

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**

Escola de Engenharia de São Carlos

**EFEITO DA ORIENTAÇÃO DO ESCOAMENTO  
NO DESEMPENHO DE DISSIPADOR DE CALOR  
MICROALETADO COM CANAL DIVERGENTE**

Alexandre Garcia Costa

Dissertação de Mestrado

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Área de concentração: Termociências e Mecânica dos Fluidos

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**EFEITO DA ORIENTAÇÃO DO ESCOAMENTO NO DESEMPENHO DE  
DISSIPADOR DE CALOR MICROALETADO COM CANAL  
DIVERGENTE**

Alexandre Garcia Costa

São Carlos – SP

2024



Alexandre Garcia Costa

**EFEITO DA ORIENTAÇÃO DO ESCOAMENTO NO DESEMPENHO DE  
DISSIPADOR DE CALOR MICROALETADO COM CANAL  
DIVERGENTE**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como requisito para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Gherhardt Ribatski

Co-Orientadora: Prof. Dra. Debora Carneiro  
Moreira

VERSÃO CORRIGIDA

São Carlos - SP

2024

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.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

C837e Costa, Alexandre Garcia  
Efeito da orientação do escoamento no desempenho de dissipador de calor microaletado com canal divergente / Alexandre Garcia Costa; orientador Gherhardt Ribatski; coorientadora Debora Carneiro Moreira. São Carlos, 2024.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Termociências e Mecânica dos Fluidos -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2024.

1. Ebulição convectiva. 2. Microcanais. 3. Dissipador de calor. 4. Efeitos gravitacionais. 5. Transferência de calor. 6. Perda de pressão. I. Título.

Eduardo Graziosi Silva - CRB - 8/8907



## FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ALEXANDRE GARCIA COSTA**.

Título da dissertação: "Efeito da orientação do escoamento no desempenho de dissipador de calor microaletado com canal divergente".

Data da defesa: 14/05/2024.

### Comissão Julgadora

### Resultado

**Prof. Titular Gherhardt Ribatski**  
(Orientador)  
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC-USP)

APROVADO

**Prof. Dr. Fabio Toshio Kanizawa**  
(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

APROVADO

**Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho**  
(Universidade Federal de Uberlândia/UFU)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:  
Prof. Associado **Adriano Almeida Gonçalves Siqueira**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:  
Prof. Titular **Carlos De Marqui Junior**





## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho à minha família, em especial à minha mãe, Roberta Dias Garcia e ao meu avô Roberto Brandão Garcia, pelo amor, companheirismo e imensurável incentivo ao longo da minha vida.

## AGRADECIMENTOS

Ao professor Gherhardt Ribatski pela confiança em mim depositada, dedicação e atenção em todos os momentos, paciência, apoio e pela amizade construída neste período.

À professora Debora Carneiro Moreira, por ter constantemente elevado meu conhecimento na área através de inúmeras discussões e pela enorme paciência para responder todas as dúvidas que tive nesse período.

À Maria Eugênia Junta de Freitas por todo amor, companheirismo, incentivo e compreensão durante os tempos difíceis.

Ao técnico José Roberto Bogni pela montagem da bancada experimental e por proporcionar momentos de profunda descontração.

Ao Eng. Jorge Nicolau dos Santos, pelo desenvolvimento do sistema de aquisição e pela constante disponibilidade para ajudar no que fosse preciso.

Aos técnicos Florisvaldo Boni e Roberto Prata Vieira por auxiliarem na realização deste estudo sempre quando foram requisitados.

À CAPES e à FAPESP pelo fomento através da bolsa de estudo e suporte financeiro.

Aos colegas de laboratório Alex, Andres, Erivelto, Paola, Roberta e Vitor. Agradeço em especial aos colegas Daniel Borba Marchetto, Maurício Mani Marinheiro, Gabriel Furlan e Valter Salles do Nascimento Jr por me acolherem em um ambiente novo e me guiarem na direção correta.

A todos meus amigos de Bauru membros do E.N.C.M que são os irmãos que eu nunca tive.

Ao Prof. André Luiz Seixlack pelo voto de confiança através da carta de recomendação enviada ao Prof. Gherhardt Ribatski.

Aos Profs. Ulisses Antônio de Andreis e Fernando Braga Franco Talarico por terem me instigado a buscar o pensamento científico e crítico.



## RESUMO

COSTA, A. G. **Efeito da orientação do escoamento no desempenho de dissipador de calor microaletado com canal divergente**. 2024. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2024.

A presente dissertação trata de um estudo experimental sobre o efeito da orientação do escoamento na ebulição convectiva no interior de um dissipador de calor com seção transversal divergente e composto de microcanais abertos segundo geometria em duplo-“V”. A motivação deste estudo decorre da verificação para a mesma geometria de dissipador e escoamento horizontais, em estudos anteriores na EESC-USP e no RTI, de ganhos significativos no coeficiente de transferência de calor com penas reduzidas para a perda de pressão. Desta forma, este estudo se insere no contexto de aplicações de resfriamento nas quais a direção do escoamento pode variar significativamente, como na indústria aeroespacial e painéis fotovoltaicos. Resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão foram levantados para o fluido HFO-1336mzz(Z), velocidades mássicas de 100 a 600 kg/m<sup>2</sup>s, ângulos de inclinação do escoamento em relação ao plano horizontal de 45°, 90°, 270° e 315° e potências de aquecimento de até 70 W. Os dados experimentais foram analisados e os comportamentos observados discutidos a partir de imagens do escoamento obtidas com uma câmera de alta velocidade. De forma geral, constatou-se que a orientação pode influenciar o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão, no entanto efeitos gravitacionais mostraram-se significativos apenas em condições de velocidades mássicas e fluxo de calor reduzidos. Coeficientes de transferência de calor superiores ocorreram para o escoamento vertical ascendente com valores de até 22 kW/m<sup>2</sup>K, para um superaquecimento da parede de apenas 22 °C e um gradiente de pressão de 380 kPa/m. Com base em um fator de intensificação verificou-se que em valores reduzidos da velocidade mássica e fluxo de calor, escoamentos ascendentes apresentam desempenho superior ao horizontal, enquanto escoamentos descendentes desempenho inferior. De maneira geral, conclui-se que o dissipador avaliado é adequado para operar em inclinações distintas da horizontal, sem que isso implique em alterações significativas do seu desempenho termohidráulico.

**Palavras-chave:** Ebulição convectiva, Microcanais, Dissipador de calor, Efeitos gravitacionais, Transferência de calor, Perda de pressão.



## ABSTRACT

COSTA, A. G. **Effect of flow orientation on the performance of microfinned heat sink with divergent channel**. 2024. Thesis (Master) – São Carlos School of Engineering, University of São Paulo, São Carlos, 2024.

The present study reports an experimental investigation on the effects of flow orientation on convective boiling in a heat sink composed of open microchannels with a Dual-V geometry combined to a tapered manifold. The study motivation comes from the substantial heat transfer enhancement with reduced pressured drop penalty observed in previous studies at EESC-USP and RTI for the same heat sink geometry under horizontal flow conditions. Therefore, this study is within the context of thermal management applications for which flow direction can vary significantly, such as in the aerospace industry and photovoltaic panels. Heat transfer coefficient and pressure drop results were obtained for HFO-1336mzz(Z), mass velocities from 100 to 600 kg/m<sup>2</sup>s, inclination angles relative to the horizontal plane of 45°, 90°, 270° and 315° and heating powers up to 70 W. The experimental data were analyzed, and the observed behaviors were discussed based on flow images captured with a high-speed camera. Overall, it was found that flow orientation influences both heat transfer coefficient and pressure drop, however, gravitational effects were significant only under conditions of reduced mass velocities and heat fluxes. Higher heat transfer coefficients were observed for upward vertical flow, reaching values of up to 22 kW/m<sup>2</sup>K, for a wall superheating of only 22°C and a pressure gradient of 380 kPa/m. Furthermore, based in an enhancement factor, it was found that at reduced mass velocity and heat flux conditions, upward flows exhibited superior performance compared to horizontal flows, while downward flows exhibited inferior performance. In general, it is concluded that the evaluated heat sink geometry is suitable for operation at orientations other than horizontal, without implying substantial variation of its thermohydraulic performance.

**Key-Words:** Flow boiling, Microchannels, Heat sink, Gravitational effects, Heat transfer, Pressure drop.



## LISTA DE ABREVIATURAS

ANEEL	Agência nacional de energia elétrica
BP	<i>British Petroleum</i>
CTC	Coeficiente de Transferência de Calor
EAM	Erro absoluto médio
FCC	Fluxo Crítico de Calor
IEN	Início da ebulição nucleada
<i>ONB</i>	<i>Onset of Nucleate Boiling</i>
PE	Padrão de Escoamento



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras romanas

$a$	Coefficiente da Eq. (11) e Eq. (22)
$A$	Área - $m^2$
$b$	Coefficiente da Eq. (11) e Eq. (22) - $W/m^2K$
$C_1$	Crítérios de estabilização, Eqs. (1), (4) e (5) - $^{\circ}C$
$C_2$	- $W/m^2$
$C_3$	
$D$	Diâmetro - m
$G$	Velocidade mássica - $kg/m^2s$
$H$	Altura dos canais - m
$i$	Entalpia específica - $J/kg$
$I$	Corrente elétrica - A
$k$	Condutividade térmica - $W/mK$
$L$	Distância - m
$\dot{m}$	Vazão mássica - $kg/s$
$N$	Número de canais
$p$	Pressão - Pa
$P$	Potência - W
$\dot{q}''$	Fluxo de calor - $W/m^2$
$\dot{Q}$	Calor - W
$Ra$	Rugosidade - $\mu m$
$T$	Temperatura - $^{\circ}C$ ou K
$Tp$	Termopar
$V$	Tensão - V
$x$	Título de vapor

### Letras gregas

$\beta$	Ângulo em relação ao plano vertical - $^{\circ}$
---------	--

$\Delta L$	Distância entre termopares - m
$\Delta p$	Perda de pressão - Pa
$\Delta T$	Diferença de temperatura - °C ou K
$\eta$	Fator de intensificação de Webb (1981)
$\theta$	Ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal - °
$\rho$	Massa específica - kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Tensão superficial - N/m

### Subíndices

1 $\emptyset$	Monofásico
2 $\emptyset$	Bifásico
abs	Absorvido
atual	Medida realizada no presente
anterior	Medida realizada 3 min anteriormente a atual
aq	Aquecimento
c	Canal
calc	Calculado
Cu	Cobre
e	Entrada
est	Estimado
exp	Experimental
f	Fluido
g	Fase gás
l	Fase líquida
lg	Vaporização
p	perdido
pa	Parede
rel	Relativo
s	Saída
sa	Superfície aquecida
sat	Saturação
st	Seção de testes

sub	Subresfriado
sup	Superaquecimento
t	Transversal

### Adimensionais

$$Eo = Bd = \frac{g(\rho_l - \rho_g)L^2}{\sigma} \quad \text{Número de Eötvös (Bond)}$$

$$Co = \left( \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)D_h^2} \right)^{0,5} \quad \text{Número de Confinamento}$$

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad \text{Número de Reynolds}$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_m^2 gD} \quad \text{Número de Froude da mistura bifásica}$$

$$Fr_{gs}^* = \frac{u_{gs}}{\sqrt{\rho_g(\rho_l - \rho_g)gD}} \quad \text{Número de Froude modificado baseado na velocidade superficial do gás}$$

$$We_m = \frac{G^2 D}{(\rho_l - \rho_g)\sigma} \quad \text{Número de Weber da mistura}$$

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Evolução da contribuição das fontes renováveis na conversão em energia elétrica entre 1965 e 2021.....	1
Figura 1.2	Resultados da literatura indicando o aumento de eficiência de conversão e de redução da temperatura das células com uso de técnicas de resfriamento.....	4
Figura 1.3	Ilustração esquemática de geometria utilizada para a extração de vapor de forma passiva.....	6
Figura 1.4	Ilustração esquemática de painel solar com sistema de rastreamento integrado.....	9
Figura 2.1	Ilustração esquemática com a definição dos ângulos de inclinação segundo a direção do escoamento.....	12
Figura 2.2	Diagrama de caixas da razão entre as perdas de pressão para orientação não horizontais e horizontal.....	20
Figura 2.3	Variação da relação entre razões dos CTCs com $G/\rho_l$ .....	29
Figura 2.4	Comparação dos dados de Gao, Xu e Liang (2017) com os critérios de Zhao (2010) e Baba <i>et al.</i> (2011).....	30
Figura 2.5	Comparação entre os CTCs para diferentes orientações e velocidades mássicas em canais abertos e fechados.....	35
Figura 2.6	Comparação entre os FCCs para diferentes orientações e velocidades mássicas em canais abertos e fechados.....	36
Figura 2.7	Diagrama de caixas da razão entre os CTCs para orientações não horizontais e horizontal.....	40
Figura 2.8	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 45^\circ$ e horizontal com a velocidade mássica.....	41
Figura 2.9	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 45^\circ$ e horizontal com o fluxo de calor.....	42
Figura 2.10	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 90^\circ$ e horizontal com a velocidade mássica.....	42
Figura 2.11	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 90^\circ$ e horizontal com o fluxo de calor.....	43

Figura 2.12	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 270^\circ$ e horizontal com a velocidade mássica.....	43
Figura 2.13	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 270^\circ$ e horizontal com o fluxo de calor.....	44
Figura 2.14	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 315^\circ$ e horizontal com a velocidade mássica.....	44
Figura 2.15	Variação da razão de CTC da orientação $\theta = 315^\circ$ e horizontal. com o fluxo de calor.....	45
Figura 2.16	Variação da razão entre CTCs para $\theta = 90^\circ$ e $\theta = 0^\circ$ com o fluxo de calor para $G$ entre 500 e 665 kg/m <sup>2</sup> s.....	46
Figura 2.17	Variação da razão entre CTCs para $\theta = 90^\circ$ e $\theta = 0^\circ$ com o fluxo de calor para $G$ inferior a 303 kg/m <sup>2</sup> s.....	47
Figura 2.18	Variação da razão entre CTCs para $\theta = 270^\circ$ e $\theta = 0^\circ$ com o fluxo de calor para $G$ entre 500 e 665 kg/m <sup>2</sup> s.....	48
Figura 2.19	Variação da razão entre CTCs para $\theta = 270^\circ$ e $\theta = 0^\circ$ com o fluxo de calor para $G$ inferior a 303 kg/m <sup>2</sup> s.....	49
Figura 3.1	Registro fotográfico do aparato experimental.....	52
Figura 3.2	Registo fotográfico da seção de testes e o seu sistema de acoplamento e rotação.....	53
Figura 3.3	Diagrama esquemático do circuito auxiliar.....	54
Figura 3.4	Diagrama esquemático do circuito principal.....	55
Figura 3.5	Diagrama pressão-entalpia dos processos termodinâmicos no circuito principal.....	58
Figura 3.6	Desenhos esquemáticos da superfície de cobre que compõe a seção de testes.....	59
Figura 3.7	Seção transversal da superfície de cobre.....	60
Figura 3.8	a) Imagem dos microcanais b) Perfil da seção transversal.....	61
Figura 3.9	Elemento empregado no recobrimento da seção de testes contendo os microcanais.....	62
Figura 3.10	Ilustração da seção de testes com a posição relativa dos componentes.	63
Figura 3.11	Ilustração do conjunto câmera, espelho, iluminação e seção de testes..	64
Figura 3.12	Interface de controle do aparato experimental em <i>LabView</i> .....	65

Figura 3.13	Curva de ebulição para verificar a reprodutibilidade dos resultados experimentais.....	69
Figura 3.14	Ilustração dos dados experimentais monofásicos das perdas de calor relativas como função do CTC e as curvas ajustadas para suas estimativas.....	73
Figura 3.15	Comparação entre a perda de calor relativa experimental e estimada...	74
Figura 4.1	Curvas de ebulição para diferentes orientações do escoamento.....	76
Figura 4.2	Curvas ilustrando o $CTC$ vs. $\dot{q}_{abs}''$ para diferentes orientações.....	77
Figura 4.3	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título de vapor na região de saída da seção de testes.....	80
Figura 4.4	Variação do CTC para potência de aquecimento fixa, variando-se a velocidade mássica e ângulos de inclinação.....	81
Figura 4.5	Variação do padrão de escoamento com a redução da velocidade mássica para um fluxo de calor de $169 \text{ kW/m}^2$ .....	82
Figura 4.6	Curvas de ebulição para diferentes velocidades mássicas.....	83
Figura 4.7	Ilustração do comportamento do $CTC$ vs. $\dot{q}_{abs}''$ variando-se a orientação e velocidade do escoamento fixa.....	85
Figura 4.8	Relação entre os CTCs de orientações do escoamento não horizontais e o CTC horizontal.....	86
Figura 4.9	Imagens do escoamento para $\theta = 0^\circ$ e $\theta = 45^\circ$ , $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $CTC_{\theta=45^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,62$ e com as regiões com vapor destacado em laranja.....	88
Figura 4.10	Imagens do escoamento para $\theta = 0^\circ$ e $\theta = 45^\circ$ , $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $CTC_{\theta=45^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,85$ e com as regiões com vapor destacado em laranja.....	89
Figura 4.11	Imagens do escoamento para $\theta = 0^\circ$ , $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $\dot{q}_{abs}'' = 125,9 \text{ kW/m}^2$ e $\Delta t = 15 \text{ ms}$ .....	89
Figura 4.12	Fotografias do escoamento para $\theta = 0^\circ$ e $90^\circ$ e $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....	91
Figura 4.13	Imagens do escoamento para $\theta = 0^\circ$ e $\theta = 315^\circ$ , $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $CTC_{\theta=315^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,74$ e com as regiões com vapor destacado em laranja.....	92
Figura 4.14	Sequência de imagens com intervalo de $1,67 \text{ ms}$ para escoamento orientado em $\theta = 315^\circ$ , $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\dot{q}_{abs}'' = 58,5 \text{ kW/m}^2$ .....	93

Figura 4.15	Imagens do escoamento para $\theta = 0^\circ$ e $\theta = 315^\circ$ , $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $CTC_{\theta=315^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,85$ e com as regiões com vapor destacado em laranja.....	93
Figura 4.16	Imagens do escoamento para $\theta = 0^\circ$ e $\theta = 270^\circ$ e $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ...	95
Figura 4.17	Comportamento entre $\Delta p$ e $\dot{q}_{abs}''$ para diferentes velocidades mássicas	97
Figura 4.18	Comparação entre $\Delta p$ e $\dot{q}_{abs}''$ para variados ângulos de inclinação.....	99
Figura 4.19	Imagens do escoamento de cada orientação para $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....	101
Figura 4.20	Imagens do escoamento de cada orientação para $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....	102
Figura 4.21	Razão do $\Delta p$ de orientações não horizontais pela $\Delta p$ horizontal.....	103
Figura 4.22	Comparação entre o $CTC$ e $\dot{q}_{abs}''$ para os dados experimentais de Moreira <i>et al.</i> (2023) e dados do presente estudo.....	105
Figura 4.23	Comparação entre o $\dot{q}_{abs}''$ e $\Delta T_{sup}$ para os dados experimentais de Moreira <i>et al.</i> (2023) e dados do presente estudo.....	106
Figura 4.24	Comparação entre o $\Delta p$ e $\dot{q}_{abs}''$ para os dados experimentais de Moreira <i>et al.</i> (2023) e dados do presente estudo.....	107
Figura 4.25	Relação entre $\eta$ e $P_{aq}$ para variadas velocidades mássicas e orientações.....	108
Figura A.1	Curva de calibração do transdutor de pressão diferencial da seção de testes.....	123
Figura A.2	Curva de calibração do transdutor de pressão diferencial da válvula agulha.....	124

