,9	3,00	35,0	20,9	27,7	41,4	19928,7	18,21
R245fa	PH	31,0	3,00	34,8	21,1	28,0	37,8	18482,3	17,08
R245fa	PH	30,9	3,00	34,2	21,1	28,0	34,3	17243,1	16,18
R245fa	PH	30,8	3,00	33,5	20,8	28,1	32,0	15826,2	15,04
R245fa	PH	31,0	3,00	32,8	21,1	28,2	28,4	15523,1	14,38
R245fa	PH	30,9	3,00	31,9	21,1	28,1	24,9	15122,4	13,79
R245fa	PH	31,0	3,00	30,1	20,8	26,8	21,3	15017,8	13,97
R245fa	PH	31,0	3,00	28,9	21,2	26,2	17,8	14996,4	14,05
R245fa	PH	30,9	3,00	27,4	21,1	25,2	14,2	14837,0	14,20
R245fa	PH	31,0	3,00	25,6	20,8	23,9	10,6	14754,3	14,37
R245fa	PH	30,9	3,00	24,1	20,9	23,0	7,1	14463,3	14,50
R245fa	PVH	30,1	1,00	28,4	25,2	27,8	3,5	8256,8	3,86

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,eq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVH	30,1	1,00	31,5	25,2	30,5	6,9	8301,3	3,75
R245fa	PVH	30,1	1,00	33,2	25,2	31,9	8,7	8299,8	3,70
R245fa	PVH	30,1	1,00	34,9	25,3	33,3	10,4	8304,1	3,65
R245fa	PVH	30,0	1,00	36,5	25,2	34,7	12,1	8267,7	3,59
R245fa	PVH	30,1	1,00	38,1	25,3	36,1	13,9	8270,1	3,55
R245fa	PVH	30,0	1,00	31,7	25,2	28,8	15,5	22379,8	5,53
R245fa	PVH	30,2	1,00	32,0	25,2	28,9	17,3	23730,8	5,84
R245fa	PVH	30,2	1,00	32,4	25,4	28,8	20,8	26481,4	6,68
R245fa	PVH	30,1	1,00	32,7	25,3	28,6	24,4	28186,7	7,52
R245fa	PVH	30,1	1,00	33,1	25,3	28,4	27,9	29585,0	8,52
R245fa	PVH	30,2	1,00	33,4	25,1	28,3	31,4	30681,4	9,51
R245fa	PVH	30,1	1,00	33,7	25,1	28,1	35,0	31627,0	10,59
R245fa	PVH	30,2	1,00	34,0	25,1	27,9	38,5	32465,6	11,65
R245fa	PVH	30,2	1,00	34,4	25,2	27,8	42,0	32955,6	12,69
R245fa	PVH	30,2	1,00	34,7	25,2	27,6	45,5	33349,1	13,77
R245fa	PVH	30,2	1,00	35,0	25,2	27,4	49,0	33688,4	14,84
R245fa	PVH	30,1	1,00	35,3	25,2	27,1	52,6	34103,1	15,96
R245fa	PVH	30,3	1,00	35,8	25,3	27,1	56,1	34416,3	17,02
R245fa	PVH	30,4	1,00	36,3	25,3	27,1	59,7	34696,7	18,01
R245fa	PVH	30,6	1,00	36,8	25,6	27,1	63,2	35019,9	19,26
R245fa	PVH	30,4	1,00	36,3	25,6	27,1	59,7	34644,8	18,28
R245fa	PVH	30,2	1,00	35,8	25,2	27,1	56,2	34202,7	17,02
R245fa	PVH	30,1	1,00	35,4	25,1	27,1	52,6	33615,5	15,88
R245fa	PVH	30,1	1,00	35,1	25,2	27,3	49,1	32930,4	14,86
R245fa	PVH	30,1	1,00	34,9	25,3	27,5	45,5	31969,0	13,83
R245fa	PVH	30,1	1,00	34,6	25,0	27,6	42,0	31117,3	12,73
R245fa	PVH	30,1	1,00	34,3	25,2	27,9	38,5	30610,7	11,70
R245fa	PVH	30,1	1,00	33,9	25,2	28,0	34,9	29874,7	10,61
R245fa	PVH	30,1	1,00	33,6	25,1	28,2	31,4	28869,5	9,45
R245fa	PVH	30,0	1,00	33,2	25,2	28,4	27,8	27917,6	8,42
R245fa	PVH	30,1	1,00	32,9	25,2	28,6	24,3	26472,0	7,40
R245fa	PVH	30,1	1,00	32,5	25,2	28,8	20,8	24782,8	6,53
R245fa	PVH	30,1	1,00	32,2	25,3	28,9	17,2	22407,7	5,75
R245fa	PVH	30,0	1,00	31,9	25,0	28,9	15,5	20636,0	5,33
R245fa	PVH	30,1	1,00	31,7	25,3	28,9	13,7	19640,2	5,04
R245fa	PVH	30,1	1,00	31,5	25,1	29,0	11,9	17411,6	4,67
R245fa	PVH	30,0	1,00	31,2	25,1	29,0	10,2	15091,0	4,34
R245fa	PVH	30,1	1,00	31,0	25,0	29,1	8,4	12171,5	4,01
R245fa	PVH	30,1	1,00	30,7	25,1	29,2	6,7	9648,4	3,75
R245fa	PVH	30,0	1,00	30,0	25,2	29,0	5,2	8043,7	3,59
R245fa	PVH	30,1	1,00	28,4	25,1	27,8	3,5	7853,2	3,70
R245fa	PVH	30,2	1,00	23,4	20,1	22,9	3,5	8046,8	3,94
R245fa	PVH	30,2	1,00	26,8	20,2	25,7	6,9	8035,3	3,82
R245fa	PVH	30,2	1,00	30,2	20,4	28,6	10,4	8046,5	3,71

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVH	30,2	1,00	33,5	20,4	31,3	13,9	8107,1	3,61
R245fa	PVH	30,2	1,00	36,8	20,6	34,2	17,3	8140,3	3,52
R245fa	PVH	30,3	1,00	38,5	20,6	35,6	19,1	8126,2	3,48
R245fa	PVH	30,2	1,00	37,5	20,6	29,8	20,7	7488,5	3,43
R245fa	PVH	30,2	1,00	38,3	20,4	29,9	22,4	7561,2	3,41
R245fa	PVH	30,1	1,00	39,1	20,4	30,0	24,2	7756,5	3,39
R245fa	PVH	30,3	1,00	40,0	20,5	30,4	25,9	7892,2	3,35
R245fa	PVH	30,3	1,00	40,8	20,5	30,1	27,7	7946,7	3,33
R245fa	PVH	30,2	1,00	41,5	20,4	30,0	29,4	8014,5	3,32
R245fa	PVH	30,3	1,00	42,3	20,4	30,0	31,2	8121,9	3,30
R245fa	PVH	30,3	1,00	43,0	20,5	29,9	32,9	8218,8	3,28
R245fa	PVH	30,4	1,00	43,8	20,6	30,0	34,7	8338,3	3,26
R245fa	PVH	30,3	1,00	34,5	20,3	28,5	36,4	24258,9	8,70
R245fa	PVH	30,2	1,00	34,7	20,3	28,4	38,1	24789,3	9,11
R245fa	PVH	30,3	1,00	35,2	20,3	28,4	41,6	25575,8	9,92
R245fa	PVH	30,3	1,00	35,5	20,2	28,2	45,1	26786,1	10,91
R245fa	PVH	30,2	1,00	35,8	20,3	27,9	48,7	27740,9	11,94
R245fa	PVH	30,2	1,00	36,1	20,4	27,8	52,2	28612,3	12,93
R245fa	PVH	30,2	1,00	36,5	20,4	27,6	55,8	29297,9	13,94
R245fa	PVH	30,3	1,00	36,8	20,4	27,5	59,3	29955,1	14,96
R245fa	PVH	30,3	1,00	36,5	20,6	27,8	55,9	29593,4	13,91
R245fa	PVH	30,2	1,00	36,1	20,5	27,8	52,3	28962,7	13,00
R245fa	PVH	30,2	1,00	35,8	20,4	28,0	48,8	28019,4	11,91
R245fa	PVH	30,1	1,00	35,3	20,2	27,9	45,3	27001,9	11,01
R245fa	PVH	30,3	1,00	35,1	20,5	28,3	41,7	26130,9	10,09
R245fa	PVH	30,2	1,00	34,7	20,6	28,4	38,2	25046,1	9,23
R245fa	PVH	30,2	1,00	34,2	20,5	28,5	34,7	23891,8	8,31
R245fa	PVH	30,2	1,00	33,4	20,5	28,8	27,6	20579,0	6,64
R245fa	PVH	30,2	1,00	33,0	20,5	28,9	24,0	18362,3	5,85
R245fa	PVH	30,3	1,00	32,6	20,5	29,1	20,5	15937,1	5,19
R245fa	PVH	30,1	1,00	32,2	20,4	28,9	18,8	14702,1	4,91
R245fa	PVH	30,1	1,00	31,9	20,4	28,9	17,0	13347,6	4,64
R245fa	PVH	30,2	1,00	31,7	20,4	29,1	15,3	11558,6	4,32
R245fa	PVH	30,1	1,00	31,4	20,3	29,0	13,5	9987,7	4,07
R245fa	PVH	30,2	1,00	31,1	20,4	29,2	12,2	8559,0	3,81
R245fa	PVH	30,1	1,00	30,3	20,4	28,8	10,4	8004,0	3,64
R245fa	PVH	30,2	1,00	27,4	20,5	26,2	6,9	7597,5	3,78
R245fa	PVH	30,3	1,00	24,1	20,5	23,5	3,4	7183,2	3,90
R245fa	PVH	30,3	1,50	27,8	25,3	27,2	3,5	9826,3	5,93
R245fa	PVH	30,2	1,50	30,3	25,3	29,0	6,9	9820,4	5,82
R245fa	PVH	30,2	1,50	32,8	25,3	30,9	10,4	9831,9	5,72
R245fa	PVH	30,1	1,50	35,6	25,6	33,0	13,9	9745,8	5,60
R245fa	PVH	30,3	1,50	36,6	25,3	33,6	15,6	9749,9	5,57
R245fa	PVH	30,3	1,50	37,8	25,3	34,5	17,3	9753,8	5,54