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1	Resultados de estudos da literatura para ebulição convectiva em multi-microcanais com escoamento horizontal.....	8
Tabela 2.1	Descrição de estudos experimentais sobre os efeitos da orientação do escoamento na ebulição convectiva em microcanais.....	14 - 16
Tabela 2.2	Melhores correlações para a perda de pressão ajustada os dados experimentais de Lee <i>et al.</i> (2014a), Leão <i>et al.</i> (2015) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018).....	19
Tabela 2.3	Melhores correlações para o CTC ajustada aos dados experimentais...	39
Tabela 3.1	Dimensões geométricas da seção de teste.....	60
Tabela 3.2	Incertezas de variáveis medidas e calculadas.....	71 - 72
Tabela 4.1	Condições experimentais ensaiadas.....	76
Tabela 4.2	Média, variância e desvio padrão dos CTCs entre diferentes velocidades mássicas.....	78
Tabela 4.3	Sumário dos resultados do efeito da inclinação do escoamento na relação $CTC_{\theta \neq 0} / CTC_{\theta = 0}$ .....	87
Tabela 4.4	Parcela das razões do $CTC$ em condições de dependência e independência de efeitos gravitacionais.....	87
Tabela A.1	Coefficientes de calibração e incertezas dos transdutores de pressão diferenciais.....	124
Tabela A.2	Coefficientes das retas de calibração e incertezas dos termopares.....	126
Tabela B.1	Incertezas fixas.....	129



## SUMÁRIO

<b>1 – Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1 – Ebulição convectiva.....	4
1.2 – Objetivos.....	9
1.3 – Organização da dissertação.....	10
<b>2 – Revisão Bibliográfica.....</b>	<b>12</b>
2.1 – Perda de pressão.....	17
2.2 – Coeficiente de transferência de calor.....	21
2.2.1 – escoamento vertical ascendente ( $\theta = 90^\circ$ ).....	22
2.2.2 – escoamento orientado segundo $\theta = 45^\circ$ .....	25
2.2.3 – escoamento vertical descendente ( $\theta = 270^\circ$ ).....	27
2.2.4 – escoamento horizontal com aquecimento na região superior ( $\theta = 180^\circ$ )	31
2.2.5 – escoamento orientado segundo $\theta = 315^\circ$ .....	34
2.2.6 – Análise dos efeitos associados a geometria dos canais.....	34
2.2.7 - Análise comparativa dos dados da literatura sobre os efeitos da orientação do escoamento no CTC.....	39
2.3 – Conclusões.....	50
<b>3 – Aparato experimental, procedimento experimental, procedimento de redução de dados e validação da bancada.....</b>	<b>52</b>
3.1 – Introdução.....	52
3.2 – Circuito Auxiliar.....	53
3.3 – Circuito principal.....	54
3.4 – Seção de testes.....	59
3.5 – Sistema de aquisição e controle do aparato experimental.....	64
3.6 – Tratamento de dados.....	69
3.7 – Estimativa da perda de calor e validação dos dados experimentais.....	72
<b>4 – Apresentação e análise dos resultados.....</b>	<b>75</b>

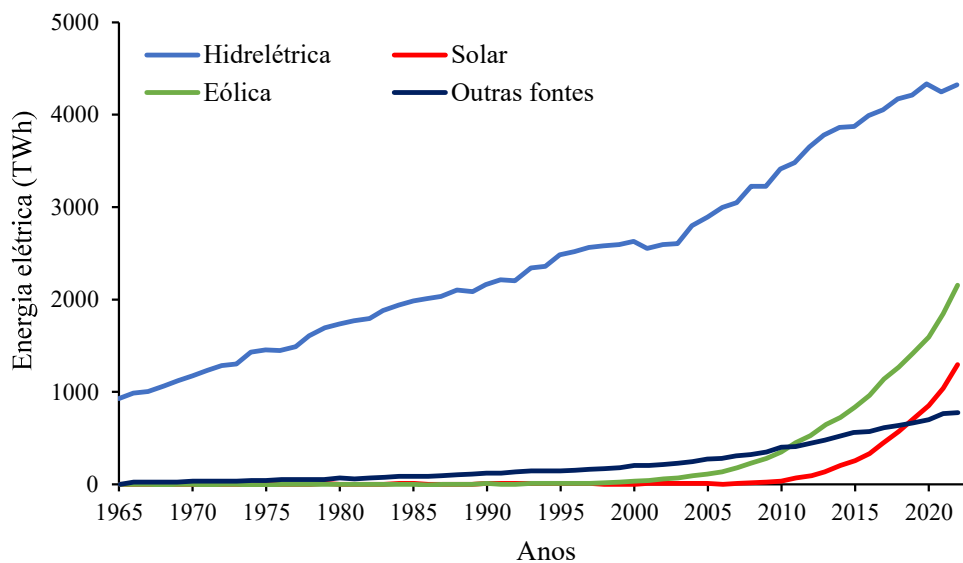
4.1 – Análise do desempenho térmico.....	75
4.1.1 – Efeitos da velocidade mássica.....	75
4.1.2 – Efeitos da orientação no desempenho térmico.....	82
4.2 – Perda de pressão.....	96
4.3 – Análise geral e conclusões.....	104
<b>5 – Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros.....</b>	<b>110</b>
5.1 – Conclusões.....	110
5.2 – Recomendações para trabalhos futuros.....	113
<b>6 – Referências Bibliográficas.....</b>	<b>114</b>
<b>APÊNDICE A - Calibrações.....</b>	<b>123</b>
<b>APÊNDICE B – Avaliação de incertezas.....</b>	<b>128</b>
<b>APÊNDICE C - Expansão em série da Taylor para a equação da condução de calor.....</b>	<b>135</b>



# 1 Introdução

O relatório de 2022 sobre o uso e conversão de energia publicado pela *British Petroleum* – BP (2022) aponta que 61,8% da energia elétrica mundial é obtida a partir de combustíveis fósseis, 9,85% de combustíveis nucleares e 28,35% por meio de fontes renováveis. Entre as fontes renováveis, a energia hidroelétrica ainda predomina, entretanto, a conversão em energia elétrica a partir da energia eólica, biomassa e solar se elevaram, respectivamente, em 527,9%, 127,9% e 3805,6% desde 2010. A Figura 1.1 ilustra a evolução da distribuição das fontes renováveis empregadas na conversão em energia elétrica em TWh no intervalo de 1965 a 2021. Nela, nota-se que a energia eólica e solar emergiram com contribuições significativas ao longo deste século.

Figura 1.1 – Evolução da contribuição das fontes renováveis na conversão em energia elétrica entre 1965 e 2021.



Fonte: Adaptado de <https://www.energyinst.org/statistical-review> (2022)/ BP Statistical Review of World Energy 2022.

Entre as fontes renováveis, a energia solar é a com maior potencial de exploração, por apresentar impacto ambiental reduzido e ser abundante quando comparada com as demais (Kannan e Vakeesan, 2016; Kabir *et al.*, 2018 e Nijssse *et al.*, 2023). Em geral, a conversão de energia solar em energia elétrica é efetuada de duas formas: i) Utilizando células fotovoltaicas, as quais convertem radiação solar diretamente em energia elétrica, rejeitando parcela da energia

incidente na forma de calor e ii) Tecnologias solares térmicas, que utilizam a radiação solar para elevar a temperatura de determinado fluido de trabalho e assim, de forma direta ou indireta, acionar expansores para geração de trabalho. Apesar da ampliação do seu parque instalado na última década, a energia solar corresponde ainda a apenas 12,4% das fontes renováveis em utilização. Segundo Kabir *et al.* (2018), os fatores que levam à reduzida utilização da energia solar são os custos de instalação dos sistemas ainda elevados, reduzida eficiência dos painéis solares, necessidade de manutenção e elevado custo dos equipamentos.

Enquanto a parcela da energia proveniente de fontes renováveis convertidas em energia elétrica no mundo em 2022 é de cerca de 28,35%, no Brasil, em 2023, esta parcela é de 83,4% de acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL (2024). No Brasil, a contribuição da energia solar na conversão em energia elétrica representa apenas 5,82%, o que é equivalente a 11,55 GW. Entretanto, entre os empreendimentos em execução e futuros projetos para a conversão em energia elétrica no Brasil, 41% e 82% correspondem, respectivamente, a usinas fotovoltaicas. As projeções indicam que estando operacionais essas usinas fotovoltaicas, a conversão da energia solar em elétrica será de 144,68 GW, o que corresponde a 73% da demanda atual do Brasil de 191,13 GW. Mais especificamente, o estado de São Paulo é responsável por 7,75% do abastecimento de energia elétrica do país a partir da energia solar, sendo este o quinto maior parque com um total de 72 usinas operacionais.

De forma geral, em condições laboratoriais células fotovoltaicas de silício convertem até 26,7%<sup>1</sup> da radiação solar incidente em energia elétrica, enquanto parcela é refletida e parte é convertida em calor (Tarabsheh *et al.*, 2016; Kurtz *et al.*, 2018 e Nayak *et al.*, 2019). Já quando em operação de campo, a eficiência é inferior à 20% (Jathar *et al.*, 2023). Devido à elevada taxa de conversão de radiação em calor nesses dispositivos, a temperatura da célula se eleva significativamente, implicando na redução da eficiência de conversão fotoelétrica, conforme descrito em Skoplaki e Palyvos (2009). De maneira geral, incrementos de 1 °C na temperatura das células implicam em uma redução de 0,5% em sua eficiência (Fouad, Shihata e Morgan, 2017). A eficiência de conversão também é dependente de parâmetros como, temperatura ambiente, velocidade do vento, fluxo de radiação solar, umidade, acúmulo de poeira e material da célula, revisões sistemáticas sobre este tema são encontradas na literatura (Kaldellis, Kapsali e Kavadias, 2014; Sharaf e Orhan, 2015a,b; Micheli *et al.*, 2016, Ju *et al.*, 2017a,b,c e Jathar *et al.*, 2023). Estudos numéricos conduzidos por Abo-Zahhad *et al.* (2018) com células multi-

---

<sup>1</sup> A eficiência de conversão é definida como a razão entre a energia elétrica fornecida pela célula e a energia dos fótons incidentes (Nayak *et al.*, 2019).

junções, demonstraram temperaturas média de células fotovoltaicas entre 936 e 1295 °C quando expostas, respectivamente, a concentrações de radiação equivalente a 400 e 1000 sóis<sup>2</sup>, sem o emprego de dispositivos de resfriamento. Resultados similares foram encontrados por Aldossary, Mahmoud e Al-Dadah (2016), que a partir de simulações numéricas encontraram valores de 922 °C para uma concentração de radiação de 500 sóis, também sem o emprego de um sistema de resfriamento. Vale ressaltar que a temperatura máxima de operação de células fotovoltaicas de silício é de aproximadamente 80 °C, enquanto a das células multi-junções é de cerca de 200 °C (Ju *et al.*, 2017b). Neste contexto, deve-se ressaltar ainda que o contínuo aquecimento e resfriamento pode levar à redução da vida útil da célula por fadiga térmica.

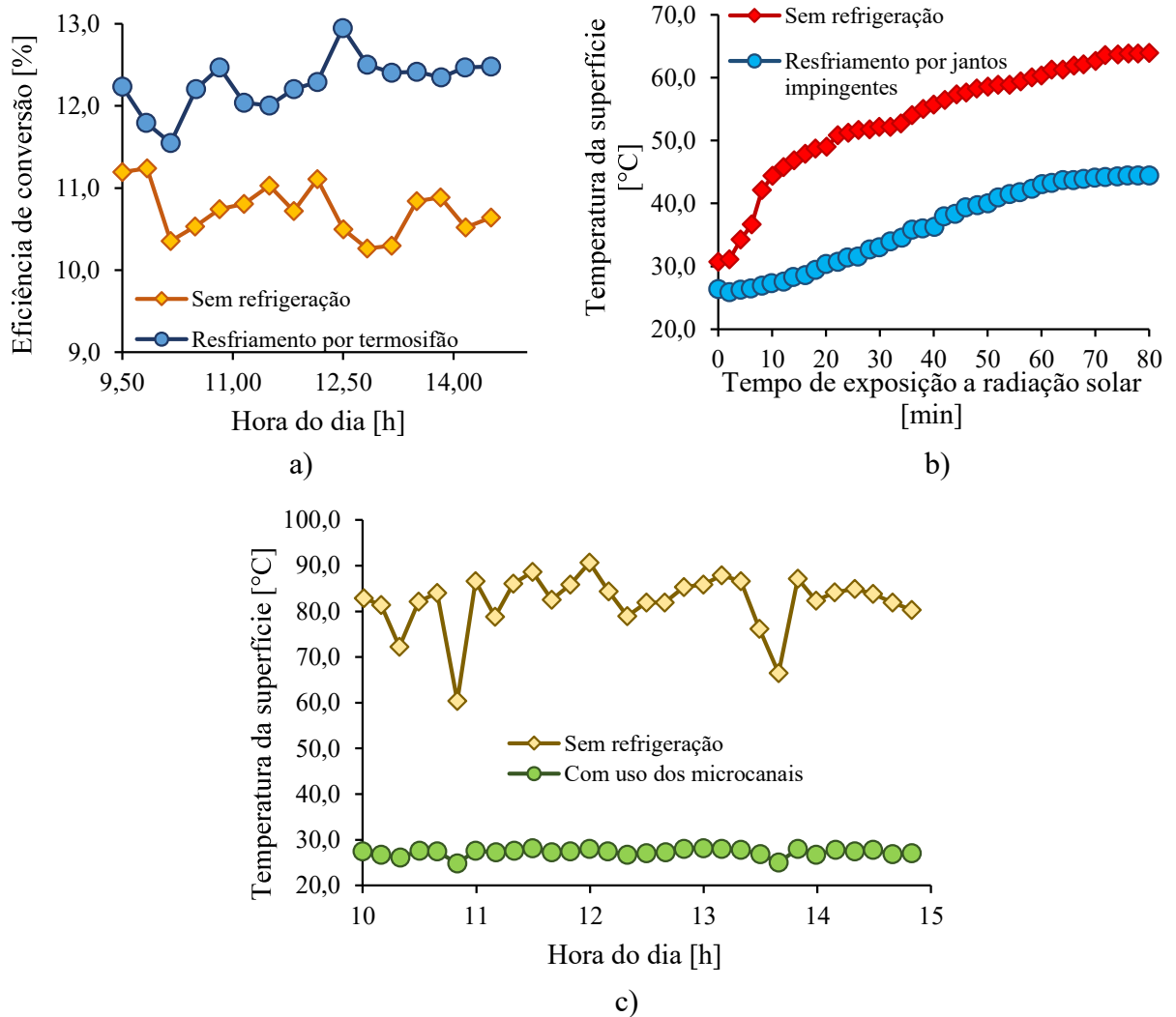
Considerando os aspectos acima ressaltados, nota-se a necessidade do gerenciamento térmico dessas células, de forma a reduzir sua temperatura de operação e mantê-la em condições ótimas de eficiência. Nesse contexto, pesquisadores tem se dedicado a estudos visando o aumento da eficiência de conversão de energia em fotocélulas por meio do seu melhor gerenciamento térmico. Em seu trabalho, Dwivedi *et al.* (2020) classificam as técnicas para o gerenciamento térmico de fotocélulas em ativas e passivas. Métodos ativos utilizam um fluido como meio de transporte de energia por escoamento forçado, enquanto métodos passivos baseiam-se na transferência de calor por convecção natural, sistemas com termosifão e materiais com mudança de fase. Bilen e Erdogan (2023) realizaram uma extensa revisão da literatura sobre estudos que abordaram a refrigeração de fotocélulas. Dos 208 estudos analisados, os autores concluíram que quando técnicas ativas foram empregadas observou-se uma redução em até 40 °C na temperatura das células, acompanhado de um ganho máximo de 47,7% de eficiência. As Fig. 1.2(a-c) ilustram resultados para a variação ao longo do dia da eficiência elétrica de fotocélulas e da temperatura de sua superfície, levantados na literatura. Nela, nota-se um incremento significativo na eficiência da fotocélula e uma redução drástica na temperatura de sua superfície com o emprego de técnicas de resfriamento.

Deve-se destacar ainda a possibilidade do emprego do calor remanescente para cogeração, especialmente em aplicações na qual as células fotovoltaicas são utilizadas em conjunto com concentradores solares (Zimmermann *et al.*, 2015 e Cameron, Reddy e Mallick, 2022). Nesse sentido, Modi *et al.* (2017), Ju *et al.* (2017a), Liang *et al.* (2018) e Marinheiro *et al.* (2022) demonstraram ganhos significativos na eficiência global do sistema de conversão de radiação solar em energia elétrica, com o emprego de cogeração.

---

<sup>2</sup> 1 sol equivale a um fluxo de calor de 1 kW/m<sup>2</sup> (Riordan e Hulstrom, 1990).

Figura 1.2 – Resultados da literatura indicando o aumento de eficiência de conversão e de redução da temperatura das células com uso de técnicas de resfriamento.



Fonte: a) Adaptado de Malvika, Arunachala e Varun (2022); b) Adaptado de Javidan e Moghadam (2021) e c) Adaptado de Chen *et al.* (2022).

## 1.1 Ebulição convectiva

A ebulição convectiva em microcanaís se trata de uma técnica comumente associada à dissipação de elevadas taxas de calor em espaços restritos, e sistematicamente estudadas na última década. Tal interesse deriva da capacidade de trocadores/dissipadores de calor com microcanaís transferirem elevados fluxos de calor, e proporcionarem redução do espaço ocupado e peso dos equipamentos. Essas vantagens são atrativas em diversos seguimentos da indústria, que passaram a aplicar e explorar a utilização de trocadores/dissipadores de calor com

dimensões reduzidas. Um dos estudos pioneiros a demonstrar a elevada capacidade de transferência de calor dos microcanais foi realizado por Tuckerman e Pease (1981), no qual os autores dissiparam  $790 \text{ W/cm}^2$  empregando escoamento monofásico de água em multi-microcanais retangulares de silício. Neste sentido, verificam-se estudos em que dissipações de fluxo de calor até  $2 \text{ kW/cm}^2$  foram alcançadas, com reduzido superaquecimento da superfície, usando dissipadores com microcanais em regime de ebulição convectiva (Tamvada, Alipanah e Moghaddam, 2021).

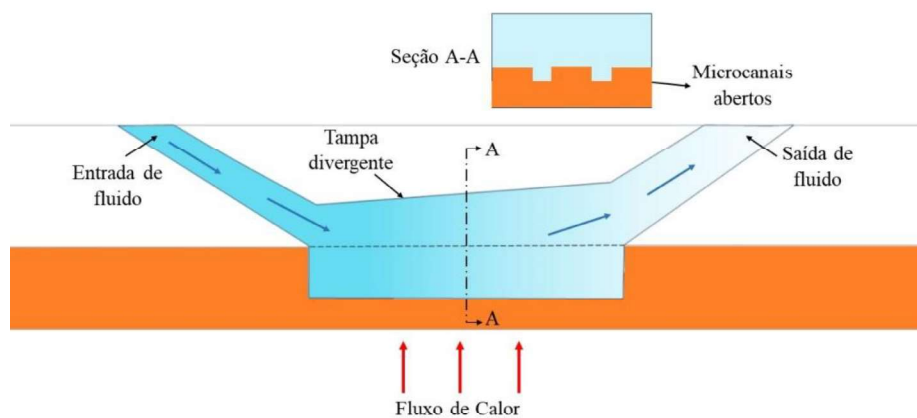
No entanto, o emprego de microcanais em processos de transferência de calor envolvendo mudança de fase ainda enfrenta desafios, como elevadas perdas de pressão, instabilidades térmicas do escoamento, má distribuição do fluido, reduzidos valores de fluxo crítico de calor e secagem de parede prematura (Ribatski, 2013 e Wang *et al.*, 2022). Tal fato implica em que estudos na área busquem uma maior compreensão dos fenômenos físicos, visando o aprimoramento da capacidade de transferência de calor, por meio da mitigação de efeitos de instabilidades térmicas e hidrodinâmicas. Uma das maneiras de abrandar estes efeitos é modificar a superfície dos canais. Isto pode ser efetuado por meio da adição de aletas, fitas retorcidas, cavidades artificiais, estruturas porosas e nanoestruturas, conforme relatado na extensa análise da literatura realizada por Liang e Mudawar (2020). Variação de parâmetros geométricos dos dissipadores de calor como número de canais, rugosidade da superfície e fluido de trabalho também são aspectos investigados visando o incremento do desempenho termohidráulico de dissipadores conforme discutido nas análises da literatura efetuadas por Zhou *et al.* (2020) e Ramesh, Sharma e Rao (2021). Balasubramanian, Peter e Krishnan (2022) listam os seguintes aspectos como relevantes na ebulição convectiva em canais de reduzidas dimensões: i) Parâmetros de projeto, que englobam dimensões e formatos dos canais; ii) Parâmetros operacionais, como velocidade mássica, fluxo de calor, pressão, grau de subresfriamento, superaquecimento da parede, efeitos de orientação e iii) Propriedades termodinâmicas e de transporte, como título de vapor, tensão superficial, ângulo de contato e molhabilidade, calor latente de vaporização, condutividade térmica e viscosidade dinâmica.