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVH	30,3	1,50	39,2	25,4	35,6	19,1	9750,9	5,48
R245fa	PVH	30,3	1,50	40,5	25,4	36,5	20,8	9750,0	5,44
R245fa	PVH	30,3	1,50	41,7	25,4	37,5	22,5	9761,2	5,39
R245fa	PVH	30,1	1,50	39,5	25,1	29,3	24,1	8680,7	5,39
R245fa	PVH	30,1	1,50	40,2	25,1	29,6	25,8	8922,0	5,35
R245fa	PVH	30,2	1,50	41,0	25,2	29,8	27,6	9085,2	5,32
R245fa	PVH	30,3	1,50	41,7	25,2	29,9	29,4	9229,3	5,30
R245fa	PVH	30,2	1,50	42,3	25,3	29,9	31,1	9381,3	5,27
R245fa	PVH	30,2	1,50	42,8	25,2	29,6	32,9	9448,3	5,26
R245fa	PVH	30,3	1,50	43,5	25,3	29,7	34,6	9595,6	5,23
R245fa	PVH	30,1	1,50	34,3	25,2	27,2	36,0	26204,3	15,32
R245fa	PVH	30,2	1,50	34,6	25,2	27,1	37,7	26474,4	15,97
R245fa	PVH	30,3	1,50	35,0	25,3	27,0	41,2	27166,0	17,38
R245fa	PVH	30,2	1,50	35,3	25,2	26,8	44,7	27858,1	18,66
R245fa	PVH	30,2	1,50	35,7	25,2	26,5	48,2	28305,9	20,18
R245fa	PVH	30,2	1,50	36,0	25,1	26,2	51,7	28668,1	21,67
R245fa	PVH	30,2	1,50	36,2	25,3	25,9	55,2	29214,7	23,44
R245fa	PVH	30,1	1,50	35,9	25,3	26,0	51,7	28883,2	22,03
R245fa	PVH	30,2	1,50	35,6	25,1	26,4	48,2	28134,0	20,16
R245fa	PVH	30,1	1,50	35,2	25,2	26,5	44,8	27667,6	18,93
R245fa	PVH	30,1	1,50	35,0	25,1	26,9	41,2	26971,3	17,29
R245fa	PVH	30,1	1,50	34,6	25,3	27,1	37,8	26366,2	15,95
R245fa	PVH	30,1	1,50	34,2	25,3	27,3	34,3	25623,1	14,35
R245fa	PVH	30,1	1,50	34,0	25,4	27,7	30,8	24657,2	12,82
R245fa	PVH	30,2	1,50	33,7	25,1	28,0	27,3	23134,2	11,19
R245fa	PVH	30,2	1,50	33,3	25,3	28,2	23,8	21921,7	9,91
R245fa	PVH	30,1	1,50	32,8	25,3	28,3	20,3	20385,0	8,96
R245fa	PVH	30,2	1,50	32,5	25,3	28,6	16,8	18012,8	7,98
R245fa	PVH	30,2	1,50	31,9	25,4	28,6	13,4	15430,0	7,17
R245fa	PVH	30,1	1,50	31,6	25,2	28,6	11,7	13698,2	6,75
R245fa	PVH	30,2	1,50	31,3	25,2	28,8	9,9	11795,0	6,38
R245fa	PVH	30,2	1,50	30,9	25,2	28,8	8,7	9820,4	6,06
R245fa	PVH	30,1	1,50	30,2	25,1	28,6	6,9	9249,2	5,81
R245fa	PVH	30,2	1,50	29,1	25,2	28,1	5,2	9354,8	5,87
R245fa	PVH	30,2	1,50	27,7	25,1	27,0	3,5	9233,9	5,94
R245fa	PVH	30,2	1,50	22,7	20,2	22,1	3,5	9793,7	6,33
R245fa	PVH	30,1	1,50	25,2	20,2	24,0	6,9	9841,9	6,21
R245fa	PVH	30,1	1,50	27,7	20,2	25,8	10,4	9869,6	6,09
R245fa	PVH	30,2	1,50	30,2	20,2	27,7	13,9	9904,1	5,97
R245fa	PVH	30,3	1,50	32,8	20,4	29,7	17,3	9917,9	5,85
R245fa	PVH	30,1	1,50	35,2	20,2	31,5	21,0	10002,9	5,75
R245fa	PVH	30,1	1,50	37,8	20,4	33,4	24,3	9950,9	5,65
R245fa	PVH	30,1	1,50	39,1	20,2	30,5	27,6	8966,9	5,62
R245fa	PVH	30,2	1,50	39,6	20,3	29,4	31,1	9375,7	5,48

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVH	30,2	1,50	41,0	20,4	29,5	34,6	9544,5	5,42
R245fa	PVH	30,2	1,50	34,9	20,3	28,1	37,6	21149,2	11,03
R245fa	PVH	30,1	1,50	35,1	20,2	27,8	41,1	22376,8	12,11
R245fa	PVH	30,1	1,50	35,6	20,2	27,7	44,5	23289,8	13,10
R245fa	PVH	30,2	1,50	36,0	20,1	27,6	48,0	24218,1	14,11
R245fa	PVH	30,2	1,50	36,4	20,1	27,4	51,5	25041,8	15,19
R245fa	PVH	30,3	1,50	36,8	20,3	27,2	55,0	26080,4	16,68
R245fa	PVH	30,1	1,50	36,3	20,3	27,3	51,6	25325,0	15,64
R245fa	PVH	30,2	1,50	36,1	20,3	27,6	48,1	24219,5	14,35
R245fa	PVH	30,2	1,50	35,7	20,2	27,7	44,5	23138,8	13,27
R245fa	PVH	30,2	1,50	35,4	20,2	27,9	41,1	21969,3	12,20
R245fa	PVH	30,2	1,50	35,0	20,2	28,1	37,6	20719,0	11,08
R245fa	PVH	30,2	1,50	34,5	20,2	28,2	34,1	19495,7	10,09
R245fa	PVH	30,3	1,50	34,2	20,4	28,4	30,6	18110,1	9,20
R245fa	PVH	30,1	1,50	33,6	20,4	28,4	27,1	16575,3	8,41
R245fa	PVH	30,3	1,50	33,5	20,2	28,7	25,4	15093,0	7,82
R245fa	PVH	30,2	1,50	33,2	20,2	28,6	23,6	14221,9	7,54
R245fa	PVH	30,2	1,50	32,9	20,3	28,7	21,9	13219,1	7,18
R245fa	PVH	30,3	1,50	32,7	20,3	28,8	20,2	12153,2	6,85
R245fa	PVH	30,2	1,50	32,3	20,3	28,7	18,4	11158,2	6,59
R245fa	PVH	30,2	1,50	31,8	20,2	28,7	17,4	10488,5	6,32
R245fa	PVH	30,2	1,50	30,5	20,3	28,0	13,9	9625,0	5,94
R245fa	PVH	30,2	1,50	29,3	20,3	27,0	12,1	9514,0	5,96
R245fa	PVH	30,3	1,50	28,0	20,2	26,0	10,4	9425,3	6,03
R245fa	PVH	30,2	1,50	26,7	20,2	25,0	8,6	9394,6	6,10
R245fa	PVH	30,2	1,50	25,5	20,2	24,1	6,9	9245,6	6,16
R245fa	PVH	30,3	1,50	24,2	20,2	23,2	5,2	9081,3	6,23
R245fa	PVH	30,3	1,50	22,9	20,2	22,2	3,4	8941,6	6,30
R245fa	PVH	30,2	2,00	27,4	25,3	26,7	3,6	11396,5	8,44
R245fa	PVH	30,2	2,00	29,5	25,4	28,2	7,1	11410,3	8,31
R245fa	PVH	30,2	2,00	31,7	25,4	29,7	10,7	11243,1	8,19
R245fa	PVH	30,2	2,00	32,7	25,3	30,2	12,4	11239,8	8,14
R245fa	PVH	30,3	2,00	33,8	25,4	31,0	14,2	11301,0	8,08
R245fa	PVH	30,2	2,00	35,8	25,3	32,3	17,8	11262,2	7,98
R245fa	PVH	30,2	2,00	37,9	25,3	33,7	21,3	11318,2	7,88
R245fa	PVH	30,2	2,00	40,0	25,4	35,2	24,9	11320,9	7,77
R245fa	PVH	30,2	2,00	42,2	25,4	36,6	28,4	11338,4	7,67
R245fa	PVH	30,2	2,00	43,0	25,2	37,1	30,2	11321,0	7,64
R245fa	PVH	30,0	2,00	40,7	25,1	28,7	31,8	10211,6	7,61
R245fa	PVH	30,1	2,00	42,0	25,1	28,9	35,4	10504,7	7,55
R245fa	PVH	30,1	2,00	42,6	25,2	28,9	37,2	10639,1	7,51
R245fa	PVH	30,2	2,00	43,3	25,3	29,1	38,9	10792,1	7,47
R245fa	PVH	30,2	2,00	44,2	25,2	29,1	42,5	11072,5	7,43
R245fa	PVH	30,1	2,00	35,4	25,2	25,8	45,4	25822,3	23,52