A fim de elevar a eficiência da transferência de calor durante a ebulição nucleada, deve-se buscar a manutenção do contato da fase líquida com a superfície aquecida, favorecendo coeficientes de transferência de calor superiores. Desta forma, estratégias de extração de vapor das proximidades da superfície são empregadas, visando a intensificação da transferência de calor, do fluxo crítico de calor e a redução da perda de pressão. Tais comportamentos encontram-se associados a mitigação de escoamentos reversos e de instabilidades térmicas.



Moreira, Ribatski e Kandlikar (2020) classificaram estas estratégias como ativas, passiva e baseadas na utilização de membranas permeáveis. As passivas se baseiam na estratificação das fases por meio de gradientes de pressão que se dá pela diferença do volume específico entre as fases, como os microcanais abertos propostos por Kandlikar *et al.* (2013), ilustrado na Figura 1.3. As técnicas ativas utilizam modificações estruturais para a extração de vapor. Câmaras separadas da estrutura principal do canal são empregadas neste sentido. Destaca-se a utilização das aletas em formato de pino propostas por Woodcock *et al.* (2015), que atuam como coletores e redirecionadores das bolhas de vapor. Por fim, as técnicas baseadas no emprego de membranas são baseadas no uso de membranas permeáveis, as quais possibilitam a extração do vapor, por meio de diferença de pressão entre a região para a qual o vapor é deslocado e o escoamento.

Figura 1.3 – Ilustração esquemática de geometria utilizada para a extração de vapor de forma passiva.



Fonte: Adaptado de Kandlikar *et al.* (2013).

Recentemente, Moreira *et al.* (2022, 2023) combinaram para condições de ebulição convectiva as técnicas de extração de vapor por meio de microcanais abertos e com seção transversal divergente do dissipador (Kandlikar, 2013), com a de auto segregação das fases líquido e vapor por meio da estruturação da superfície. Em seus estudos, Moreira *et al.* (2022) para água e Moreira *et al.* (2023) para o refrigerante R1336mzz(Z) observaram excelente desempenho dos dissipadores de calor, alcançando rejeições de calor para o fluido de trabalho de até 508 W/cm<sup>2</sup> e 93 W/cm<sup>2</sup>, respectivamente, sem alcançar o fluxo crítico de calor. Segundo estes autores, tais resultados estão relacionados ao deslocamento das bolhas de vapor direcionadas por gradientes de temperatura em microestruturas em duplo-V na superfície,

gerando caminhos preferenciais para as fases combinado a uma seção transversal divergente, que favorece a manutenção da fase líquida junto à superfície aquecida. É importante ressaltar que estes estudos envolveram o levantamento de dados apenas para escoamento horizontal.

A Tabela 1.1 apresenta uma breve comparação dos resultados destes autores com alguns estudos da literatura sobre a ebulição convectiva em multi-microcanais. Uma análise desta tabela revela que, apesar de outros estudos apresentarem dissipação de fluxo de calor superiores em comparação com os relatados por Moreira *et al.* (2022, 2023), as perdas de pressão são significativamente superiores, implicando na necessidade de maiores potências de bombeamento. Além disso, as temperaturas da superfície aquecida nesses estudos também são superiores as proporcionadas pelas configurações de dissipadores avaliados por Moreira *et al.* (2022, 2023). A partir dessa análise, nota-se a adequação dos dissipadores avaliados por Moreira *et al.* (2023) ao gerenciamento térmico de células fotossolares, uma vez que atendem satisfatoriamente as demandas de reduzida temperatura superficial, elevado coeficiente de transferência de calor e reduzida perda de pressão.

No contexto da aplicação dos dissipadores avaliados por Moreira *et al.* (2023) no gerenciamento térmico de fotocélulas, deve-se destacar a possibilidade destes equipamentos possuírem sistemas de rastreamento da irradiação solar, conforme ilustrado na Fig. 1.4. Isto traz a necessidade de avaliar a influência de alterações na orientação do escoamento em relação a aceleração gravitacional no desempenho termohidráulico desses dissipadores. O fato de Moreira *et al.* (2022, 2023) ter realizado ensaios para o dissipador posicionado apenas horizontalmente corrobora tal necessidade. Ademais, o mecanismo responsável pela extração do vapor e conseqüentemente à intensificação da transferência de calor, encontra-se associado a efeitos gravitacionais relacionados à força de empuxo, e, desta forma é possível que os excelentes desempenhos observados na posição horizontal, não se verifiquem em outras inclinações.

No contexto descrito, o presente estudo se propõe a avaliar experimentalmente a influência da orientação do escoamento no desempenho termohidráulico dos dissipadores de calor propostos por Moreira *et al.* (2023) para a ebulição convectiva do refrigerante R1336mzz(Z). Esta avaliação experimental se dá através do levantamento de resultados, para o coeficiente de transferência de calor, perda de pressão e fluxo crítico de calor, com o dissipador posicionado segundo distintas inclinações.

Tabela 1.1 – Resultados de estudos da literatura para ebulição convectiva em multi-microcanais com escoamento horizontal.

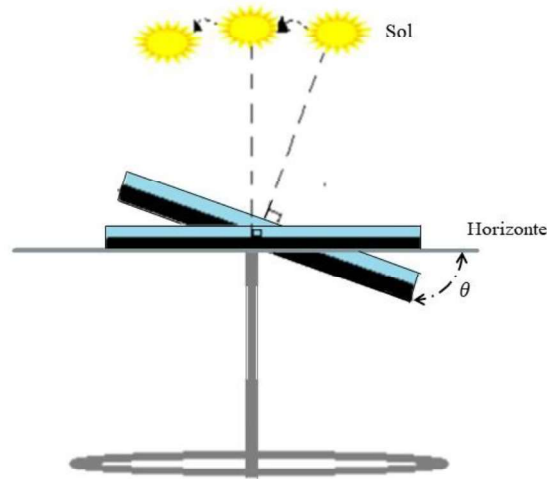
Autor	$P^3$ [W/c m <sup>2</sup> ] / $\dot{q}_{abs}''^4$ [W/cm <sup>2</sup> ]	Temperatura da superfície [°C] / Superaquecimento da parede [°C]	Perda de pressão [kPa]	Técnica de intensificação empregada	Fluido
Woodcock <i>et al.</i> (2015)	700 / 290	104,7 / 38,7	119	Mudança na estrutura dos canais	HFE - 7000
Li <i>et al.</i> (2018)	- / 175	79,3 / 13	70	Utilização de cavidades reentrantes e microbocais	HFE-7100
Woodcock <i>et al.</i> (2019)	- / 985	93 / 16,7	360	Mudança na estrutura dos canais	HFE - 7000
Cheng e Wu (2021)	- / 427,9	133 / 33	42,5	Razão de aspecto elevada / Conexão entre os canais	Água
Li e Wu (2022)	- / 309,1	143 / 43	90	Escoamento contracorrente	Água
Criscuolo <i>et al.</i> (2022)	- / 140	54,1 / 23,3	-	Sem técnica de intensificação	R134a
Moreira <i>et al.</i> (2022)	- / 508,1	87,7 / 12,3	3	Extração de vapor	Água
Moreira <i>et al.</i> (2023)	- / 93	73,8 / 33	8,4	Extração de vapor	R1336mzz(Z)
Lee <i>et al.</i> (2023)	- / 275	106 / 16	-	Estrutural fractal	Água
Cui e Liu (2023)	- / 182,2	128,6 / 29	-	Razão de aspecto elevada	Água
Criscuolo <i>et al.</i> (2024)	- / 100	50,2 / 19,6	19	Sem técnica de intensificação	R1234yf / R1234ze(E)
Wang <i>et al.</i> (2024)	- / 293	75,5 / 35,5	15,7	Escoamento contracorrente	R1233zd(E)

Fonte: Próprio autor.

<sup>3</sup>  $P$  é a potência total, por unidade de área, aplicada no dissipador utilizado.

<sup>4</sup>  $\dot{q}_{abs}''$  é a parcela da potência aplicada que é absorvida como calor pelo fluido.

Figura 1.4 – Ilustração esquemática de painel solar com sistema de rastreamento integrado.



Fonte: Adaptado de Al-Rousan, Isa e Desa (2018).

## 1.2 Objetivos

O presente estudo tem como objetivo geral avaliar se o estabelecimento de caminhos preferenciais para as fases de vapor e líquido e o desempenho termohidráulico observados para os microcanais em duplo-V assimétrico com seção transversal divergente, se mantêm em orientações do escoamento distintas da horizontal. Neste contexto se estabelecem os seguintes objetivos específicos:

- Avaliação do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão para diferentes velocidades mássicas e orientações do escoamento para o dissipador inclinado segundo os ângulos  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$  fixadas a temperatura de saturação na saída e o subresfriamento na entrada do dissipador.
- Análise de imagens do escoamento obtidas com uma câmera de alta velocidade para diferentes velocidades mássicas e orientações. Essas imagens são empregadas na análise dos resultados do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão obtidos experimentalmente.
- Analisar o efeito da orientação do escoamento no fator de intensificação termohidráulico conforme definido por Webb (1981). Este fator avalia o desempenho do dissipador em diferentes orientações em relação à horizontal ao comparar as

razões, dos coeficientes de transferência de calor e da perda de pressão para orientações não horizontais e horizontal.

### 1.3 Organização da dissertação

Esta dissertação de mestrado compõe-se de 5 capítulos e 3 apêndices, distribuídos da seguinte forma:

- **Capítulo 1 – Introdução:** Descreve inicialmente o aumento da participação da energia solar como fonte renovável para conversão em energia elétrica. Segue com a caracterização da necessidade de resfriamentos de fotocélulas, ressaltando a eficiência da ebulição convectiva, e justificando o presente estudo pela necessidade de avaliação do desempenho termohidráulico de dissipadores de calor baseados em microcanais durante ebulição convectiva, segundo diferentes inclinações do escoamento. Ao final do capítulo são descritos seus objetivos e sua organização.
- **Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica:** Apresenta uma análise e discute estudos da literatura que abordam o efeito da orientação do escoamento na ebulição convectiva em dissipadores baseados em microcanais. Apresenta comparações quantitativas dos resultados destes estudos e uma discussão aprofundada sobre os mecanismos físicos associados aos diferentes resultados observados.
- **Capítulo 3 – Aparato Experimental, procedimento experimental, procedimento de redução de dados e validação da bancada:** Descreve de forma detalhada a bancada experimental utilizada no presente estudo, incluindo a especificação de seus componentes. Também é feita a descrição do procedimento experimental, a validação do aparato experimental por meio do resultado de ensaios para escoamentos monofásicos, e o procedimento de regressão de dados a partir dos parâmetros medidos para escoamentos bifásicos.
- **Capítulo 4 – Apresentação e análise dos resultados:** Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados experimentais levantados no presente estudo. Resultados para transferência de calor são apresentados por meio de curvas de ebulição e diagramas ilustrando a variação do coeficiente de transferência de calor com o fluxo de calor e com o título de vapor para diferentes condições experimentais de velocidade mássica e orientação do escoamento. Curvas ilustrando a variação da perda de pressão com o fluxo

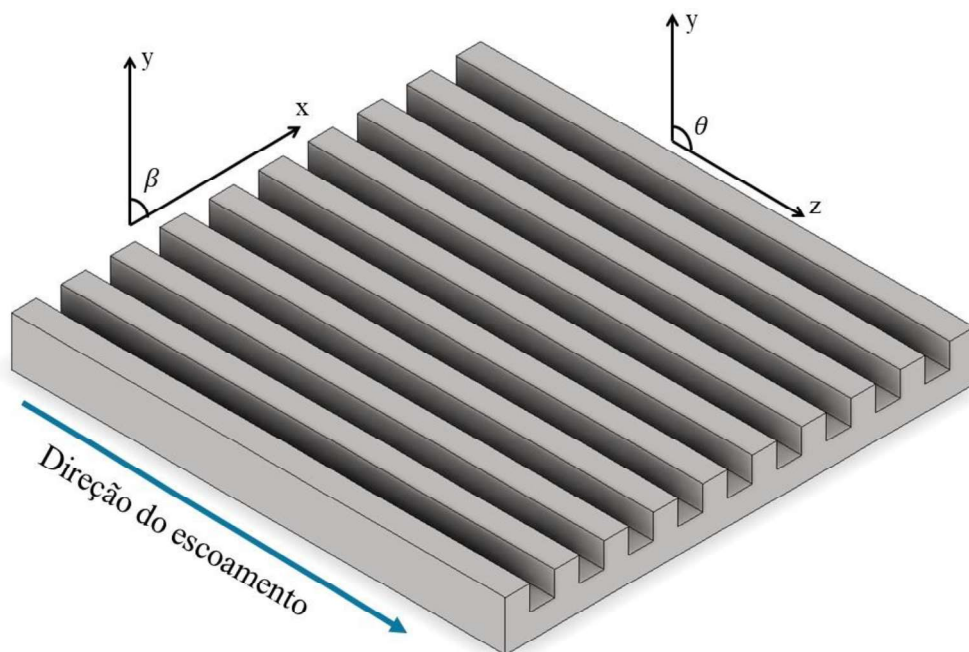
de calor também são apresentadas. Atenção especial é dada para a discussão dos comportamentos observados com base nos mecanismos físicos envolvidos e em imagens do escoamento ao longo do dissipador.

- **Capítulo 5 – Conclusões e sugestões para Trabalhos Futuros:** Este capítulo apresenta as principais conclusões deste estudo obtidas a partir da análise dos resultados experimentais. Além disso, são apresentadas recomendações para trabalhos futuros visando o desenvolvimento de dissipadores de calor de elevado desempenho.
- **Apêndice A – Calibrações:** Descreve os procedimentos de calibração dos transdutores de pressão e dos termopares empregados na bancada experimental. Esta descrição inclui a apresentação dos equipamentos empregados e procedimentos adotados na calibração.
- **Apêndice B – Avaliação das Incertezas:** Este apêndice fornece os procedimentos de determinação das incertezas dos parâmetros medidos e calculados, assim como os valores a eles associados.
- **Apêndice C - Expansão em série da Taylor para a equação da condução de calor:** É apresentada a dedução da expansão em série de Taylor para 3 pontos aplicada a condução de calor unidimensional em regime permanente.

## 2 Revisão bibliográfica

Este capítulo envolve uma análise da literatura sobre os efeitos da orientação do escoamento na ebulição convectiva em microcanais. Nele são analisados estudos experimentais referentes à perda de pressão ( $\Delta p$ ), ao coeficiente de transferência de calor (CTC), ao fluxo crítico de calor (FCC) e à padrões de escoamento (PE). O critério proposto por Kandlikar e Grande (2003) para a classificação de canais segundo suas dimensões é empregado na seleção dos estudos analisados. Assim, são tratados estudos envolvendo canais com dimensões características inferiores a 3 mm, denominados por Kandlikar e Grande (2003) como miniescala e designados neste estudo como microcanais. Um sumário destes estudos encontra-se na Tab. 2.1 a qual descreve as condições operacionais, características geométricas e parâmetros experimentais analisados. Nesta tabela, as inclinações paralelas ao plano yz são dadas pelo ângulo  $\theta$ , enquanto paralelas ao plano yx são dadas por  $\beta$ , ambas avaliadas no sentido anti-horário, conforme ilustrado na Fig. 2.1.

Figura 2.1 – Ilustração esquemática com a definição dos ângulos de inclinação segundo a direção do escoamento.



Fonte: Próprio autor.

Segundo a Tab. 2.1, estudos foram realizados para velocidades mássicas variando de 77 a 1000 kg/m<sup>2</sup>s, pressão na entrada da seção de testes de 115 a 748 kPa e fluxos de calor de 1 a 1072 kW/m<sup>2</sup>. Foram utilizados como fluidos de teste: Água, FC-72, HFE-7100, R245fa e R134a. Foram avaliadas as seguintes orientações de escoamento:  $\theta = 0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$  com  $\beta = 0^\circ$  além da orientação  $\theta = 0^\circ$  com  $\beta = 90^\circ$ . Ressalta-se que a orientação  $\theta = 180^\circ$  refere-se à posição horizontal com aquecimento na face superior. Entre os 14 estudos experimentais encontrados, apenas 9 deles apresentam resultados para a perda de pressão, os quais não apresentam resultados para  $\theta = 45^\circ$ . Além disso, apenas 4 estudos realizaram ensaios para canais únicos, enquanto os demais envolveram dissipadores baseados em multi-microcanais com o número variando de 6 a 80 canais. Entre os 14 estudos listados na Tab. 2.1, todos apresentaram resultados de CTC, 10 realizaram observações dos padrões de escoamentos e 3 realizaram discussões quantitativas sobre o FCC. Apenas 4 estudos apresentaram os valores da rugosidade da superfície dos canais, entretanto é importante destacar que este parâmetro pode influenciar características termohidráulicas do escoamento, pois, espera-se que valores elevados de rugosidade da superfície propiciem uma taxa superior de nucleação.

A seguir, uma análise comparativa dos estudos levantados é efetuada com foco nos mecanismos físicos associados pelos autores aos comportamentos observados. Inicia-se esta análise com resultados referentes à perda de pressão, abordando, em seguida, resultados para o CTC. Ao final de cada seção conclusões são levantadas a partir da análise de parâmetros estatísticos, calculados com base nos resultados disponíveis na literatura, buscando associar o comportamento da perda de pressão e do CTC às diferentes orientações do escoamento avaliado.



Tabela 2.1 – Descrição de estudos experimentais sobre os efeitos da orientação do escoamento na ebulição convectiva em microcanais.

Autor	Condições de Operação					Geometria			Parâmetros estudados
	Fluido	Orientação	$G$ (kg/m <sup>2</sup> s) / $p_{in}$ (kPa) / $T_{in}$ (°C)	$q''$ (kW/m <sup>2</sup> ) / $p_{sat}$ (kPa) / $T_{sat}$ (°C)	Geometria do canal / Material	$D_h$ (mm) / $L$ (mm)	Número de Canais	Rugosidade – Ra ( $\mu m$ )	
Kandlikar e Balasubramanian (2005)	Água	$\theta = 0^\circ, 90^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	120 / - / - /	317 / - / 121	Retangular / Cobre	0,333 / 63,5	6	-	PE, CTC e $\Delta p$
Zhang e Pinjala (2005)	FC-72	$\theta = 90^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	126,6 – 306,6 / - / 31	200 – 600 / - / -	Retangular / -	0,364 / 15	21	-	PE, CTC e $\Delta p$
Wang <i>et al.</i> (2012)	HFE-7100	$\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$ e $315^\circ$ $\beta = 0^\circ$	100-300 / - / -	25 e 37,5 / 110 / -	Retangular / Cobre	0,825 / 25,4	7	-	PE e CTC
Lee <i>et al.</i> (2014a,b)	FC-72	$\theta = 0^\circ, 90^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	151,5-834,5 / 187,8-306,5 / 60,2-84,1	21,4-98,9 / 200 / 76,4-94,3	Retangular / Cobre	0,375 / 152,4	80	-	$\Delta p$ , CTC
Piasecka (2015)	FC-72	$\theta = 0^\circ, 90^\circ$ e $180^\circ$ $\beta = 0^\circ$	137-286 / 120-122 / - / -	9-31,13 / - / -	Retangular / Haynes-230 (liga de níquel)	1,95 / 360	1	-	CTC
Hsu <i>et al.</i> (2015)	HFE-7100	$\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$ e $315^\circ$ $\beta = 0^\circ$	100-200 / - / -	25-40 / - / -	Retangular / Cobre	0,44 / -	-	-	CTC
Leão <i>et al.</i> (2015)	R245fa	$\theta = 0^\circ, 90^\circ$ $\beta = 0^\circ$ e $90^\circ$	300-1000 / - / -	0-300 / - / 30	Retangular / Cobre	0,197 / 15	50	$\pm 1,29$	PE, CTC e $\Delta p$

Tabela 2.1 (Continuação) – Descrição de estudos experimentais sobre os efeitos da orientação do escoamento na ebulição convectiva em microcanais.