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVH	30,1	2,00	35,8	25,1	25,5	48,9	26376,6	25,40
R245fa	PVH	30,2	2,00	36,1	25,3	25,1	52,4	26877,5	27,56
R245fa	PVH	30,1	2,00	36,3	25,2	24,6	56,0	27314,2	29,98
R245fa	PVH	30,1	2,00	36,0	25,3	25,0	52,5	26849,9	27,84
R245fa	PVH	30,1	2,00	35,8	25,3	25,4	49,0	26240,3	25,96
R245fa	PVH	30,1	2,00	35,5	25,3	25,7	45,4	25617,6	23,95
R245fa	PVH	30,1	2,00	35,2	25,3	26,1	41,9	25001,2	22,08
R245fa	PVH	30,1	2,00	34,9	25,3	26,4	38,4	24315,9	20,01
R245fa	PVH	30,2	2,00	34,7	25,3	26,9	34,9	23179,6	17,82
R245fa	PVH	30,1	2,00	34,3	25,3	27,2	31,3	22132,2	16,06
R245fa	PVH	30,2	2,00	34,0	25,3	27,5	27,8	20987,8	14,22
R245fa	PVH	30,2	2,00	33,6	25,2	27,8	24,2	19536,3	12,50
R245fa	PVH	30,2	2,00	33,1	25,1	28,0	20,7	17799,2	11,18
R245fa	PVH	30,2	2,00	32,6	25,1	28,2	17,2	15776,2	10,05
R245fa	PVH	30,3	2,00	32,1	25,1	28,5	13,7	13430,2	9,16
R245fa	PVH	30,3	2,00	31,7	25,3	28,5	12,0	12592,5	8,93
R245fa	PVH	30,2	2,00	31,1	25,3	28,5	10,3	11524,8	8,62
R245fa	PVH	30,3	2,00	30,3	25,1	28,4	8,9	10833,0	8,32
R245fa	PVH	30,2	2,00	29,5	25,2	28,1	7,1	11121,2	8,37
R245fa	PVH	30,2	2,00	28,6	25,4	27,6	5,3	11020,1	8,42
R245fa	PVH	30,2	2,00	27,3	25,1	26,6	3,5	10772,9	8,52
R245fa	PVH	30,2	2,50	27,0	25,2	26,4	3,5	12793,6	11,28
R245fa	PVH	30,2	2,50	28,9	25,2	27,5	7,1	12587,5	11,17
R245fa	PVH	30,3	2,50	32,8	25,4	30,0	14,2	12466,0	10,93
R245fa	PVH	30,2	2,50	34,5	25,4	31,1	17,7	12510,2	10,83
R245fa	PVH	30,2	2,50	36,3	25,4	32,2	21,3	12569,3	10,72
R245fa	PVH	30,3	2,50	38,2	25,5	33,4	24,8	12583,2	10,61
R245fa	PVH	30,2	2,50	39,9	25,4	34,5	28,3	12595,7	10,51
R245fa	PVH	30,2	2,50	41,7	25,4	35,6	31,9	12586,7	10,40
R245fa	PVH	30,1	2,50	40,3	25,4	28,3	33,3	10971,4	10,33
R245fa	PVH	30,2	2,50	40,9	25,4	28,3	35,2	11120,2	10,31
R245fa	PVH	30,3	2,50	42,1	25,5	28,6	38,8	11422,6	10,24
R245fa	PVH	30,1	2,50	35,3	25,2	25,6	41,4	23391,4	24,40
R245fa	PVH	30,2	2,50	35,9	25,4	24,7	49,5	25130,7	29,67
R245fa	PVH	30,2	2,50	36,0	25,4	24,9	48,3	24741,1	28,78
R245fa	PVH	30,2	2,50	36,3	25,4	24,5	51,8	25180,2	31,11
R245fa	PVH	30,2	2,50	35,9	25,4	24,8	48,4	24690,1	29,04
R245fa	PVH	30,2	2,50	35,6	25,2	25,2	44,9	23911,2	26,74
R245fa	PVH	30,2	2,50	35,4	25,2	25,7	41,4	23189,3	24,74
R245fa	PVH	30,2	2,50	35,1	25,3	26,0	37,9	22431,0	22,95
R245fa	PVH	30,2	2,50	34,7	25,4	26,3	34,4	21609,3	21,08
R245fa	PVH	30,2	2,50	34,3	25,4	26,6	30,8	20646,9	19,26
R245fa	PVH	30,2	2,50	33,9	25,3	26,9	27,3	19484,5	17,39
R245fa	PVH	30,0	2,50	33,4	25,3	27,1	23,8	18126,7	15,62

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVH	30,3	2,50	33,3	25,5	27,6	20,3	16403,8	14,15
R245fa	PVH	30,1	2,50	32,6	25,4	27,7	16,9	14814,5	13,00
R245fa	PVH	30,2	2,50	31,8	25,3	27,9	13,5	13116,4	12,16
R245fa	PVH	30,3	2,50	31,3	25,3	28,2	11,8	12490,5	11,76
R245fa	PVH	30,1	2,50	30,5	25,2	28,0	10,6	11884,0	11,62
R245fa	PVH	30,2	2,50	29,7	25,1	28,0	8,9	12416,3	11,43
R245fa	PVH	30,2	2,50	28,9	25,2	27,5	7,1	12277,3	11,46
R245fa	PVH	30,2	2,50	27,0	25,1	26,2	3,5	12020,1	11,63
R245fa	PVA	31,0	1,00	29,2	25,8	28,4	3,4	7456,2	1,76
R245fa	PVA	31,0	1,00	32,8	26,0	31,2	6,9	7266,3	1,70
R245fa	PVA	30,9	1,00	36,4	26,0	34,0	10,3	7069,7	1,63
R245fa	PVA	31,1	1,00	40,2	26,2	36,9	13,7	7055,7	1,57
R245fa	PVA	30,8	1,00	39,0	25,9	30,6	15,3	6332,2	1,24
R245fa	PVA	31,0	1,00	40,0	26,0	30,9	17,1	6534,6	1,21
R245fa	PVA	30,9	1,00	40,9	26,1	31,0	18,8	6792,7	1,20
R245fa	PVA	30,8	1,00	41,6	26,2	31,0	20,6	7010,2	1,19
R245fa	PVA	30,9	1,00	42,2	26,1	30,9	22,3	7201,3	1,18
R245fa	PVA	30,8	1,00	42,8	25,9	30,5	24,1	7316,2	1,17
R245fa	PVA	30,9	1,00	43,5	26,0	30,5	25,9	7535,7	1,19
R245fa	PVA	30,9	1,00	34,5	25,9	30,0	27,9	26652,3	3,09
R245fa	PVA	30,8	1,00	34,6	25,9	29,8	29,6	27336,2	3,30
R245fa	PVA	30,8	1,00	35,0	26,1	30,0	31,4	27538,1	3,46
R245fa	PVA	31,0	1,00	35,5	26,0	29,9	34,8	28293,6	3,79
R245fa	PVA	30,9	1,00	35,8	26,1	29,7	38,4	29103,0	4,18
R245fa	PVA	30,9	1,00	36,2	26,1	29,6	41,9	29702,7	4,55
R245fa	PVA	30,9	1,00	36,7	26,2	29,6	45,5	30092,3	4,89
R245fa	PVA	30,8	1,00	37,0	25,8	29,4	49,0	30443,9	5,23
R245fa	PVA	31,0	1,00	37,6	26,0	29,5	52,6	30660,5	5,55
R245fa	PVA	30,9	1,00	37,9	26,0	29,4	56,1	31218,8	6,00
R245fa	PVA	31,1	1,00	37,7	26,0	29,7	52,6	30851,3	5,57
R245fa	PVA	31,0	1,00	37,2	26,0	29,6	49,1	30344,9	5,23
R245fa	PVA	30,9	1,00	36,8	25,9	29,6	45,5	29641,5	4,86
R245fa	PVA	30,9	1,00	36,4	25,9	29,7	42,0	29138,0	4,50
R245fa	PVA	30,9	1,00	35,9	25,9	29,7	38,4	28539,0	4,17
R245fa	PVA	30,9	1,00	35,5	26,0	29,8	34,9	27836,6	3,84
R245fa	PVA	31,1	1,00	35,2	26,0	30,0	31,4	27224,5	3,45
R245fa	PVA	31,0	1,00	34,8	26,1	30,1	27,9	26316,1	3,09
R245fa	PVA	31,1	1,00	34,3	26,1	30,1	24,3	25317,9	2,76
R245fa	PVA	31,1	1,00	33,8	26,1	30,2	20,8	23921,2	2,49
R245fa	PVA	31,0	1,00	33,2	26,2	30,0	17,3	22282,6	2,29
R245fa	PVA	30,9	1,00	32,5	25,9	29,9	13,7	19693,0	2,08
R245fa	PVA	30,9	1,00	32,2	25,9	29,9	12,0	17709,0	1,99
R245fa	PVA	30,9	1,00	32,0	26,1	29,9	10,2	15647,7	1,82
R245fa	PVA	30,9	1,00	31,7	26,0	29,8	8,4	13126,8	1,67