Autor	Condições de Operação				Geometria			Rugosidade – Ra ( $\mu m$ )	Parâmetros estudados
	Fluido	Orientação	$G$ (kg/m <sup>2</sup> s) / $P_{in}$ (kPa) / $T_{in}$ (°C) /	$q''$ (kW/m <sup>2</sup> ) / $P_{sat}$ (kPa) / $T_{sat}$ (°C)	Geometria do canal / Material	$D_h$ (mm) / $L$ (mm)	Número de Canais		
Gao, Xu e Liang (2017)	R134a	$\theta = 0^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	134,7 – 347,9 / 748 / 20,9-21,5	15,3 – 135,1 / - / 29	Retangular / Cobre	0,372 / 150	23	-	PE e CTC
Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017)	Água	$\theta = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$ e $90^\circ$	292 - 876 / - / 35,2 - 36	0 – 1072 / - / -	Formato U / Cobre	0,149 / 30	31	1,73 -10,535	PE, CTC, $\Delta p$ e FCC
Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018)	Água	$\theta = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	77 – 911 / - / 35	10 -1063,2 / - / / -	Retangular / Cobre	0,308 / 30	31	-	PE, CTC, $\Delta p$ e FCC
Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018)	R134a	$\theta = 0^\circ, 90^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	250 -820 / - / -	1 – 60 / 800 / -	Circular / Aço inoxidável	1 / 500	1	-	PE, CTC e $\Delta p$
Li <i>et al.</i> (2019)	Água	$\theta = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	200 – 500 / - / 90	/ 40 -250 / - / -	Retangular / Silício puro e Silício com nano- sílica	0,94 / 80	1	0,0015 / 0,0009	PE, CTC, $\Delta p$
Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020)	Água	$\theta = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ e $270^\circ$ $\beta = 0^\circ$	100 – 900 / - / 34,5 – 35,1	9,9 - 634 / - / -	Retangular/ Cobre	S100 - 0,108; S300 -0,297; S500 – 0,507 e S1000 – 1 / 30	S100 – 56; S300 – 31; S500 – 24 e S1000 -15	2,991 – 3,708	PE, CTC, $\Delta p$ e FCC

Tabela 2.1 (Continuação) – Descrição de estudos experimentais sobre os efeitos da orientação do escoamento na ebulição convectiva em microcanais.

Autor	Condições de Operação				Geometria			Rugosidade – Ra ( $\mu m$ )	Parâmetro estudado
	Fluido	Orientação	$G$ (kg/m <sup>2</sup> s) / $p_{in}$ (kPa) / $T_{in}$ (°C) /	$q''$ (kW/m <sup>2</sup> ) / $p_{sat}$ (kPa) / $T_{sat}$ (°C)	Geometria do canal / Material	$D_h$ (mm) / $L$ (mm)	Número de Canais		
Hong <i>et al.</i> (2020)	Água	$\theta=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ e $90^\circ$ $\beta = 0^\circ$	22,1 – 110,5 / - / 81,3 – 84,4	33,082 – 826,04 / - / -	- / Cobre	- / 38	60	-	CTC
Presente estudo	R1336mzz(Z)	$\theta=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$ e 315° $\beta = 0^\circ$	100 – 600 / 109,2 – 126,2 / 25,3 – 29,5	34,1 – 601,9 / 99,65 / 33	Duplo-V / Cobre	0,31 – 1,1 / 10	30	-	PE, CTC, $\Delta p$ e FCC

Fonte: Próprio autor.

## 2.1 Perda de pressão

É consenso na literatura que independentemente da orientação há aumento da perda de pressão durante a ebulição convectiva em microcanais com a elevação da velocidade mássica e do fluxo de calor, neste caso associado ao aumento do título de vapor para um  $G$  fixo (Lee *et al.*, 2014a; Leão *et al.*, 2015; Krishnan, Balasubramanian e Suresh, 2017; Balasubramanian, Krishnan e Suresh, 2018; Saisorn, Wongpromma e Wongwiset, 2018; Li *et al.*, 2019; Krishnan, Balasubramanian e Suresh, 2020). Tal resultado encontra-se associado ao fato das forças inerciais se elevarem com o aumento da velocidade do escoamento bifásico, intensificando efeitos de cisalhamento entre as fases e do fluido junto à parede do tubo.

As justificativas apresentadas pelos autores que reportaram perdas de pressão inferiores para a orientação  $\theta = 90^\circ$  e superior para  $\theta = 270^\circ$  são: i) A força de empuxo atuando em direção similar ao fluxo do escoamento para  $\theta = 90^\circ$ , favorece o escoamento da fase de vapor e a segregação das fases, enquanto para  $\theta = 270^\circ$  ela atua em sentido contrário ao escoamento, favorecendo a mistura das fases e escoamentos secundários; ii) Para a orientação  $\theta = 270^\circ$  e velocidades mássicas reduzidas, observou-se fluxo reverso das bolhas de vapor favorecido pela força de empuxo.

Entre os estudos listados na Tab. 2.1, apenas o de Lee *et al.* (2014a) relatou perdas de pressão superiores para a orientação  $\theta = 90^\circ$  em relação às demais. Apesar de Lee *et al.* (2014a) não apresentarem justificativas para tal comportamento, especula-se que esse resultado se encontre associado às elevadas instabilidades hidrodinâmicas registradas pelos autores para esta orientação. Instabilidades no escoamento foram relatadas por eles com base na variação da pressão no escoamento independentemente da faixa de velocidade mássica, fluxos de calor, títulos de vapor e orientação do escoamento. Notou-se que as amplitudes da variação da pressão aumentaram com o incremento do fluxo de calor em velocidades mássicas inferiores. Amplitudes de até 50 kPa foram constatadas para perda de pressão média de 8 kPa, para a orientação  $\theta = 90^\circ$  e velocidade mássica de 311,3 kg/m<sup>2</sup>s (Lee *et al.*, 2014a). Já para a orientação de  $\theta = 270^\circ$  amplitudes da ordem de 20 kPa foram constatadas para perda de pressão média de 20 kPa e velocidade mássica de 481,9 kg/m<sup>2</sup>s (Lee *et al.*, 2014a). Os autores atribuíram tais comportamentos a instabilidades do escoamento associados aos multicanais paralelos.

Contrastando os resultados de Lee *et al.* (2014a), Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017) observaram maiores amplitudes, da ordem de até 1,6 kPa para a orientação  $\theta = 270^\circ$  e

inferiores, para a orientação  $\theta = 90^\circ$ , ambos resultados obtidos em testes com velocidade mássica de  $303 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Já para testes conduzidos com velocidade mássica de  $911 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , observou-se amplitudes da variação da pressão similares para as diferentes orientações. Comportamentos similares para a oscilação da pressão com o aumento da velocidade mássica foram observados também em seus estudos posteriores (Balasubramanian, Krishnan e Suresh, 2018 e Krishnan, Balasubramanian e Suresh, 2020). A justificativa apresentada para a ocorrência de maiores instabilidades em velocidades mássicas reduzidas para a orientação  $\theta = 270^\circ$  se baseia no fato de a força de empuxo atuar na direção contrária ao escoamento, de modo que as bolhas de vapor tendem a se alongar em direção à entrada do canal, levando a fluxos reversos, má distribuição de fluido e consequente oscilações na perda de pressão. Especula-se que a discordância entre os resultados de Lee *et al.* (2014) com o restante dos autores em relação às tendências da perda de pressão com a variação na orientação do escoamento possa ser atribuída aos seguintes fatores: i) Fluxo de calor inferiores no estudo de em Lee *et al.* (2014a) durante ebulição em condições confinadas; ii) Densidade do FC-72, utilizado por Lee *et al.* (2014a) superior à da água, o que pode implicar para uma mesma fração de vazio parcela da perda de pressão gravitacional superior.

A orientação  $\theta = 0^\circ$  apresentou perdas de pressão superiores em condições específicas de velocidade mássica e fluxo de calor, segundo os estudos de Kandlikar e Balasubramanian (2005), Lee *et al.* (2014a), Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018), Li *et al.* (2019) e Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020). De forma geral, perdas de pressão superiores para a orientação  $\theta = 0^\circ$  em relação às demais, foi verificada para fluxos de calor reduzidos, próximos a  $25 \text{ kW/m}^2$ , e velocidades mássicas entre  $300$  e  $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Embora não indicado por esses autores, especula-se que, para determinados valores de velocidade mássica e fluxo de calor, efeitos da força de empuxo na distribuição de fases torna-se desprezível para escoamentos verticais ascendentes e descendentes. No caso de escoamento verticais ascendentes, o reduzido efeito da força de empuxo, aumentaria a perda de pressão. Já para escoamentos verticais descendentes, a redução de relevância da força de empuxo, implicaria em perda de pressão inferior. Entretanto, parecem existir condições específicas em que mesmo com o incremento da perda de pressão para os escoamentos verticais ascendentes, não é suficiente para superar a perda de pressão do escoamento horizontal. Tal relação entre a relevância da força de empuxo poderia explicar perda de pressão superior para o escoamento posicionado segundo  $\theta = 0^\circ$  quando comparadas as outras orientações.

Lee *et al.* (2014b), Leão *et al.* (2015) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) compararam os dados de perda de pressão obtidos com correlações da literatura. Foram avaliados métodos para previsão da perda de pressão por atrito baseado em multiplicadores bifásicos e no modelo homogêneo, neste caso adotando diferentes procedimentos para estimativa da viscosidade da mistura. Os resultados das comparações entre os métodos que melhor previram os dados experimentais de cada estudo, dados em termos do erro absoluto médio (EAM) e da parcela dos dados previstos com desvios entre  $\pm 30\%$  dos resultados experimentais, são apresentados na Tab. 2.2.

Ressalta-se que os métodos de Lin *et al.* (1991) e Cicchitti *et al.* (1960) são procedimentos para a previsão da viscosidade da mistura bifásica para o modelo homogêneo para a perda de pressão. Enquanto os métodos de Kim e Mudawar (2013), Li e Wu (2010) e Huang e Thome (2017) preveem a parcela de atrito da perda de pressão com base em multiplicadores bifásicos.

Tabela 2.2 – Melhores correlações para a perda de pressão ajustada os dados experimentais de Lee *et al.* (2014a), Leão *et al.* (2015) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) .

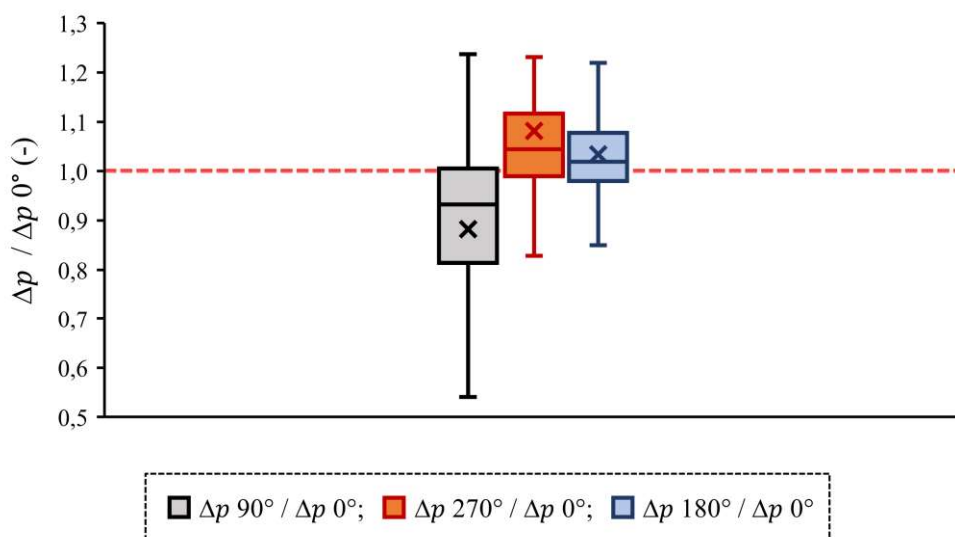
Estudo experimental	$\theta = 0^\circ$	$\theta = 90^\circ$	$\theta = 270^\circ$
	Método de previsão / EAM <sup>5</sup> (%) / $\gamma$ (%)	Método de previsão / EAM (%) / $\gamma$ (%)	Método de previsão / EAM (%) / $\gamma$ (%)
Lee <i>et al.</i> (2014b)	Lin <i>et al.</i> (1991) / 22 / 70,1	Li e Wu (2010) / 21,6 / 76,3	Lin <i>et al.</i> (1991) / 22,8 / 81,4
Leão <i>et al.</i> (2015)	Cicchitti <i>et al.</i> (1960) / 33,3 / 54,5	-	-
Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018)	Kim e Mudawar (2013a) / 21 / 61,9	Huang e Thome (2017) / 14,5 / 95,5	Kim e Mudawar (2013a) / 21,4 / 66,7

Fonte: Próprio autor.

<sup>5</sup> O erro absoluto médio é dado por  $EAM = \frac{1}{N} \sum \left| \frac{\Delta p_{total,previsto} - \Delta p_{total,experimental}}{\Delta p_{total,experimental}} \right| \times 100$ .

A Fig. 2.2 ilustra em um diagrama de caixas <sup>6</sup> a razão entre dados experimentais da perda de pressão para as orientações  $\theta = 90^\circ$ ,  $180^\circ$  e  $270^\circ$  e dados experimentais de perda de pressão para a orientação  $\theta = 0^\circ$ . Este diagrama foi construído com base em 681 dados experimentais levantados a partir de 7 estudos da literatura. Na Fig. 2.2 nota-se a tendência de razões de perdas de pressão superiores para o escoamento segundo as orientações  $\theta = 270^\circ$ , e  $\theta = 180^\circ$ , enquanto razões inferiores estão associadas a  $\theta = 90^\circ$ . Conforme anteriormente mencionado, este resultado é esperado para escoamentos bifásicos, uma vez que os efeitos das forças de empuxo podem reduzir ou incrementar a perda de pressão. Para o caso de escoamento ascendentes, a força de empuxo atua de maneira parcial ou total na direção do escoamento. Tal relação pode auxiliar no descolamento das bolhas de vapor com diâmetro reduzido e conseqüentemente levando a um grau superior de organização e segregação das fases, reduzindo a perda de pressão. Já para escoamentos descendentes, a força de empuxo atua de maneira parcial ou total em direção contrária do escoamento. Esta oposição de forças pode levar a estagnação de vapor, recirculação e a confinamentos de bolhas de vapor, o que acarreta perdas de pressão superiores.

Figura 2.2 – Diagrama de caixas da razão entre as perdas de pressão para orientação não horizontais e horizontal.



Fonte: Próprio autor.

<sup>6</sup> O diagrama de caixas é composto por:

- 1) Mediana – linha central da caixa;
- 2) Média – indicado pelo “x” na caixa;
- 3) Primeiro e terceiro quartis (linhas que delimitam a caixa) – contêm 50% dos dados;
- 4) Valor máximo e mínimo – Correspondem a 150% do terceiro quartil e 50% do primeiro, respectivamente;
- 4) Os dados superiores ao valor máximo e inferiores ao valor mínimo são considerados discrepantes;

## 2.2 Coeficiente de transferência de calor

De maneira geral, comportamentos distintos se verificam para o coeficiente de transferência de calor (CTC) ao comparar-se resultados de laboratórios independentes. A divergência nos resultados entre os estudos analisados se manifesta na constatação de que diferentes orientações apresentam desempenho termohidráulico superior ou inferior em condições de operação similares. Essas variações se fundamentam na relação intrínseca entre a velocidade mássica, fluxo de calor, diâmetro e comprimento do canal, fluido de teste e rugosidade da superfície. No entanto, há o consenso de que velocidades mássicas superiores requerem maior superaquecimento da parede para que ocorra o início da ebulição nucleada (IEN) e proporcionam fluxos críticos de calor superiores (FCC).

Nos trabalhos listados na Tab. 2.1 os dados do CTC para as diferentes orientações são apresentados da seguinte forma: i) Valores do CTC locais variando-se a posição ao longo do comprimento do tubo, para velocidades mássicas e fluxos de calor fixos (Kandlikar e Balasubramanian, 2005; Wang *et al.*, 2012; Lee *et al.*, 2014a; Piasecka, 2015 e Hsu *et al.*, 2015); ii) Curvas de ebulição, procedimento adotado pela maioria dos autores, consistindo em curvas ilustrando a variação do fluxo de calor com o superaquecimento da superfície. No levantamento de tais curvas mantém-se a velocidade mássica e o subresfriamento do fluido na entrada da seção de testes, variando-se o fluxo de calor. Neste procedimento é importante ressaltar que, a variação do fluxo de calor mantendo os demais parâmetros constantes implica também na variação do título de vapor (Leão *et al.*, 2015; Gao, Xu e Liang, 2017; Krishnan, Balasubramanian e Suresh, 2017, 2020 ; Balasubramanian, Krishnan e Suresh, 2018; Saisorn, Wongpromma e Wongwises, 2018; Li *et al.*, 2019; Hong *et al.*, 2020)

Essa variação na apresentação dos dados pode ter implicações significativas na interpretação e na comparação dos resultados entre os estudos, destacando a necessidade de uma análise cuidadosa ao sintetizar e avaliar a literatura existente.

Em seguida, avalia-se o CTC de determinadas orientações em relação aos resultados horizontais correspondentes. Isto é feito, comparando os resultados obtidos entre os diferentes estudos e procura-se argumentar as diferenças encontradas a partir de fatores geométricos, condições de operação e mecanismos de transferência de calor predominantes.



### 2.2.1 Escoamento vertical ascendente ( $\theta = 90^\circ$ )

Nos trabalhos de Kandlikar e Balasubramanian (2005), Wang *et al.* (2012), Piasecka (2015), Hsu *et al.* (2015), Leão *et al.* (2015), Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018), Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018), Li *et al.* (2019) e Hong *et al.* (2020) observou-se a tendência de parcela significativa de seus dados apresentando valores superiores do CTC para a orientação  $\theta = 90^\circ$ , quando comparada com a orientação horizontal ( $\theta = 0^\circ$ ). Já segundo o estudo de Lee *et al.* (2014a), os CTCs para a orientação  $\theta = 90^\circ$  foram inferiores aos valores horizontais correspondentes, independentemente da condição experimental analisada. Nos estudos de Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017, 2020) não se verificam diferenças significativas entre os valores de CTC para  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 90^\circ$ . Entre os estudos listados na Tab. 2.1, apenas o de Gao, Xu e Liang (2017) não apresenta resultados para a orientação  $\theta = 90^\circ$ .

Kandlikar e Balasubramanian (2005) reportaram valores superiores do CTC do escoamento vertical ascendentes em relação ao horizontal para títulos de vapor de até 0,3, a partir do qual o escoamento horizontal apresentou valores de CTC superiores. Wang *et al.* (2012) observaram CTCs superiores para  $\theta = 90^\circ$  apenas para  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor entre 2,5 e 3,75 W/cm<sup>2</sup>. Incrementos na velocidade mássica e no fluxo de calor implicaram em CTCs superiores para  $\theta = 0^\circ$  em relação à orientação vertical ascendente. De maneira geral, Piasecka (2015) observou CTCs superiores para  $\theta = 90^\circ$ , com velocidade mássica de 286 kg/m<sup>2</sup>s e fluxos de calor entre 2,2 e 3,1 W/cm<sup>2</sup>. De forma similar, Hsu *et al.* (2015) reportaram CTCs para  $\theta = 90^\circ$  superiores aos observados para  $\theta = 0^\circ$  em condições de velocidade mássica de 100 kg/m<sup>2</sup>s e fluxo de calor de 2,5 a 4 W/cm<sup>2</sup>. Neste estudo, acréscimos na velocidade mássica resultaram em valores do CTC próximos independentemente da orientação. Já o aumento do fluxo de calor, mantendo velocidades mássicas reduzidas, implicaram em CTCs superiores para a orientação horizontal comparado ao CTC para  $\theta = 90^\circ$ . Leão *et al.* (2015) para  $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e subresfriamento na entrada do dissipador de 10 °C observaram CTCs superiores para a orientação vertical. Entretanto, com o incremento da velocidade mássica para 500 kg/m<sup>2</sup>s os autores observaram CTCs superiores para o escoamento posicionado horizontalmente. Já para um subresfriamento de 5 °C e velocidade mássica de 500 kg/m<sup>2</sup>s comportamentos próximos foram observados para  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 90^\circ$ . Todavia, para  $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$  os CTCs para  $\theta = 0^\circ$  tornaram-se superiores aos observados para o escoamento vertical ascendente.

Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018) realizaram ensaios para um dissipador de calor com microcanais abertos na região superior das aletas que formam os canais. Este dissipador apresenta espaçamento uniforme de 400  $\mu\text{m}$  entre o topo das aletas e a sua tampa superior ao longo do comprimento dos canais. Neste estudo, o escoamento segundo a orientação vertical ascendente apresentou CTCs superiores apenas para velocidades mássicas entre 77 e 155  $\text{kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor de 2,5 a 37,5  $\text{W/cm}^2$ . A elevação de  $G$  resultou em CTCs similares para o escoamento segundo as orientações  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 90^\circ$ . Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) constataram que para fluxos de calor superiores a 1  $\text{W/cm}^2$  e velocidade mássicas de 252 a 820  $\text{kg/m}^2\text{s}$ , os valores do CTC de  $\theta = 90^\circ$  foram superiores quando comparados com a orientação  $\theta = 0^\circ$ . Por último, de maneira similar, Li *et al.* (2019) observaram desempenho térmico superior da orientação vertical ascendente para fluxos de calor superiores a 7,5  $\text{W/cm}^2$  e velocidades mássicas entre 200 e 500  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .

Os autores que observaram valores do CTC superiores para  $\theta = 90^\circ$  em relação a  $\theta = 0^\circ$ , não apresentaram justificativas específicas para explicar o fato de tal comportamento se verificar apenas em determinadas condições de operação. De maneira geral, apenas justificaram que a remoção de vapor junto à superfície aquecida é intensificada devido a efeitos de empuxo, cuja força, em escoamentos verticais ascendentes, atua na mesma direção da força inercial facilitando o desprendimento e acelerando as bolhas de vapor. (Leão *et al.*, 2015; Saisorn, Wongpromma e Wongwises, 2018 e Li *et al.*, 2019). De forma geral, notou-se que o CTC do escoamento segundo a orientação vertical ascendente foi superior para valores reduzidos de velocidades mássica e fluxo de calor. Justificam tal comportamento o fato de forças de campo exercerem efeitos significativos quando comparadas com as forças inerciais, em velocidades reduzidas favorecendo a aceleração do escoamento. Isto, combinado a fluxos de calor reduzidos, implica no predomínio de efeitos convectivos, condição em que o aumento da velocidade do escoamento devido a efeitos de empuxo no sentido vertical ascendente promove o aumento do CTC.

Lee *et al.* (2014a) foram os únicos a não observarem CTCs superiores para o escoamento vertical ascendente em relação ao horizontal, independentemente de  $G$  e  $\dot{q}''$ . Foram observados por eles valores inferiores do CTC para  $\theta = 90^\circ$  em relação à horizontal para velocidades mássicas entre 180,2 e 302,1  $\text{kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor de 4,3 a 4,8  $\text{W/cm}^2$ . Estes autores ressaltaram a influência da orientação do escoamento em velocidades reduzidas, sem, entretanto, justificarem os comportamentos observados.

Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017, 2020) não observaram diferenças significativas no valor do CTC para  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 90^\circ$  para velocidades mássicas entre 77 e 303 kg/m<sup>2</sup>s e fluxos de calor de 1 a 110 W/cm<sup>2</sup>.

Kandlikar e Balasubramanian (2005) e Piasecka (2015) notaram reduções no CTC com incrementos do título de vapor. É provável que tal comportamento se encontre associado a supressão de efeitos de nucleação, resultado do incremento da velocidade do escoamento bifásico com o aumento do título de vapor. Por outro lado, para  $\theta = 90^\circ$ , Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015) observaram o incremento do CTC com o aumento do título de vapor para valores de até 0,6 e 0,8, respectivamente. No caso de Wang *et al.* (2012) para velocidade mássica de 100, 200 e 300 kg/m<sup>2</sup>s e fluxos de calor entre 2,5 e 3,75 W/cm<sup>2</sup>, e Hsu *et al.* (2015) para velocidades mássicas de 100 e 200 kg/m<sup>2</sup>s e fluxos de calor entre 2,5 e 4 W/cm<sup>2</sup>. Nestes estudos, incrementos adicionais do título de vapor, levaram à secagem de parede e consequentemente a reduções no valor do CTC. Este comportamento observado por Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015) parece estar associado ao predomínio de efeitos convectivos, condição em que a aceleração do escoamento com o aumento do título de vapor promove a intensificação de efeitos convecção. Infelizmente, Kandlikar e Balasubramanian (2005), Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015) não informaram a rugosidade superficial em seus estudos. É esperado que em superfícies rugosas efeitos de nucleação predominem, o que poderia justificar as diferenças de comportamento da variação do CTC com o título de vapor entre esses autores.

Lee *et al.* (2014a) para velocidade mássica entre 200 e 302,2 kg/m<sup>2</sup>s e fluxos de calor de 4,3 a 4,79 W/cm<sup>2</sup> notaram reduções do CTC com incrementos do título de vapor. Já para valores superiores de  $G$  e  $q''$  observaram comportamentos distintos de acordo com a faixa de título de vapor avaliadas. Isto é, para valores reduzidos de  $x$  os autores observaram a redução do CTC com a elevação de  $x$ , e com valores elevados do título de vapor o incremento do CTC. Especula-se que tal alteração de tendência esteja associada a uma possível transição de condições em que predominam efeitos de ebulição para condições em que efeitos convectivos sejam dominantes. Finalmente, Leão *et al.* (2015) observaram apenas o incremento do CTC com a elevação do título de vapor. Observa-se que no conjunto de autores que apresentaram os dados do CTC em função do fluxo de calor há uma tendência unânime. Incrementos no fluxo de calor, sem que se atinja fluxo crítico de calor, acarretam aumentos do valor do CTC (Leão *et al.*, 2015; Krishnam, Balasubramanian e Suresh, 2017; Balasubramanian, Krishnam e Suresh, 2018; Saisorn, Wongpromma e Wongwisets, 2018; Li *et al.*, 2019 e Krishnam, Balasubramanian e Suresh, 2020).

Incrementos na velocidade mássica induziram valores do CTC superiores segundo Wang *et al.* (2012), Hsu *et al.* (2015), Krishnam, Balasubramaniam e Suresh (2017, 2020), Balasubramaniam, Krishnam e Suresh (2018) e Li *et al.* (2019), indicando dominância de efeitos convectivos. Já segundo Leão *et al.* (2015) incrementos na velocidade mássica reduzem o valor do CTC. Especula-se que tal comportamento decorre do fato dos gradientes de temperatura do líquido junto a superfície se elevarem com o aumento da velocidade mássica, induzindo assim a necessidade de maior energia para a nucleação. Esta observação aponta para o predomínio de efeitos de nucleação, os quais são suprimidos com o incremento de  $G$ . Por fim, nos trabalhos de Lee *et al.* (2014a), Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) e Hong *et al.* (2020) observou-se que não há variação significativa do CTC com incrementos da velocidade mássica, sugerindo prevalência do mecanismo de ebulição nucleada, independentemente da condição experimental avaliada.

### **2.2.2 Escoamento orientado segundo $\theta = 45^\circ$**

Wang *et al.* (2012), Hsu *et al.* (2015) e Hong *et al.* (2020) foram os únicos estudos que levantaram resultados experimentais para o escoamento ascendente segundo um ângulo de  $\theta = 45^\circ$ .

Wang *et al.* (2012) verificaram CTCs superiores para  $\theta = 45^\circ$  em relação ao escoamento posicionado horizontalmente, para velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor de  $2,5$  e  $3,75 \text{ W/cm}^2$ , independentemente do título de vapor. Com o incremento da velocidade para  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , fluxo de calor de  $3,75 \text{ W/cm}^2$  e títulos de vapor superiores a  $0,6$  o CTC para escoamentos horizontais apresentou valores superiores aos correspondentes para  $\theta = 45^\circ$ . Já para velocidades mássicas de  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxo de calor de  $2,5 \text{ W/cm}^2$  o CTC para  $\theta = 45^\circ$  foi inferior ao horizontal, independentemente do título de vapor, enquanto para fluxo de calor de  $3,75 \text{ W/cm}^2$  foi superior ao horizontal apenas para títulos de vapor inferiores a  $0,3$ .

Wang *et al.* (2012) justificou CTCs para  $\theta = 45^\circ$  em relação ao horizontal até  $30\%$  superiores devido ao incremento da velocidade dos pistões de vapor promovido pela força de empuxo e à posição assimétrica dos pistões em relação ao canal, com ambos os comportamentos promovendo o incremento de efeitos convectivos. Entretanto, estes autores notaram a ausência de tais efeitos para velocidades mássicas superiores, pois os efeitos de empuxo se tornam relativamente inferiores aos inerciais, correspondendo a condições associadas a números de

Froude elevados. No caso de velocidade mássicas de  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , Wang *et al.* (2012) indicam que os pistões de bolha se tornam simétricos comparados à velocidades mássicas inferiores.

Hsu *et al.* (2015) observaram CTCs superiores para  $\theta = 45^\circ$  em relação a orientação horizontal apenas para velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , fluxo de calor de  $4 \text{ W/cm}^2$  e títulos de vapor inferiores a 0,5. Tal comportamento é similar ao observado por Wang *et al.* (2012), entretanto justificativas para sua ocorrência não foram apresentadas neste estudo. Também foi reportado por Hsu *et al.* (2015) e Wang *et al.* (2012) que com o aumento da velocidade mássica de 200 para  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  as diferenças do CTC entre as diferentes orientações decresce. Tais autores ressaltam que, de forma análoga ao efeito provocado pelo incremento da velocidade mássica, com o aumento do título de vapor a diferença nos valores do CTC entre escoamentos descendentes e ascendentes decresce. Este comportamento se encontra associado ao fato de incrementos de efeitos inerciais se sobreporem aos efeitos da força de empuxo.

Hong *et al.* (2020) desenvolveram um dissipador de calor radial composto de microcanais com seção transversal divergente, por meio desta geometria eles buscaram favorecer o escoamento no sentido do plenum de saída, reduzindo forças de cisalhamento a jusante do sítio de nucleação e minimizando fluxos reversos em condições de nucleação confinada de bolhas. Os autores observaram que a orientação  $\theta = 45^\circ$  apresentou valores do CTC superiores, quando comparada aos valores obtidos para o escoamento horizontal, em velocidades mássicas entre 22,1 e  $41,4 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor superiores a  $13 \text{ W/cm}^2$ . Infelizmente estes autores não apresentaram justificativas mecanicistas para os resultados encontrados.

Analogamente a Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015), Hong *et al.* (2020) observaram o incremento do CTC com o aumento do título de vapor. No entanto, ao contrário de Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015), Hong *et al.* (2020) não observou efeitos da velocidade mássica no CTC. É possível que tal diferença se encontre associada as distintas condições experimentais avaliadas. Enquanto Hong *et al.* (2020) avaliou o CTC para velocidade mássicas máximas de até  $110,5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015) realizaram seus ensaios para valores de  $G$  de 300 e  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , respectivamente. Além disso, os fluxos de calor utilizados por Hong *et al.* (2020) são significativamente superiores aos utilizados por Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015). Isto permite especular que para os resultados de Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015) predominam efeitos convectivos, enquanto para os de Hong *et al.* (2020) efeitos de ebulição nucleada. No entanto, é importante ressaltar que os três estudos notaram variação do CTC com a alteração da orientação do escoamento, demonstrando que a relevância de efeitos

gravitacionais se encontra relacionada a magnitude relativa das forças inerciais e não necessariamente a preponderância de determinado mecanismo de transferência de calor (ebulição nucleada ou efeitos puramente convectivos).

### 2.2.3 Escoamento vertical descendente ( $\theta = 270^\circ$ )

Lee *et al.* (2014a), Gao, Xu e Liang (2017) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) observaram CTCs superiores, em determinadas condições, para  $\theta = 270^\circ$  em relação aos valores correspondentes para o escoamento orientado horizontalmente. Ao contrário de Kandlikar e Balasubramaniam (2005), Wang *et al.* (2012), Hsu *et al.* (2015), Krishnam, Balasubramaniam e Suresh (2017), Balasubramanian, Krishnam e Suresh (2018), Li *et al.* (2019) e Krishnam, Balasubramaniam e Suresh (2020) que não observaram tal comportamento.

Lee *et al.* (2014a) observaram resultados superiores do CTC para o escoamento vertical descendente em comparação com o horizontal para velocidades mássicas de 180,2 e 302,1 kg/m<sup>2</sup>s e fluxos de calor de 3,51 e 4,98 W/cm<sup>2</sup>, respectivamente. Gao, Xu e Liang (2017) caracterizaram duas condições para a razão entre os CTCs com  $\theta = 270^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$ . Na primeira condição o CTC independe da orientação, sendo caracterizada por razões de CTCs entre 0,9 e 1,1, já na segunda condição o CTC depende da orientação de nela verificam-se razões de CTCs inferiores a 0,9 e superiores a 1,1. Segundo seus resultados CTCs dependentes da orientação foram verificados apenas para velocidades mássicas e títulos de vapor inferiores a 264,3 kg/m<sup>2</sup>s e a 0,1, respectivamente.

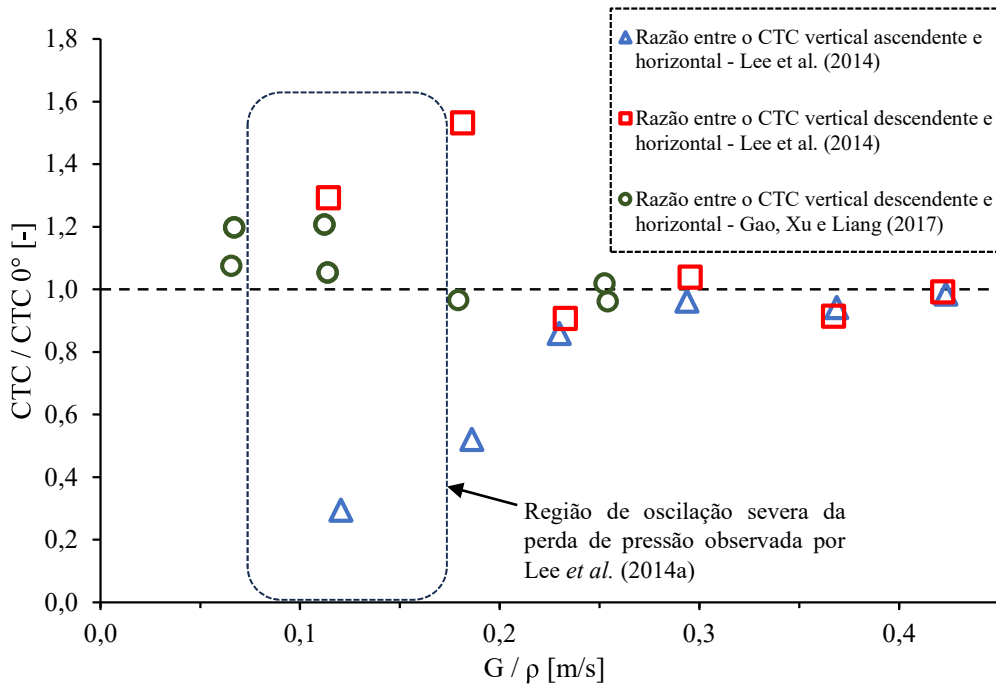
Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) relataram CTCs superiores ao horizontal para a orientação  $\theta = 270^\circ$  para velocidades mássicas de 252 a 820 kg/m<sup>2</sup>s e fluxos de calor superiores a 1 W/cm<sup>2</sup>. Eles justificaram tal comportamento ao fato da força de empuxo oposta à de inercia promover uma maior agitação do escoamento junto à parede, elevando o coeficiente de transferência de calor. A superioridade do CTC para o escoamento orientado segundo  $\theta = 270^\circ$  em relação a horizontal intensificou-se com o incremento da velocidade mássica de 252 kg/m<sup>2</sup>s para 665 kg/m<sup>2</sup>s. Tal comportamento distingue-se daquele inicialmente esperado, segundo o qual efeitos associados às forças inerciais se elevariam com o incremento de  $G$ , reduzindo as diferenças entre CTCs observadas para estas orientações. Além disso, de acordo com os autores a ebulição nucleada foi o mecanismo de transferência de calor prevalecente, o que, está de acordo com a independência dos resultados do CTC com a velocidade mássica por

eles apresentado. Entretanto, a explicação do comportamento encontrado a partir da agitação do escoamento junto à parede sugere também a importância de efeitos de convecção.

Nota-se a partir dos dados de Lee *et al.* (2014a) que dada uma velocidade mássica de 180,2 kg/m<sup>2</sup>s e fluxo de calor de 3,28 W/cm<sup>2</sup>, valores superiores do CTC para o escoamento segundo a orientação vertical descendente se verificam apenas para o padrão anular, enquanto para  $G = 267,3$  kg/m<sup>2</sup>s e  $q'' = 4,98$  W/cm<sup>2</sup>, este comportamento ocorre independentemente do padrão. Gao, Xu e Liang (2017) observaram valores superiores do CTC para  $\theta = 270^\circ$  em relação à  $\theta = 0^\circ$  apenas para o padrão pistonado. Já Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) observaram este comportamento principalmente para o padrão anular e para parcela reduzida de seus dados segundo o padrão agitante. Apesar do padrão anular normalmente ser associado com a predominância de efeitos convectivos, nota-se nos estudos de Lee *et al.* (2014a) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018), que dada uma mesma orientação, a influência da velocidade mássica no CTC é reduzida, comportamento que indica que efeitos de ebulição nucleada são predominantes apesar do padrão de escoamento. Especula-se que a evaporação da microcamada líquida seja significativa durante o padrão no anular em ambos os estudos, o que corrobora com a independência dos valores de CTC com variações na velocidade mássica.

A Fig. 2.3 ilustra os resultados de Lee *et al.* (2014a) e Gao, Xu e Liang (2017) para as razões entre o CTCs em função da relação  $G/\rho_l$ . Nela, nota-se a convergência dos valores normalizados do CTC para  $G/\rho_l > 0,22$ , nota-se ainda que em valores reduzidos de  $G/\rho_l$  a orientação  $\theta = 270^\circ$  (vertical descendente) apresenta razões superiores 1, e a orientação  $\theta = 90^\circ$  apresenta razões de CTCs inferiores a 1. Evidencia-se que, caso os autores optassem por empregar a densidade bifásica, a razão entre  $G/\rho_{2\phi}$  levaria a um valor superior a 0,22, uma vez que os valores da densidade da mistura são inferiores à densidade apenas da fase líquido. Além disso, seria mais apropriado utilizá-lo, uma vez que este parâmetro associa os efeitos da bolha de vapor e do padrão de escoamento a partir do título de vapor e conseqüentemente ao fluxo de calor aplicado ao escoamento.

Figura 2.3 – Variação da relação entre razões dos CTCs com  $G/\rho_l$ .

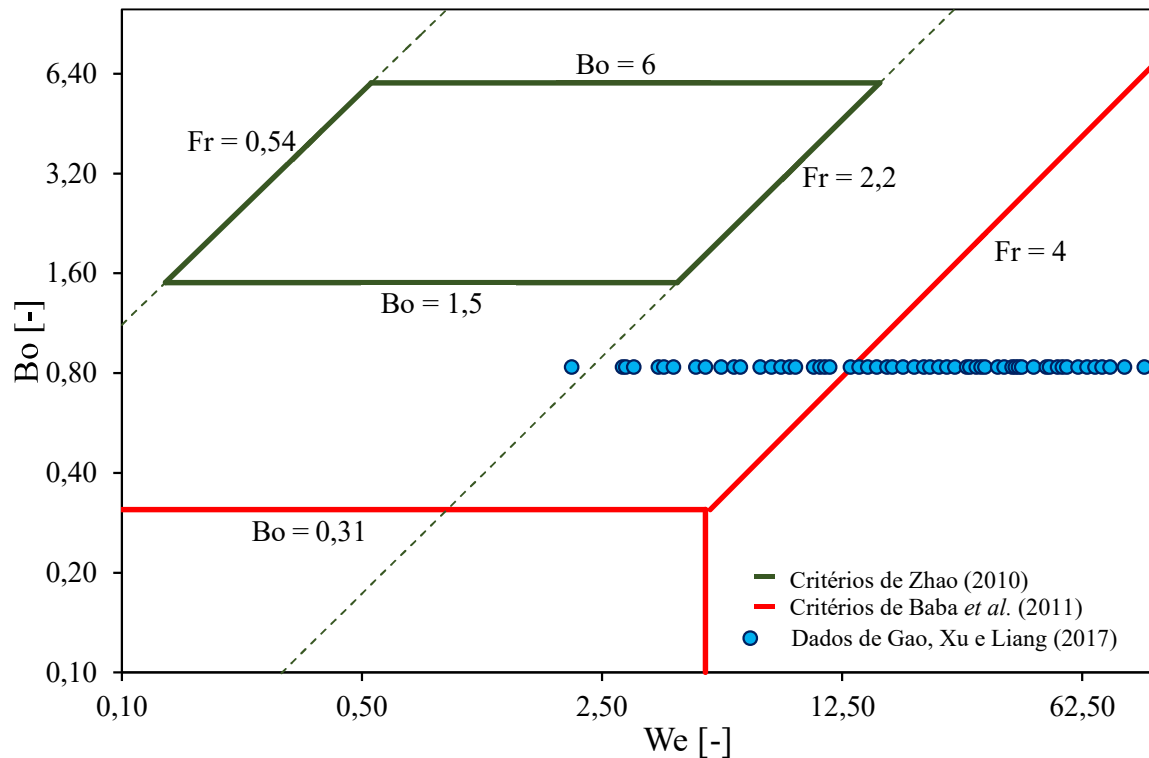


Fonte: Adaptado de Lee *et al.*, 2014a.

Gao, Xu e Liang (2017) compararam seus dados experimentais com os critérios de Baba *et al.* (2011) e Zhao *et al.* (2010) propostos para a caracterização da força dominante no escoamento durante a ebulição convectiva. O critério de Baba *et al.* (2011) *apud* Gao, Xu e Liang (2017) consiste em um mapa de regimes baseados nos números de Bond, Weber e Froude. Efeitos gravitacionais desprezíveis nesse mapa são caracterizados por  $Bo < 0,31$  e  $Fr > 4$ , independentemente do número de Weber. Já o critério de Zhao (2010) se baseia nos adimensionais Bond e Froude modificado, dado por  $Fr_m = xG/\sqrt{(\rho_l - \rho_g)\rho_g g D}$ . Neste mapa a região na qual efeitos gravitacionais são relevantes para a transferência de calor e distribuição de fases ocorre para números de Froude modificado entre 0,54 e 2,2 e Bond entre 1,5 e 6. A Fig. 2.4 apresenta os dados de Gao, Xu e Liang (2017) sobrepostos com os critérios de ambos os mapas. Nela, nota-se que o mapa proposto por Zhao (2010) apresenta limites superiores aos de Baba *et al.* (2011) para que um escoamento possa ser caracterizado como independente de efeitos gravitacionais. Nota-se ainda que os dados de Gao, Xu e Liang (2017) se encontram na região de domínio de efeitos gravitacionais ou de inércia, e nenhum dado na região em que dominam efeitos de tensão superficial. Já, segundo o critério proposto por Zhao (2010), Gao, Xu e Liang (2017) verificaram que 100% dos dados correspondem a condições em que efeitos gravitacionais não são relativamente significativos.



Figura 2.4 – Comparação dos dados de Gao, Xu e Liang (2017) com os critérios de Zhao (2010) e Baba *et al.* (2011).



Fonte: Próprio autor.

A partir da Fig. 2.4, nota-se que ao adotar os critérios de Zhao (2010) nenhum dos dados experimentais de Gao, Xu e Liang (2017) encontra-se em uma região caracterizada por dependência de efeitos gravitacionais, região delimitada no interior do retângulo verde. Já com os critérios de Baba *et al.* (2011), 37,3% dos dados estão são dependentes de forças de campo, região caracterizada para  $Bo > 0,31$  e  $Fr < 4$ . No entanto, Gao, Xu e Liang (2017) ao empregarem seu próprio critério de dependência de efeitos gravitacionais, o qual é caracterizado por razões do CTC superiores a 1,1 ou inferiores a 0,9, apenas 9,35% de seus dados encontram-se na região de relevância de efeitos gravitacionais. Isto mostra que o mapa de Zhao (2010) subestima a relevância de efeitos gravitacionais, enquanto o de Baba *et al.* (2011) superestima ao compararmos com o critério proposto pelos próprios autores.

Autores que não observaram CTCs superiores para a orientação vertical descendente em comparação à orientação horizontal, justificam os comportamentos observados por meio da presença de fluxo reverso para a orientação  $\theta = 270^\circ$  devido ao confinamento das bolhas de vapor o que eleva a má distribuição das fases para esta inclinação, e por conseguinte, reduzindo o desempenho térmico (Kandlikar e Balasubramanian, 2005), podendo ainda levar a uma

secagem prematura da superfície aquecida (Krishnam, Balasubramanian e Suresh, 2017). Ressalta-se que tais comportamentos também podem ocorrer para um escoamento posicionado horizontalmente, entretanto o empuxo em direção contrária a inércia pode intensificar estes efeitos. Também se especula como razão para tal comportamento, que em velocidades mássicas reduzidas ocorra o equilíbrio entre a força inercial e de empuxo, levando à estagnação do vapor junto a superfície aquecida.

## **2.2.4 Escoamento horizontal com aquecimento na região superior ( $\theta = 180^\circ$ )**

Piasecka (2015), Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017, 2020), Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018) e Li *et al.* (2019) realizaram estudos para o escoamento orientado segundo ângulo de  $\theta = 180^\circ$ , isto é, com o aquecimento se dando a partir da superfície superior. De maneira geral, CTCs superiores foram verificados para  $\theta = 180^\circ$  em relação a  $\theta = 0^\circ$  (Li *et al.*, 2019) em determinadas condições experimentais.

No caso de Piasecka (2015), vale destacar que as condições experimentais avaliadas são distintas de acordo com o ângulo de inclinação, o que pode influenciar as diferenças observadas pela autora entre ambas as orientações. Tal diferença pode estar associadas aos distintos comportamentos observados pela autora. Vale destacar ainda que justificativas para a redução do desempenho térmico para a orientação de  $\theta = 180^\circ$  em relação a  $\theta = 0^\circ$  não são apresentadas pela autora.

Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017) e Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018) não observaram diferenças significativas entre os CTCs para as orientações de  $\theta = 180^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$ . Estes autores não observaram estagnação de vapor junto à superfície aquecida, evidenciado que as forças inerciais se sobrepuseram sobre as forças gravitacionais.

Li *et al.* (2019) verificaram para um dissipador de calor com superfície hidrofílica<sup>7</sup> que a orientação  $\theta = 180^\circ$  proporciona CTCs aproximadamente 18,4% superiores à orientação  $\theta = 0^\circ$  para fluxos de calor superiores a 7 W/cm<sup>2</sup>, enquanto para fluxos de calor inferiores a 7 W/cm<sup>2</sup> e velocidade mássica de 200 kg/m<sup>2</sup>s o CTC torna-se 13% inferior. Já para uma superfície superhidrofílica<sup>8</sup> os autores verificaram CTCs para  $\theta = 180^\circ$  aproximadamente 16,5%

---

<sup>7</sup> A superfície hidrofílica é composta de silício puro e apresenta ângulo de contato com a água de  $65^\circ \pm 3^\circ$ .

<sup>8</sup> A superfície superhidrofílica é caracterizada pela deposição de nano partículas de sílica (SiO<sub>2</sub>) sobre a camada de silício. Esta superfície apresenta um ângulo de contato com a água inferior a 5°.

inferiores à  $\theta = 0^\circ$  aproximadamente em 16,5%, para fluxos de calor inferiores a 10 W/cm<sup>2</sup>. No caso de fluxos de calor superiores a 10 W/cm<sup>2</sup> os CTC para  $\theta = 180^\circ$  tornam-se 3% superiores para  $\theta = 180^\circ$ .

No caso da superfície superhidrofílica e orientação  $\theta = 180^\circ$ , tal comportamento, de acordo com Li *et al.* (2019), estaria associado à promoção pela superfície superhidrofílica da formação de um filme líquido junto à superfície aquecida mais espesso do que na superfície hidrofílica, o que elevaria a resistência à transferência de calor por condução e, conseqüentemente, à redução do CTC. Outro fator que corrobora com este comportamento é que, de acordo com Li *et al.* (2019), para o escoamento horizontal e superfície superhidrofílica há uma intensificação da transferência de calor, pois, o destacamento das bolhas de vapor da superfície é intensificado por efeitos de empuxo, implicando em bolhas de menor diâmetro, contribuindo para frequências de desprendimento superiores. Entretanto, esperava-se um comportamento contrário, pois a superfície superhidrofílica possui menor ângulo de contato e, conseqüentemente, maior molhabilidade, facilitando o preenchimento das cavidades com a fase líquida. Isto levaria a necessidade superaquecimentos da parede superiores para a nucleação de bolhas de vapor, causando o desprendimento de bolhas com diâmetros superiores, e, conseqüentemente CTCs inferiores. Especula-se que a força de empuxo promova a estagnação de bolhas de vapor para o escoamento segundo  $\theta = 180^\circ$ , dificultando o contato da fase líquida com a superfície aquecida.

No caso da superfície hidrofílica, de acordo com Li *et al.* (2019) há uma tendência de manutenção das bolhas junto à superfície por um período prolongado devido a molhabilidade superior desta superfície, isto reduz a nucleação de bolhas e não proporciona a formação de um filme líquido espesso junto à parede aquecida. Entretanto, como divulgado pelos próprios autores o ângulo de contato na superfície hidrofílica é de aproximadamente 65°, 13 vezes superior ao ângulo de contato da superfície superhidrofílica. Assim, esperava-se que a superfície hidrofílica possuía menor molhabilidade, o que reduziria o superaquecimento da parede necessário, diminui o diâmetro de desprendimento das bolhas, eleva a taxa de nucleação e conseqüentemente proporciona CTCs superiores à superfícies com molhabilidade elevada.

Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) verificaram que a orientação de  $\theta = 180^\circ$  apresentou desempenho térmico inferior ao da orientação  $\theta = 0^\circ$  para os dissipadores de calor S500 e S1000, denominação adotada pelos autores para dissipadores de calor com diâmetros hidráulicos de 0,507 e 1 mm e com número de canais de 24 e 15, respectivamente. Tal comportamento foi associado a estratificação de vapor junto à superfície aquecida devido às

forças gravitacionais, este acúmulo de vapor impede que o líquido entre em contato com a superfície aquecida, reduzindo o CTC e causando uma secagem da parede prematura. Este comportamento não foi observado para os dissipadores S100 e S300, que possuem diâmetros hidráulicos de 0,108 e 0,297 mm e número de canais de 56 e 31, respectivamente. Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) só observaram redução do CTC da orientação  $\theta = 180^\circ$  comparado com a da orientação  $\theta = 0^\circ$  com o aumento do diâmetro dos canais, o que intensificou a relevância das forças gravitacionais e causou estratificação e estagnação do vapor junto à superfície aquecida. Estas diferenças evidenciam-se tanto nos valores do CTC como do FCC. Para o caso do dissipador S100 e  $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  observa-se uma redução de 1,76% no CTC da orientação  $\theta = 180^\circ$  em relação à horizontal, enquanto para o dissipador S1000 esta redução foi de 13,94% para mesma velocidade mássica. Já para o FCC, no caso do dissipador S100 e  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  houve redução da orientação  $\theta = 180^\circ$  em relação à horizontal de 1,47%, enquanto para o dissipador S500 foi de 9,03%. Tanto para o CTC como para o FCC as diferenças observadas para o dissipador S100 podem ser consideradas insignificantes, pois são inferiores à incerteza experimental.

Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) também observaram que incrementos na velocidade mássica implicaram na redução das diferenças entre os valores de CTC reportados entre as duas orientações, o que se justifica pelo aumento da intensidade de forças inerciais e uma melhor distribuição da fase líquida ao longo do perímetro do duto. No mais, notou-se que independente da velocidade mássica a orientação  $\theta = 0^\circ$  apresentou valores de CTC superior ao da orientação  $\theta = 180^\circ$ . Já no trabalho de Li *et al.* (2019) o incremento da velocidade mássica altera a orientação que apresentou valores superiores do CTC, isto é para velocidade mássica reduzidas CTCs superiores foram observados para  $\theta = 180^\circ$  com comportamento oposto sendo observado em valores elevados de  $G$ . Especula-se que as diferenças entre os resultados dos estudos de Li *et al.* (2019) e Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) estejam associadas as superfícies utilizadas e aos mecanismos de transferência de calor predominantes. Apesar de reduzidas velocidades mássicas estarem associadas a um maior efeito relativo das forças gravitacionais, o que poderia causar acúmulo de vapor junto à superfície aquecida e reduzir o desempenho térmico, observou-se um resultado contrário em Li *et al.* (2019). Isto ocorre, pois, de acordo com Li *et al.* (2019) a superfície hidrofílica proporcionou a nucleação de bolhas de vapor com diâmetros inferiores e conseqüentemente elevou a taxa nucleação o que resultou na intensificação dos efeitos de ebulição nucleada. Com incremento da velocidade mássica, os efeitos de ebulição nucleada associados a superfície modificada são suprimidos

devido à intensificação dos efeitos convectivos. Além disso, especula-se que a nucleação de bolhas com diâmetros reduzidos atenuou a coalescência em bolhas maiores levando à redução de possíveis efeitos de estagnação do vapor e estratificação do escoamento. Já no estudo de Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) os efeitos convectivos são dominantes, pois, há clara variação do CTC com a velocidade mássica.

### **2.2.5 Escoamento orientado segundo $\theta = 315^\circ$**

Wang *et al.* (2012) foram os únicos autores a avaliarem o desempenho do CTC para escoamentos orientados segundo um ângulo  $\theta = 315^\circ$ , de acordo com a ampla pesquisa na literatura realizada neste estudo. Desempenho similares para  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 315^\circ$  foram observados por eles para velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxo de calor de  $2,5 \text{ W/cm}^2$ . Incrementos na velocidade mássica e fluxo de calor levaram a CTCs inferiores para  $\theta = 315^\circ$  quando comparado com  $\theta = 0^\circ$ . Os autores alegam que a redução no desempenho está associada ao fato de que incrementos da velocidade mássica levaram à redução do título de vapor ao longo da superfície aquecida para um mesmo fluxo de calor e, conseqüentemente, a não ocorrência do padrão anular/ondulado, observado para velocidades mássicas inferiores. De acordo com os autores, a presença deste padrão, o qual está associado a títulos de vapor elevados e conseqüentemente levou a maior aceleração do escoamento, e seu desaparecimento levou à redução do desempenho térmico.

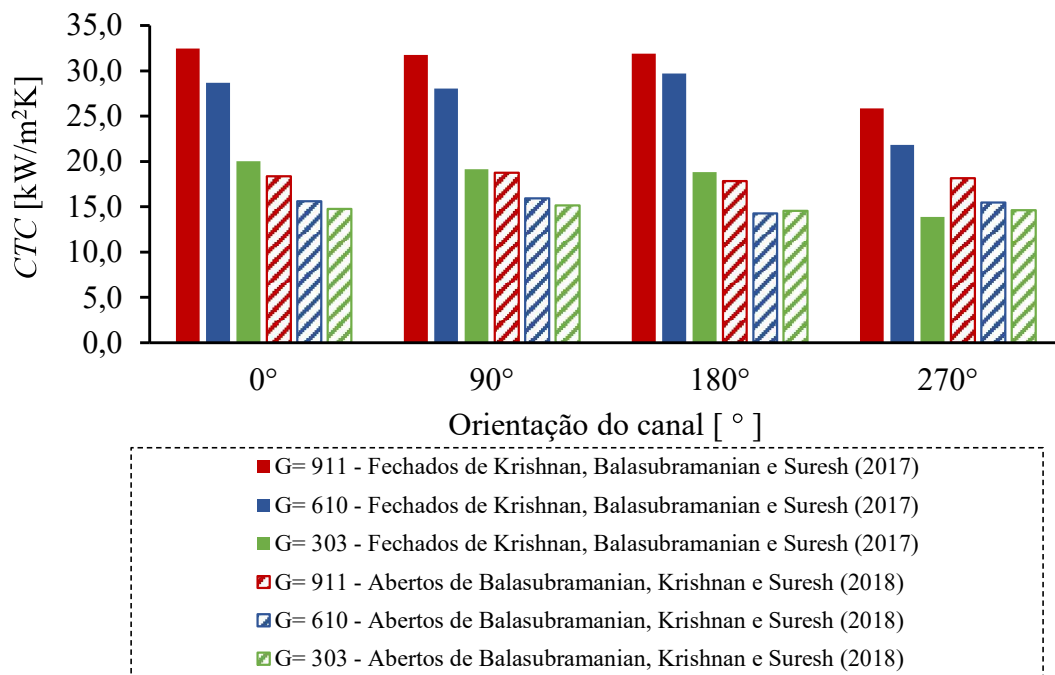
### **2.2.6 Análise dos efeitos associados a geometria dos canais**

Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018) compararam os resultados encontrados neste estudo para canais abertos com os de seu trabalho anterior (Krishnan, Balasubramanian e Suresh, 2017) para canais fechados. A Fig. 2.5 ilustra os valores do CTC obtidos para diferentes velocidades mássicas nas duas configurações geométricas: microcanais abertos e fechados. Nela, nota-se que dada uma mesma orientação, há maior variação do CTC com a velocidade mássica nos resultados obtidos com microcanais fechados.

No caso dos microcanais fechado, a variação da velocidade mássica dada a orientação  $\theta = 270^\circ$ , implicou na redução nos valores de CTC, em relação aos CTCs obtidos para escoamento horizontal, em 30%, 23% e 19% para velocidades mássicas de 303, 610 e  $911 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , respectivamente. Já, para microcanais abertos o efeito da velocidade mássica no CTC

foi marginal entre diferentes orientações. De maneira contrária, variações da orientação, dada uma mesma velocidade mássica, implicaram em variações de CTC reduzidas e similares entre os microcanais fechados e abertos. Além disso, a configuração com microcanais fechados apresentou valores superiores de CTC para uma mesma velocidade mássica quando comparados aos valores obtidos com a utilização de microcanais abertos, independentemente da orientação. Os autores justificam os valores superiores para a configuração fechada em relação à aberta devido ao menor diâmetro hidráulico da primeira (310  $\mu\text{m}$ ) em relação a segunda (740  $\mu\text{m}$ ). Este efeito do diâmetro também foi destacado por Kandlikar *et al.* (2013).

Figura 2.5 – Comparação entre os CTCs para diferentes orientações e velocidades mássicas em canais abertos e fechados.

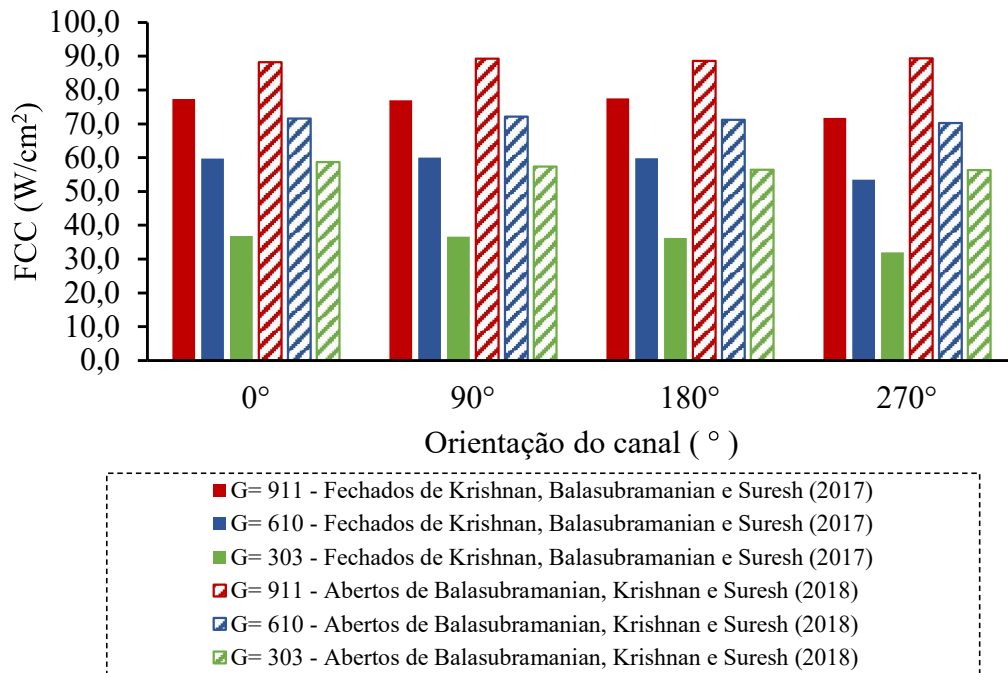


Fonte: Adaptado de Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018).