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVA	31,0	1,00	31,6	26,1	29,9	6,9	8508,2	1,52
R245fa	PVA	30,9	1,00	31,0	25,8	29,6	5,1	6971,0	1,68
R245fa	PVA	31,0	1,00	29,7	26,0	28,8	3,4	6664,5	1,68
R245fa	PVA	31,0	1,00	24,5	21,0	23,7	3,4	7210,3	2,00
R245fa	PVA	31,0	1,00	27,9	21,1	26,5	6,9	7339,1	1,93
R245fa	PVA	30,9	1,00	31,4	20,9	29,2	10,3	7284,1	1,85
R245fa	PVA	31,1	1,00	34,9	20,9	32,0	13,7	7170,4	1,76
R245fa	PVA	30,9	1,00	38,4	20,9	34,7	17,2	7173,0	1,70
R245fa	PVA	30,8	1,00	38,2	20,9	30,2	18,8	6603,1	1,34
R245fa	PVA	31,0	1,00	39,0	20,8	30,4	20,5	6801,4	1,32
R245fa	PVA	31,1	1,00	39,9	20,9	30,6	22,3	7007,8	1,31
R245fa	PVA	31,2	1,00	40,7	20,8	30,6	24,0	7138,3	1,28
R245fa	PVA	31,2	1,00	41,5	21,1	30,7	25,8	7307,1	1,28
R245fa	PVA	31,0	1,00	42,1	21,2	30,4	27,6	7500,4	1,27
R245fa	PVA	31,0	1,00	34,3	21,0	29,9	31,3	23900,0	3,03
R245fa	PVA	31,0	1,00	34,8	21,0	29,9	34,8	25456,5	3,31
R245fa	PVA	31,1	1,00	35,3	21,0	30,0	38,3	26696,1	3,60
R245fa	PVA	30,9	1,00	35,5	21,0	29,7	41,8	28077,2	3,97
R245fa	PVA	30,9	1,00	35,9	21,0	29,6	45,4	29033,9	4,29
R245fa	PVA	31,0	1,00	36,3	21,0	29,7	49,0	30126,4	4,69
R245fa	PVA	31,0	1,00	36,7	21,0	29,6	52,6	31230,8	5,05
R245fa	PVA	30,9	1,00	36,9	20,9	29,5	56,2	32022,3	5,46
R245fa	PVA	30,9	1,00	37,2	20,9	29,4	59,7	32731,1	5,89
R245fa	PVA	31,0	1,00	36,9	21,0	29,6	56,2	32313,8	5,48
R245fa	PVA	30,9	1,00	36,4	20,9	29,5	52,6	31776,1	5,12
R245fa	PVA	30,8	1,00	36,0	20,8	29,5	49,1	30745,0	4,76
R245fa	PVA	30,9	1,00	35,8	21,1	29,6	45,5	29627,7	4,37
R245fa	PVA	31,0	1,00	35,6	21,1	29,8	42,0	28318,5	4,03
R245fa	PVA	31,0	1,00	35,2	21,2	29,8	38,5	27210,2	3,71
R245fa	PVA	30,9	1,00	34,7	20,9	29,8	34,9	25379,5	3,35
R245fa	PVA	30,7	1,00	34,2	21,0	29,7	31,3	23524,1	3,09
R245fa	PVA	30,9	1,00	33,9	21,0	29,8	27,8	21630,5	2,78
R245fa	PVA	30,8	1,00	33,4	21,1	29,7	24,2	19609,6	2,52
R245fa	PVA	31,0	1,00	32,7	21,2	29,9	17,1	13614,0	2,04
R245fa	PVA	30,8	1,00	32,0	21,0	29,5	14,0	9180,0	1,77
R245fa	PVA	30,9	1,00	31,4	20,9	29,1	10,3	7167,8	1,80
R245fa	PVA	30,9	1,00	28,2	20,7	26,6	6,8	6738,4	1,83
R245fa	PVA	30,9	1,00	24,6	20,8	23,8	3,4	6524,4	1,90
R245fa	PVA	31,0	1,50	28,7	26,0	27,8	3,4	8594,9	2,56
R245fa	PVA	31,0	1,50	31,4	26,0	29,6	6,9	8304,3	2,49
R245fa	PVA	30,9	1,50	34,1	25,8	31,3	10,3	8223,1	2,43
R245fa	PVA	30,9	1,50	37,1	26,0	33,3	13,7	8249,8	2,37
R245fa	PVA	30,9	1,50	39,9	26,1	35,2	17,1	8198,3	2,30
R245fa	PVA	30,9	1,50	40,1	26,0	30,9	20,5	7827,8	1,94

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVA	30,9	1,50	41,5	26,0	31,0	24,0	8159,6	1,91
R245fa	PVA	31,0	1,50	42,9	25,8	31,0	27,5	8410,2	1,88
R245fa	PVA	30,9	1,50	44,2	25,9	30,7	30,9	8652,6	1,87
R245fa	PVA	31,1	1,50	44,9	25,9	30,9	32,7	8782,3	1,87
R245fa	PVA	31,0	1,50	45,6	25,9	30,8	34,4	8869,6	1,86
R245fa	PVA	30,8	1,50	35,9	25,7	29,5	36,2	25201,2	5,43
R245fa	PVA	30,9	1,50	36,1	25,7	29,5	37,9	25857,0	5,68
R245fa	PVA	30,9	1,50	36,4	25,9	29,4	41,5	27124,0	6,16
R245fa	PVA	30,9	1,50	36,9	26,0	29,4	45,0	27760,2	6,63
R245fa	PVA	31,0	1,50	37,2	26,1	29,3	48,5	28703,4	7,12
R245fa	PVA	31,0	1,50	37,6	26,0	29,3	52,1	29223,8	7,59
R245fa	PVA	30,9	1,50	38,0	26,0	29,2	55,6	29700,4	8,06
R245fa	PVA	30,8	1,50	37,5	25,9	29,1	52,1	29252,8	7,63
R245fa	PVA	31,0	1,50	37,3	26,0	29,4	48,5	28487,1	7,09
R245fa	PVA	31,1	1,50	37,0	26,0	29,5	45,0	27847,3	6,62
R245fa	PVA	30,9	1,50	36,4	25,9	29,4	41,5	27188,5	6,21
R245fa	PVA	30,9	1,50	36,0	25,9	29,5	38,0	26396,4	5,80
R245fa	PVA	31,0	1,50	35,6	26,0	29,7	34,5	25638,2	5,32
R245fa	PVA	30,9	1,50	35,2	25,8	29,7	31,0	24401,5	4,92
R245fa	PVA	31,0	1,50	34,9	26,0	29,8	27,5	23200,0	4,50
R245fa	PVA	30,9	1,50	34,3	26,0	29,8	24,0	21985,6	4,04
R245fa	PVA	31,2	1,50	34,1	26,1	30,1	20,4	19946,4	3,54
R245fa	PVA	30,9	1,50	33,3	25,7	29,9	16,9	17436,6	3,18
R245fa	PVA	31,0	1,50	32,9	25,9	30,0	13,4	14739,7	2,87
R245fa	PVA	31,1	1,50	32,5	25,9	30,1	9,9	10644,3	2,40
R245fa	PVA	31,1	1,50	32,2	26,1	30,0	8,6	9401,5	2,45
R245fa	PVA	30,9	1,50	31,4	25,8	29,5	6,8	8094,4	2,44
R245fa	PVA	30,9	1,50	29,0	26,0	28,0	3,4	7592,4	2,48
R245fa	PVA	30,9	1,50	23,7	20,9	22,8	3,4	8285,5	2,85
R245fa	PVA	30,9	1,50	26,5	21,0	24,7	6,9	8396,5	2,78
R245fa	PVA	30,9	1,50	29,3	21,0	26,6	10,3	8417,0	2,71
R245fa	PVA	30,9	1,50	32,0	21,1	28,5	13,7	8423,6	2,64
R245fa	PVA	31,0	1,50	34,7	20,9	30,2	17,2	8392,5	2,58
R245fa	PVA	31,0	1,50	37,5	21,0	32,1	20,6	8366,8	2,51
R245fa	PVA	31,0	1,50	39,7	21,1	33,5	23,2	8342,7	2,46
R245fa	PVA	31,0	1,50	43,4	21,2	36,0	27,5	8291,0	2,37
R245fa	PVA	31,0	1,50	42,1	21,2	30,7	30,9	8494,8	2,05
R245fa	PVA	30,9	1,50	43,2	20,9	30,4	34,4	8685,2	2,02
R245fa	PVA	30,8	1,50	43,8	20,9	30,3	36,1	8813,5	2,01
R245fa	PVA	30,8	1,50	44,4	20,9	30,2	37,9	8935,4	2,00
R245fa	PVA	31,0	1,50	45,2	20,9	30,5	39,6	9033,2	2,00
R245fa	PVA	30,8	1,50	45,8	21,0	30,4	41,4	9146,2	1,98
R245fa	PVA	30,9	1,50	37,2	20,9	29,5	44,6	21972,2	5,04
R245fa	PVA	30,9	1,50	37,7	20,9	29,5	48,0	22686,5	5,34