A Figura 2.6 compara os FCCs de diferentes orientações e velocidades mássicas para ambas as configurações geométricas, dela nota-se que microcanais abertos proporcionaram resultados superiores em relação a configuração com microcanais fechados. Independentemente da orientação do escoamento e da configuração do microcanal houve um aumento do FCC com a velocidade mássica. Ademais, observa-se que para microcanais fechados a orientação  $\theta = 270^\circ$  apresenta valores inferiores de FCC comparado as outras orientações, enquanto para a configuração de microcanais abertos não houve redução da diferença dos valores de FCC entre  $\theta = 270^\circ$  e às demais orientações. Tanto a redução de

diferença dos valores de CTC observada na Fig. 2.5 para a orientação  $\theta = 270^\circ$  em relação às demais, quanto o aumento dos valores de FCC observado para os microcanais abertos decorre do acesso facilitado do líquido subresfriado à parede aquecida, no caso desta geometria.

Figura 2.6 – Comparação entre os FCCs para diferentes orientações e velocidades mássicas em canais abertos e fechados.



Fonte: Adaptado de Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018).

Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) apontaram que para uma velocidade mássica de  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e fluxos calor de  $6 \text{ W/cm}^2$  e  $15 \text{ W/cm}^2$  o dissipador S100 ( $D_h = 0,108 \text{ mm}$ ) apresentou IEN<sup>9</sup> e FCC independentes da orientação, com superaquecimento da parede de  $66^\circ\text{C}$  e  $79^\circ\text{C}$ , respectivamente. Já para os dissipadores S300 ( $D_h = 0,297 \text{ mm}$ ), S500 ( $D_h = 0,507 \text{ mm}$ ) e S1000 ( $D_h = 1 \text{ mm}$ ), a orientação  $\theta = 270^\circ$  apresentou FCC inferiores em 13%, 16% e 20%, respectivamente, em comparação com os valores para a orientação  $\theta = 0^\circ$  e  $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  independentemente do fluxo de calor. O dissipador S100 não apresentou variações de FCC para as diferentes orientações. O dissipador S300 apresentou valores inferiores do FCC para a orientação  $\theta = 270^\circ$  em comparação com as demais orientações para as velocidades mássicas testadas, entretanto as diferenças decresceram com o incremento da velocidade mássica. Especula-se que tal comportamento encontra-se associado ao aumento das forças

<sup>9</sup> IEN – Início da Ebulição Nucleada, da literatura inglesa ONB, Onset of Nucleate Boiling.

inerciais com o incremento da velocidade mássica, promovendo o escoamento das bolhas de vapor estagnadas.

Já para os dissipadores S500 e S1000 há uma diferença evidente nos valores do FCC entre as diferentes orientações. Para valores reduzidos de velocidade mássica, a orientação  $\theta = 90^\circ$  apresentou valores superiores, seguidos das orientações  $\theta = 0^\circ$ ,  $\theta = 180^\circ$  e  $\theta = 270^\circ$ . Os autores justificam os maiores valores do FCC para  $\theta = 90^\circ$  por meio do aumento da velocidade de escoamento das bolhas de vapor como resultado da força de empuxo atuando na mesma direção do escoamento. No caso do dissipador S100 e velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , o valor do FCC para a orientação  $\theta = 90^\circ$  em relação à  $\theta = 270^\circ$  apresentou uma diferença de 5,6%, enquanto no dissipador S1000 essa relação foi de 33% para mesma velocidade mássica, o que explicita maior efeitos de forças gravitacionais em canais com diâmetros superiores. De forma geral, os dissipadores com diâmetros hidráulicos superiores apresentaram maiores valores do FCC, independente da vazão mássica. Esse resultado é proveniente do confinamento acentuado das bolhas de vapor em dissipadores com diâmetros reduzidos, que pode promover fluxos reversos e uma secagem de parede prematura, reduzindo os valores de FCC.

De acordo com Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) o dissipador S100 apresentou CTCs próximos independentemente da orientação, enquanto os demais dissipadores apresentaram uma tendência de CTCs inferiores para a orientação  $\theta = 270^\circ$ . O dissipador S300 apresentou CTCs superiores independentemente da velocidade mássica. As observações colocadas pelos autores que corroboram valores superiores do CTC para o dissipador S300 são: i) Estagnação do vapor junto às paredes do canal para os dissipadores S500 e S1000, devido à atuação das forças gravitacionais de forma mais intensa nesses dissipadores; ii) O menor diâmetro hidráulico do dissipador S100 favoreceu o confinamento de bolhas ao longo de todo o comprimento do canal, reduzindo seu desempenho termohidráulico em relação ao S300. Também foi observada pelos autores para o dissipador S100 a ocorrência de ciclo de fluxo reverso de bolhas em direção à entrada dos canais, responsável por bloquear de forma intermitente a alimentação de fluidos aos canais, implicando no aumento da pressão na região de entrada dos canais. Ressalta-se que para o dissipador S1000 não foi observado confinamento de bolhas, entretanto para velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e orientação  $\theta = 270^\circ$ , ocorreu fluxo reverso de bolhas, associado à influência das forças gravitacionais, com este comportamento sendo mitigado pelo aumento da velocidade mássica.

Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020) analisaram seus dados experimentais para o CTC frente aos diferentes critérios de transição entre macro e microescala. Tal análise foi



efetuada apenas para os dissipadores S100 e S300, por serem estes a caracterizar uma transição entre condições em que efeitos gravitacionais são relevantes e condições em que tais efeitos apresentam influência apenas parcial. O critério proposto por Cheng e Wu (2006) foi capaz de prever os dados de Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020), considerados como condição de ebulição em microescala caracterizado pela possibilidade de se negligenciar efeitos de gravidade. Tal condição é dada por números de Bond inferiores a 0,05, indicando que os efeitos de tensão superficial são predominantes em comparação aos gravitacionais.

Alguns estudos levantados e listados na Tab. 2.1 efetuaram comparações de seus dados experimentais com métodos de previsão do CTC disponíveis na literatura. A Tab. 2.3 apresenta um sumário dos métodos que proporcionaram melhores previsões dos dados experimentais para o CTC de Lee *et al.* (2014b), Piasecka (2015), Hsu *et al.* (2015), Leão *et al.* (2015), Gao, Xu e Liang (2017) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) a partir de comparações efetuadas por estes autores.

O método de Agostini e Bontemps (2005) indicado na Tab. 2.3 foi desenvolvido com base em resultados para escoamentos verticais ascendentes e leva em conta apenas efeitos de ebulição nucleada. A correlação de Cooper (1984) proposta para a ebulição em piscina e o método de Tran, Wambsganss e France (1996) proposto para microcanal, também consideram efeitos de ebulição nucleada. Estes métodos proporcionaram previsões satisfatórias dos dados de Lee *et al.* (2014a), Piasecka (2015) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018). No caso destes autores, seus resultados indicaram a predominância de efeitos de ebulição nucleada em relação aos convectivos, caracterizados pela redução do CTC com o título de vapor (Piasecka, 2015 e Lee *et al.*, 2014) e CTCs independentes da velocidade mássica (Saisorn, Wongpromma e Wongwises, 2018).

Os métodos de Liu e Winterton (1991) e Kim e Mudawar (2013b) se baseiam na superposição dos efeitos de convecção e ebulição nucleada. A correlação de Kandlikar (1990) é baseada na superioridade de um dos efeitos, entretanto leva em conta efeitos de orientação a partir do número de Froude. Por último, a correlação de Li e Wu (2010) é considerado um modelo híbrido, no qual, o CTC é calculado de forma segmentada, dependendo de parâmetros do escoamento, ressalta-se que na base de dados utilizada para sua construção foram incluídos dados provenientes de ebulição convectiva em microcanais.

Tabela 2.3 – Melhores correlações para o CTC ajustada aos dados experimentais.

Autor	$\theta = 0^\circ$	$\theta = 45^\circ$	$\theta = 90^\circ$	$\theta = 180^\circ$	$\theta = 270^\circ$
	Método / EAM (%) / $\gamma$ (%)	Método / EAM (%) / $\gamma$ (%)	Método / EAM (%) / $\gamma$ (%)	Método / EAM (%) / $\gamma$ (%)	Método / EAM (%) / $\gamma$ (%)
Lee <i>et al.</i> (2014b)	Agostini e Bontemps (2005) / 17,2 / 82,4 / -	-	Agostini e Bontemps (2005) / 16,1 / 91,3 / -	-	Agostini e Bontemps (2005) / 13,4 / 89,4 / -
	Mikielewicz, Mikielewicz, Tesmar (2007) / 15,52 / - / -	-	Liu e Winterton (1991) / 16,06 / - / -	Cooper (1984) / 25,76 / - / -	-
Leão <i>et al.</i> (2015)	Li e Wu (2010) / 10,8 / 100 / -	-	-	-	-
Hsu <i>et al.</i> (2015)	Kandlikar (1990) / 40,65 / - /	Kandlikar (1990) / 22,18 / - /	Kandlikar (1990) / 13,23 / - /	-	Kandlikar (1990) / 37,08 / - /
	-	-	-	-	Kim e Mudawar (2013b) / 14,8 / 85,5 / -
Gao, Xu e Liang (2017)	-	-	-	-	Tran, Wambsganss, France (1996) / 10,2 / 97,2 / -
Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018)	Tran, Wambsganss, France (1996) / 8,9 / 100 / -	-	Tran, Wambsganss, France (1996) / 11,4 / 91,7 / -	-	Tran, Wambsganss, France (1996) / 10,2 / 97,2 / -

Fonte: Próprio autor.

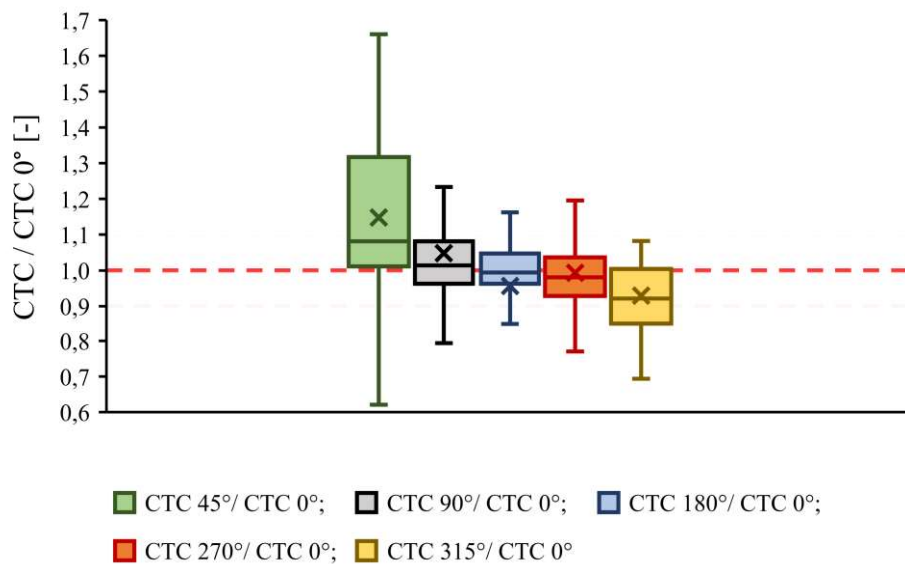
Conclui-se a partir dessa análise a impossibilidade de se indicar um método de previsão que possa ser utilizado independentemente da orientação do escoamento. Tal fato é corroborado pelos seguintes aspectos: i) inexistência de métodos que consideram o efeito da inclinação do escoamento; ii) Geometrias complexas de dissipadores de calor que tendem a afetar seus desempenhos termohidráulicos face aos métodos de previsão desenvolvidos, de maneira geral, com bases em dados para canais únicos; e iii) Ausência de estudos sistemáticos e amplos associados à caracterização dos efeitos da inclinação do escoamento na ebulição convectiva que caracterizem todos os aspectos experimentais, incluindo a rugosidade ainda que para canais únicos.

## 2.2.7 Análise comparativa dos dados da literatura sobre os efeitos da orientação do escoamento no CTC

A Figura 2.7 ilustra em um diagrama de caixas a razão entre dados experimentais do CTC para orientações distintas de  $\theta = 0^\circ$  e dados experimentais do CTC para o escoamento horizontal do mesmo estudo. Ressalta-se que  $\theta = 180^\circ$  representa o aquecimento a partir da face superior posicionada horizontalmente, enquanto  $\theta = 0^\circ$  a partir da região inferior. Este diagrama compõe-se de 1236 dados experimentais levantados a partir de 13 estudos da literatura. Os dados compreendem velocidade mássicas de 77 a 911 kg/m<sup>2</sup>s e fluxo de calor entre 0,14 e 106,3 W/cm<sup>2</sup>.

A partir da Fig. 2.7 constata-se que quase a maioria dos dados de CTC para a orientação  $\theta = 45^\circ$  normalizados em relação à orientação de  $\theta = 0^\circ$  são superiores ou iguais a 1. Verifica-se ainda que esta parcela decresce progressivamente para as orientações  $\theta = 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$ . De forma geral, ao analisar a Fig. 2.7 e os dados, nota-se que a orientação  $\theta = 45^\circ$  proporciona coeficientes de transferência de calor superiores ao escoamento horizontal. No entanto, além da elevada dispersão dos resultados para esta condição deve-se ressaltar que tal conclusão se dá com base em apenas 3 estudos (Wang *et al.*, 2012; Hsu *et al.*, 2015; Hong *et al.*, 2020) envolvendo resultados limitados a  $G = 300$  kg/m<sup>2</sup>s. Ademais, ressalta-se que os dados de Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015) são provenientes de um mesmo grupo de pesquisa.

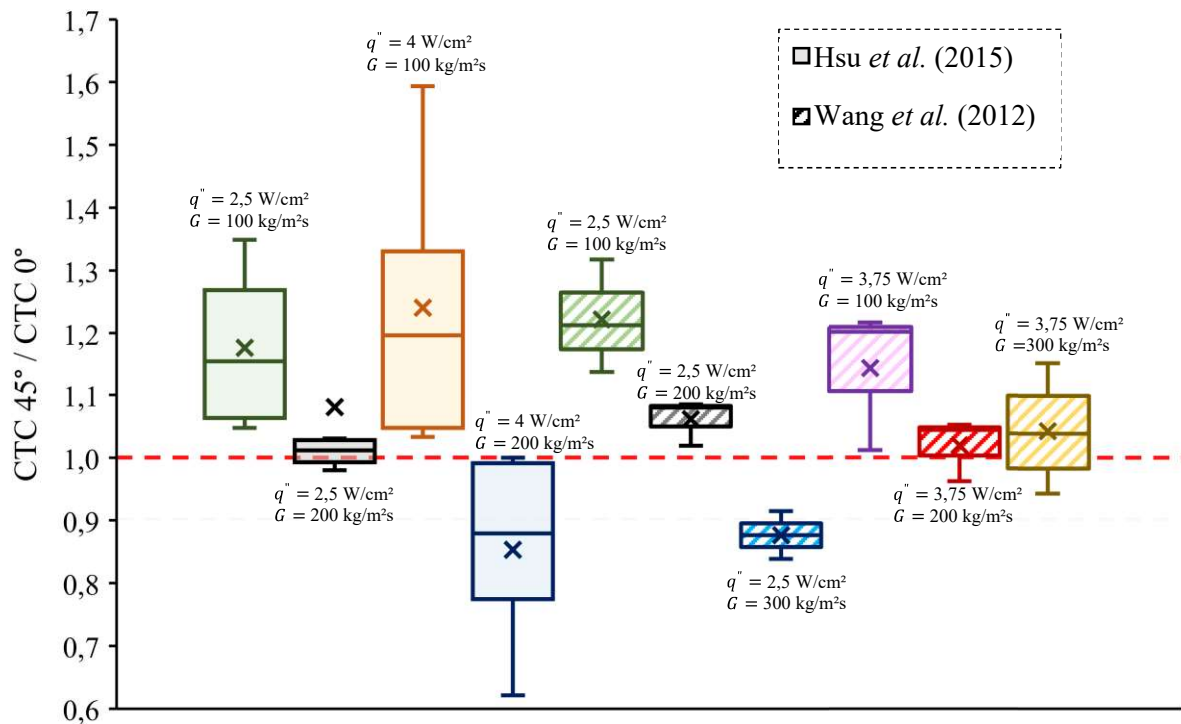
Figura 2.7 – Diagrama de caixas da razão entre os CTCs para orientações não horizontais e horizontal.



Fonte: Próprio autor.

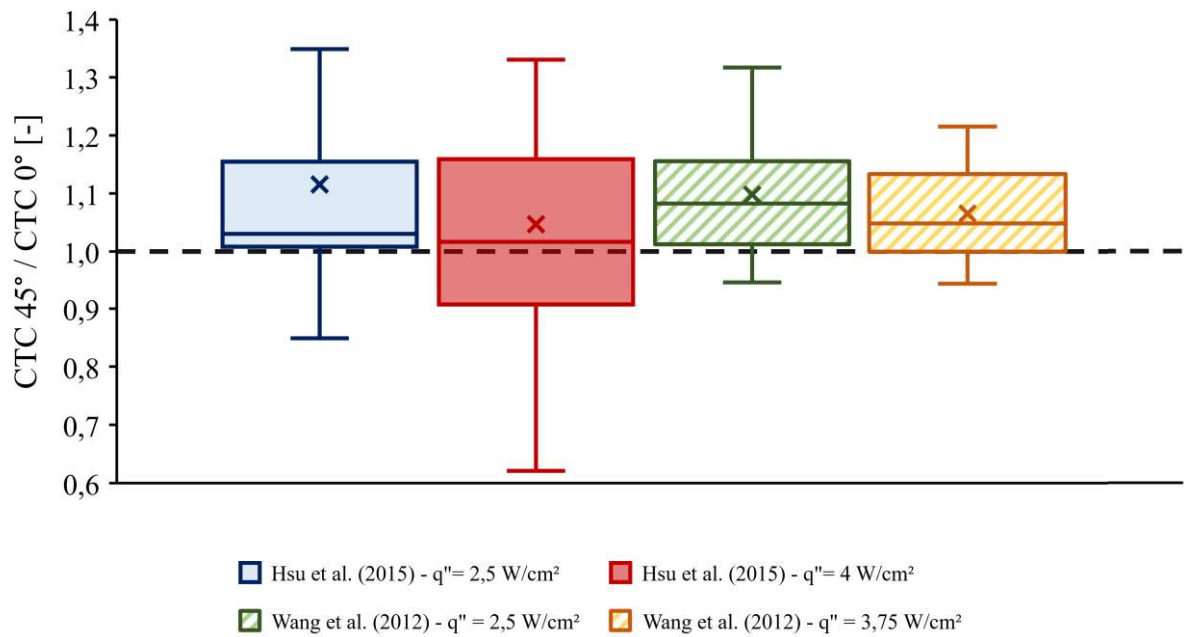
As Figuras 2.8 a 2.15 ilustram a variação da razão entre CTCs com o fluxo de calor e a velocidade mássica por meio de diagramas de caixas, para os dados de Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015). A partir das Figuras 2.8, 2.10, 2.12 e 2.14 nota-se, de forma geral uma tendência de redução das razões do CTC com o incremento da velocidade mássica, segundo os dados de Wang *et al.* (2012). Já para os dados de Hsu *et al.* (2015) este comportamento se verifica apenas para a razão dos CTCs envolvendo  $\theta = 45^\circ$  e  $90^\circ$ . No caso de  $\theta = 270^\circ$  e  $315^\circ$ , de maneira geral observa-se que a razão entre CTCs não apresenta uma tendência clara com o incremento da velocidade mássica, apresentando valores em sua grande maioria inferiores a unidade. Especula-se que o comportamento distinto entre os dados dos dois estudos esteja relacionado com o diâmetro hidráulico do canal utilizado, uma vez que as condições experimentais de velocidade mássica e fluxo de calor imposto são similares.

Figura 2.8 – Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 45^\circ$  e horizontal com a velocidade mássica.



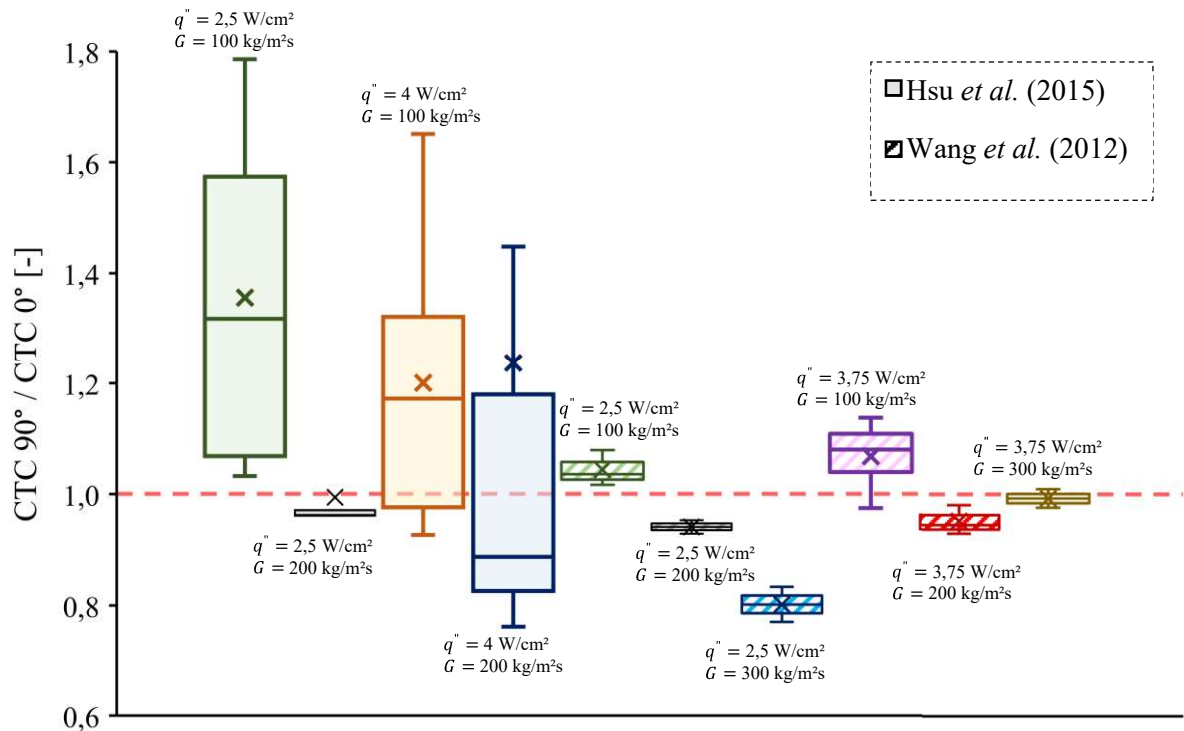
Fonte: Próprio autor.

Figura 2.9 – Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 45^\circ$  e horizontal com o fluxo de calor.



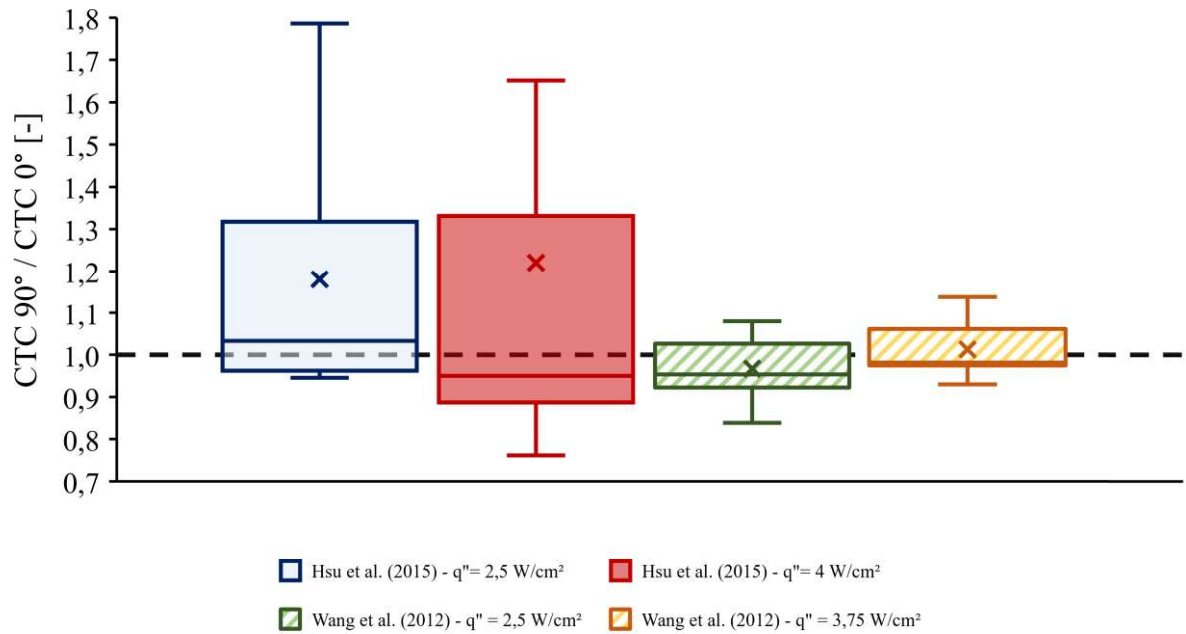
Fonte: Próprio autor.

Figura 2.10 – Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 90^\circ$  e horizontal com a velocidade mássica.



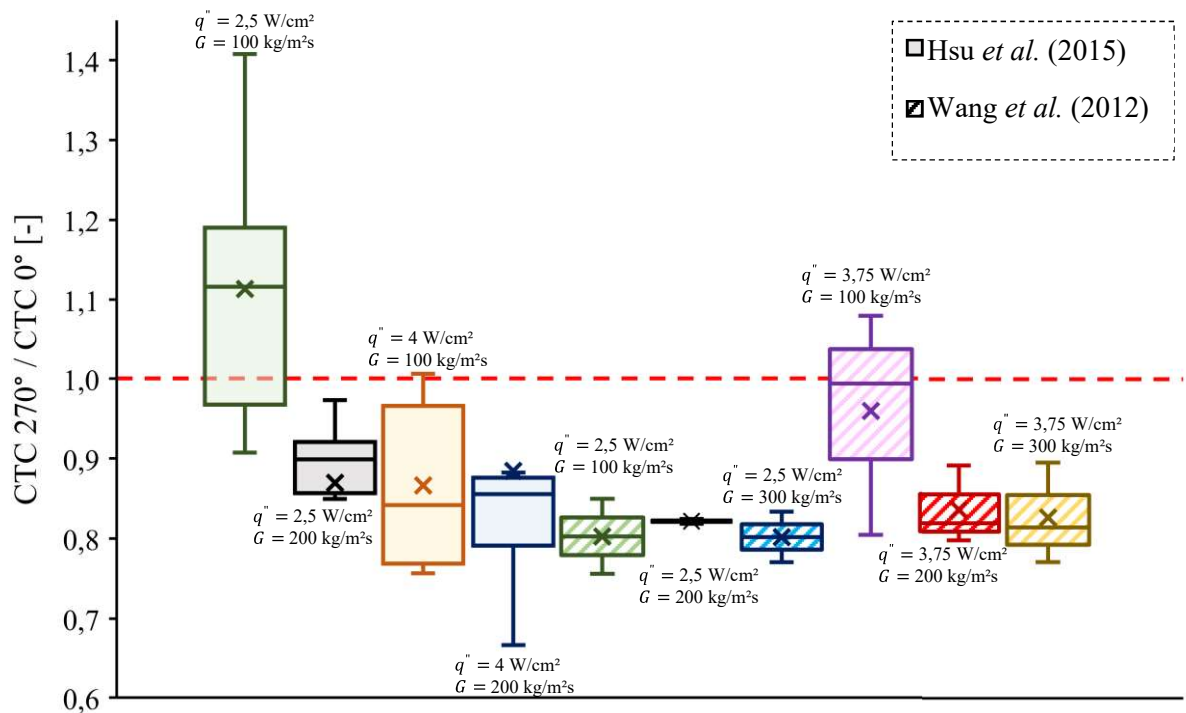
Fonte: Próprio autor.

Figura 2.11- Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 90^\circ$  e horizontal com o fluxo de calor.



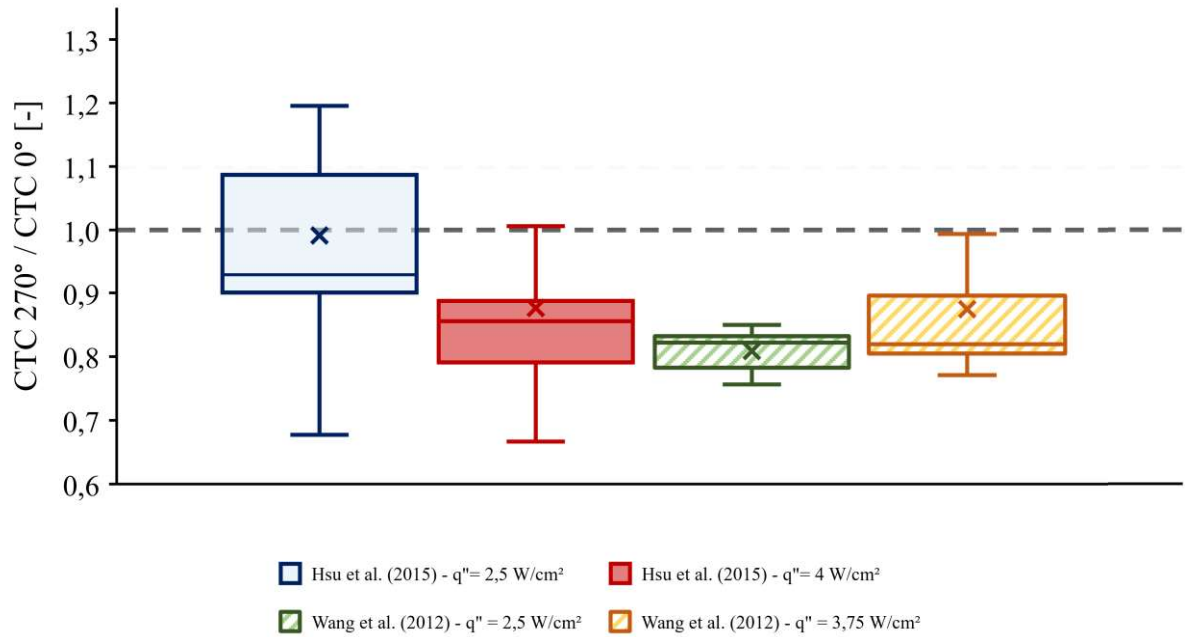
Fonte: Próprio autor.

Figura 2.12 – Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 270^\circ$  e horizontal com a velocidade mássica.



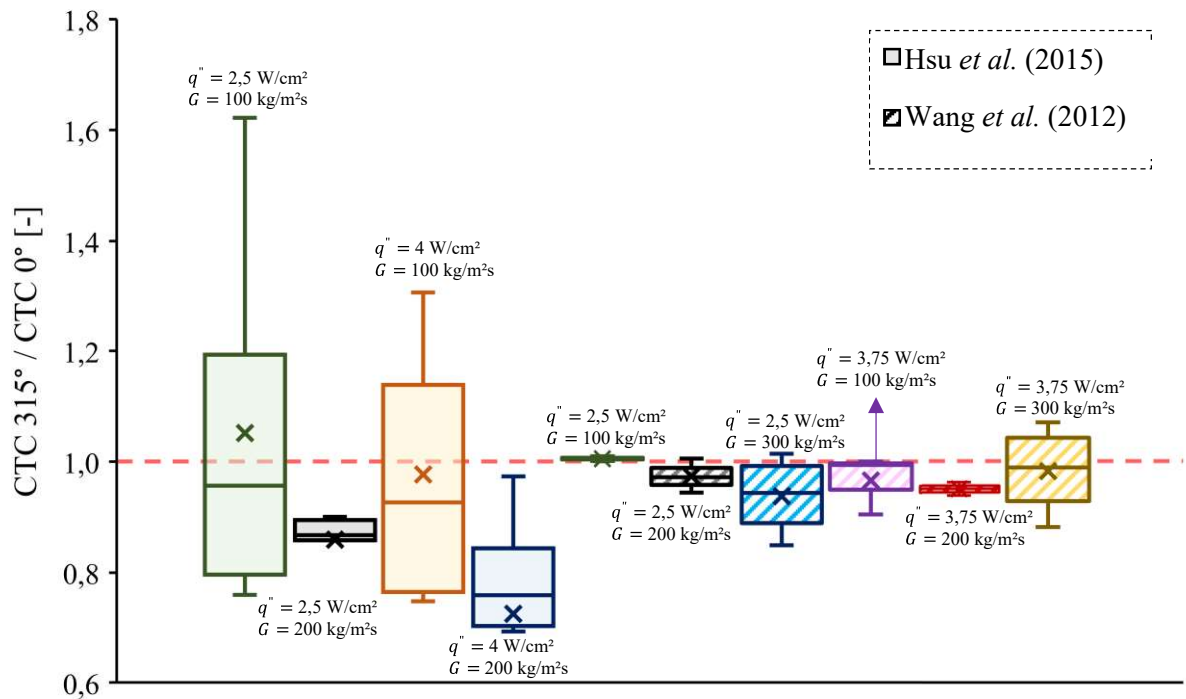
Fonte: Próprio autor.

Figura 2.13 - Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 270^\circ$  e horizontal com o fluxo de calor.



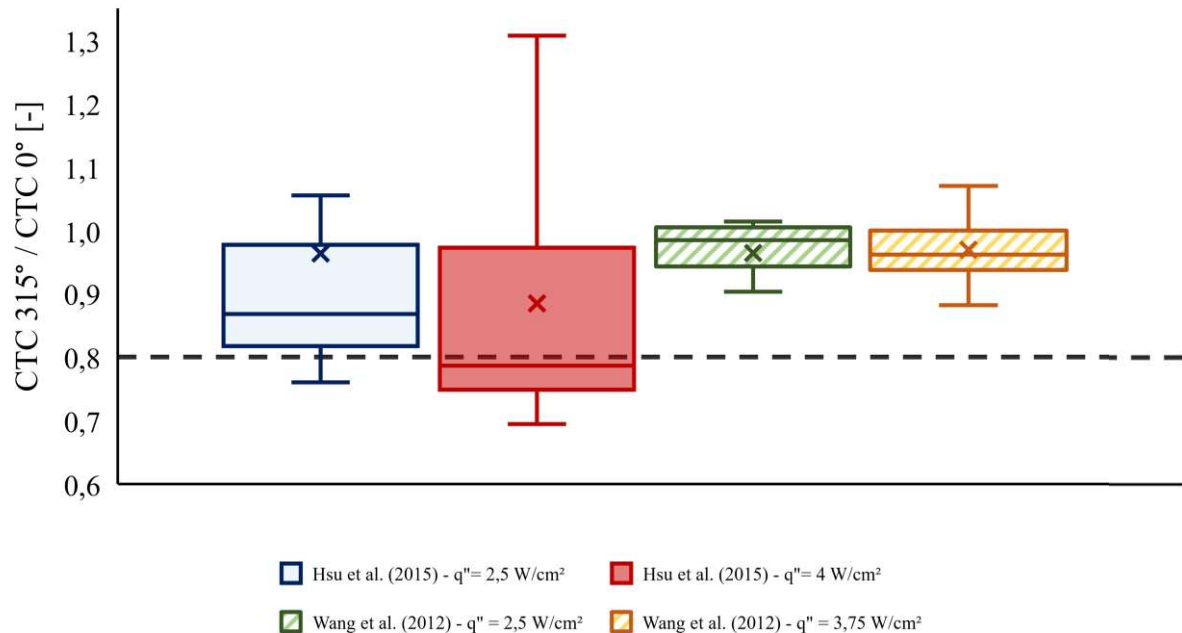
Fonte: Próprio autor.

Figura 2.14 - Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 315^\circ$  e horizontal com a velocidade mássica.



Fonte: Próprio autor.

Figura 2.15 - Variação da razão de CTC da orientação  $\theta = 315^\circ$  e horizontal. com o fluxo de calor.



Fonte: Próprio autor.

Wang *et al.* (2012) utilizou microcanais com diâmetro hidráulico de 0,825 mm, enquanto Hsu *et al.* (2015) 0,44 mm. Tal diferença entre diâmetros pode implicar em um maior confinamento das bolhas de vapor no caso do estudo Hsu *et al.* (2015). Entretanto este confinamento superior pode levar a variações dos resultados de acordo com a orientação do escoamento: i) durante escoamento ascendentes, o empuxo se soma a força inercial, o que ajuda a descarregar bolhas em direção à saída dos canais, o que pode aumentar CTC. No entanto, a força de empuxo tem sua importância reduzida com incrementos  $G$ , assim, as razões de CTC tendem ao valor unitário para valores elevados de velocidade mássica; ii) durante escoamento descendentes, a força de empuxo atua em sentido contrário à força inercial. Assim, dado elevado grau de confinamento, é possível que, independentemente da velocidade mássica, o CTC seja caracterizado por ciclos de confinamento e descarga das bolhas confinadas, o qual o empuxo teria relevância reduzida. Assim, seria possível explicar razões de CTCs similares para os dados de Hsu *et al.* (2015), mesmo com incrementos de  $G$  para as orientações  $\theta = 270^\circ$  e  $315^\circ$ . Já para os dados de Wang *et al.* (2012), o maior diâmetro hidráulico reduz os efeitos de confinamento, assim, os resultados estão atrelados a um balanço entre forças inerciais e

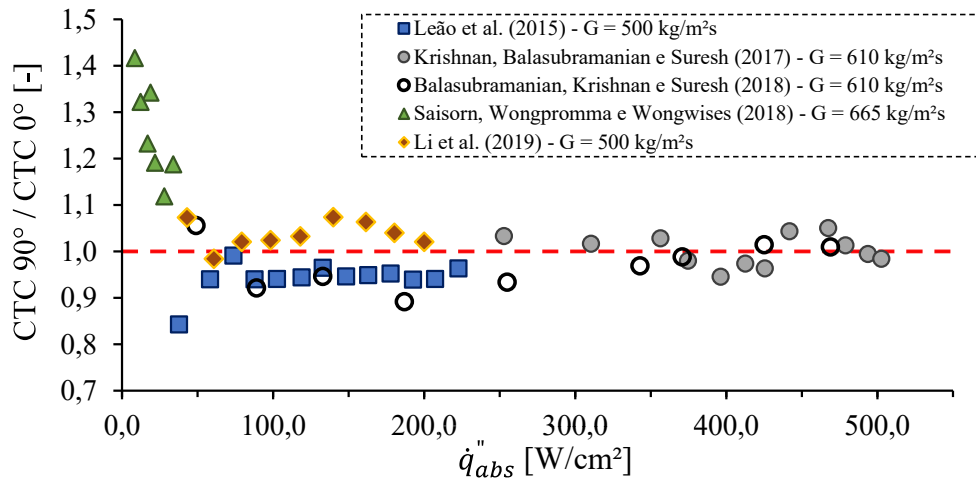


gravitacionais, e, incrementos de  $G$  reduzem a relevância da força de empuxo o que leva a razões de CTC mais próximas a 1.

A partir das Figuras 2.9, 2.11, 2.13 e 2.15 nota-se, de forma geral que variações no fluxo de calor não influenciam significativamente as razões do CTC nos estudos de Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015). Tal comportamento é atribuído a predominância de efeitos convectivos em ambos os estudos.

As Figs. 2.16 e 2.17 ilustram a variação da razão dos CTCs com o fluxo de calor para inclinação de  $\theta = 90^\circ$  e os respectivos valores horizontais.

Figura 2.16 – Variação da razão entre CTCs para  $\theta = 90^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$  com o fluxo de calor para  $G$  entre 500 e 665  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .