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,eq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVA	30,9	1,50	38,3	21,0	29,5	51,5	23313,1	5,68
R245fa	PVA	30,9	1,50	38,8	21,0	29,5	55,0	23869,1	6,03
R245fa	PVA	30,8	1,50	38,2	20,9	29,3	51,5	23261,2	5,74
R245fa	PVA	30,8	1,50	37,8	20,9	29,4	48,0	22449,9	5,37
R245fa	PVA	30,9	1,50	37,3	20,9	29,5	44,5	21616,3	5,04
R245fa	PVA	30,8	1,50	36,7	20,8	29,5	41,1	20829,6	4,73
R245fa	PVA	31,0	1,50	36,4	20,8	29,7	37,6	19566,1	4,34
R245fa	PVA	31,0	1,50	35,8	20,7	29,7	34,1	18191,2	4,07
R245fa	PVA	31,0	1,50	35,3	20,7	29,7	30,6	16802,6	3,78
R245fa	PVA	30,9	1,49	34,7	20,6	29,7	27,1	15242,6	3,45
R245fa	PVA	30,9	1,49	34,1	20,6	29,6	23,6	13499,5	3,20
R245fa	PVA	30,8	1,50	33,4	20,7	29,5	20,1	11605,2	2,93
R245fa	PVA	30,9	1,50	32,9	20,7	29,3	17,3	9800,9	2,83
R245fa	PVA	30,8	1,50	32,4	20,6	28,6	15,5	8882,1	2,70
R245fa	PVA	30,9	1,50	29,3	20,8	26,5	10,3	7978,3	2,64
R245fa	PVA	30,9	1,50	26,6	20,9	24,7	6,8	7919,0	2,70
R245fa	PVA	30,9	1,50	24,0	21,0	23,1	3,4	7582,1	2,77
R245fa	PVA	30,9	2,00	28,2	25,9	27,3	3,5	9756,2	3,88
R245fa	PVA	30,9	2,00	30,6	26,1	28,8	7,1	9782,2	3,79
R245fa	PVA	30,7	2,00	32,7	25,8	29,9	10,6	9720,8	3,72
R245fa	PVA	31,0	2,00	35,2	26,1	30,9	14,1	9259,8	3,42
R245fa	PVA	31,0	2,00	37,4	26,1	31,1	17,6	8958,0	3,32
R245fa	PVA	30,9	2,00	38,9	25,9	31,3	21,1	9130,6	3,24
R245fa	PVA	30,8	2,00	40,3	25,9	31,2	24,7	9353,2	3,15
R245fa	PVA	30,8	2,00	41,7	25,9	31,3	28,2	9621,6	3,08
R245fa	PVA	31,0	2,00	43,2	26,1	31,5	31,8	9806,0	3,02
R245fa	PVA	30,8	2,00	44,2	25,8	31,2	35,3	10013,6	2,98
R245fa	PVA	30,8	2,00	45,5	26,0	31,1	38,9	10198,0	2,95
R245fa	PVA	30,8	2,00	36,4	26,1	28,7	42,1	25578,4	9,82
R245fa	PVA	30,8	2,00	36,8	26,0	28,6	45,7	26336,9	10,23
R245fa	PVA	30,9	2,00	37,3	25,9	28,7	49,2	26925,2	10,69
R245fa	PVA	30,9	2,00	37,7	26,0	28,5	52,8	27590,9	11,31
R245fa	PVA	30,9	2,00	38,2	26,1	28,5	56,4	28136,0	11,87
R245fa	PVA	30,8	2,00	37,6	26,0	28,4	52,8	27605,2	11,31
R245fa	PVA	30,9	2,00	37,4	26,0	28,7	49,2	26899,8	10,68
R245fa	PVA	30,8	2,00	36,9	25,9	28,6	45,7	26188,0	10,16
R245fa	PVA	30,9	2,00	36,6	26,0	28,8	42,1	25306,8	9,63
R245fa	PVA	30,8	2,00	36,1	26,0	28,9	38,6	24540,1	9,08
R245fa	PVA	30,8	2,00	35,6	25,9	28,9	35,1	23841,9	8,36
R245fa	PVA	30,8	2,00	35,2	25,9	29,1	31,5	22908,3	7,43
R245fa	PVA	30,7	2,00	34,7	25,9	29,1	28,0	21884,9	6,72
R245fa	PVA	30,8	2,00	34,3	26,0	29,4	24,4	20489,1	6,01
R245fa	PVA	30,9	2,00	33,9	25,9	29,6	20,9	18540,7	5,29
R245fa	PVA	31,0	2,00	33,5	25,9	29,7	17,3	16174,8	4,69

Fluido	Plano	T _{sat} [°C]	$\dot{m}$ [g/s]	T _p [°C]	T _{ent} [°C]	T _{sai} [°C]	Q _{ef} [W]	h _{exp,aq} [W/m ² °C]	Δp _{med} [kPa]
R245fa	PVA	31,0	2,00	32,9	26,0	29,8	13,8	13637,7	4,15
R245fa	PVA	31,0	1,99	32,3	26,0	29,6	10,6	10532,1	3,64
R245fa	PVA	30,9	2,00	30,6	25,8	28,7	7,0	9220,4	3,68
R245fa	PVA	30,9	2,00	28,4	25,8	27,3	3,5	8773,5	3,76
R245fa	PVA	30,9	2,00	23,2	20,8	22,2	3,5	9498,0	4,25
R245fa	PVA	30,9	2,00	25,4	20,9	23,6	7,1	9887,1	4,18
R245fa	PVA	30,8	2,00	27,6	20,9	25,0	10,6	9996,5	4,10
R245fa	PVA	30,8	2,00	29,9	20,9	26,3	14,2	10031,3	4,01
R245fa	PVA	30,7	2,00	32,3	21,0	27,8	17,7	9983,7	3,92
R245fa	PVA	30,8	2,00	34,6	21,0	29,2	21,2	9901,6	3,81
R245fa	PVA	30,9	2,00	36,8	21,0	30,6	24,8	9968,3	3,74
R245fa	PVA	30,9	2,00	39,1	21,0	31,9	28,3	9982,2	3,67
R245fa	PVA	30,8	2,00	41,4	21,1	33,4	31,8	9966,9	3,59
R245fa	PVA	30,9	2,00	43,6	21,1	34,8	35,3	9990,3	3,52
R245fa	PVA	30,8	2,00	45,8	21,1	36,1	38,8	10002,6	3,46
R245fa	PVA	30,6	2,00	43,8	21,1	30,6	42,5	10517,6	3,13
R245fa	PVA	31,0	2,00	42,1	21,0	29,9	47,1	12595,1	4,45
R245fa	PVA	31,1	2,00	42,8	21,0	30,0	49,9	12807,6	4,55
R245fa	PVA	31,0	2,00	43,7	21,0	29,9	53,5	13054,6	4,67
R245fa	PVA	31,1	2,00	44,6	21,1	29,9	57,1	13295,0	4,79
R245fa	PVA	30,7	2,00	44,8	21,1	29,4	60,8	13830,1	5,11
R245fa	PVA	30,7	2,00	39,3	21,1	28,7	63,3	24772,0	8,74
R245fa	PVA	30,9	2,00	39,1	21,0	29,1	59,7	23918,8	8,27
R245fa	PVA	30,7	2,00	38,5	21,0	28,9	56,1	23269,5	7,98
R245fa	PVA	30,7	2,00	38,1	21,0	28,9	52,5	22418,6	7,62
R245fa	PVA	30,9	2,00	37,8	21,0	29,2	49,0	21421,4	7,14
R245fa	PVA	30,7	2,00	37,2	21,0	29,1	45,5	20568,8	6,79
R245fa	PVA	30,9	2,00	36,9	20,9	29,3	41,9	19272,5	6,33
R245fa	PVA	30,8	2,00	36,4	20,9	29,3	38,4	18147,0	5,96
R245fa	PVA	30,6	2,00	35,7	20,9	29,1	34,9	17165,2	5,63
R245fa	PVA	30,8	2,00	35,4	21,0	29,4	31,3	15612,3	5,15
R245fa	PVA	30,8	2,00	34,8	21,0	29,3	27,8	14126,2	4,72
R245fa	PVA	30,7	2,00	34,1	21,0	29,2	24,1	12460,0	4,32
R245fa	PVA	30,8	2,00	33,5	21,0	28,8	21,3	10967,4	4,07
R245fa	PVA	30,8	2,00	32,5	20,9	28,0	17,7	9700,1	3,87
R245fa	PVA	30,8	2,00	30,4	20,9	26,6	14,1	9400,7	3,89
R245fa	PVA	30,7	2,00	28,1	20,9	25,3	10,6	9351,3	3,97
R245fa	PVA	30,8	2,00	25,8	20,9	23,9	7,0	9091,9	4,06
R245fa	PVA	30,9	2,00	23,5	20,9	22,4	3,5	8525,8	4,15

APÊNDICE 2

APÊNDICE 2 - PUBLICAÇÕES E DIAGRAMA DE GANTT

As seguintes publicações foram desenvolvidas durante este estudo:

DO NASCIMENTO, F. J.; **LEÃO, H. L. S. L.**; RIBATSKI, G. An experimental study on flow boiling heat transfer of R134a in a microchannel-based heat sink. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 45, p. 117–127, 2013.

LEÃO, H. L. S. L.; DO NASCIMENTO, F. J.; RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of R407C in a microchannels based heat spreader. **Experimental Thermal and Fluid Science (ExHFT special edition)**, 2013. (aceito para publicação)

LEÃO, H. L. S. L.; CHÁVEZ, C. A.; RIBATSKI, G. The effect of footprint orientation on the performance of a heat spreader based on flow boiling inside micro-scale channels. **Em: International Congress of Mechanical Engineering (COBEM), Ribeirão Preto. 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)**, 2013.

LEÃO, H. L. S. L.; DO NASCIMENTO, F. J.; RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of R407C in a microchannels based heat spreader. **Em: World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Lisbon. 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics**, 2013.

DO NASCIMENTO, F. J.; **LEÃO, H. L. S. L.**; RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of R134a in a microchannel heat sink. **Em: International Conference on Nanochannels, microchannels and Minichannels, Puerto Rico. 10th International Conference on Nanochannels, microchannels and Minichannels**, 2012.

DO NASCIMENTO, F. J.; **LEÃO, H. L. S. L.**; RIBATSKI, G. Curvas de ebulição para o R134a em um dissipador de calor baseado em microcanais. **Em: Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico, Curitiba. 3º Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico**, 2012.

LEAO, H. L. S. L.; DO NASCIMENTO, F. J.; RIBATSKI, G. Análise da Transferência de Calor em ebulição convectiva para o R134a em um dissipador de calor baseado em microcanais. **Em: I Seminário do projeto temático Fapesp pronex, São Carlos**, 2013.

Este mestrado foi realizado de março de 2011 a novembro de 2013, de acordo com as etapas apresentadas no quadro a seguir: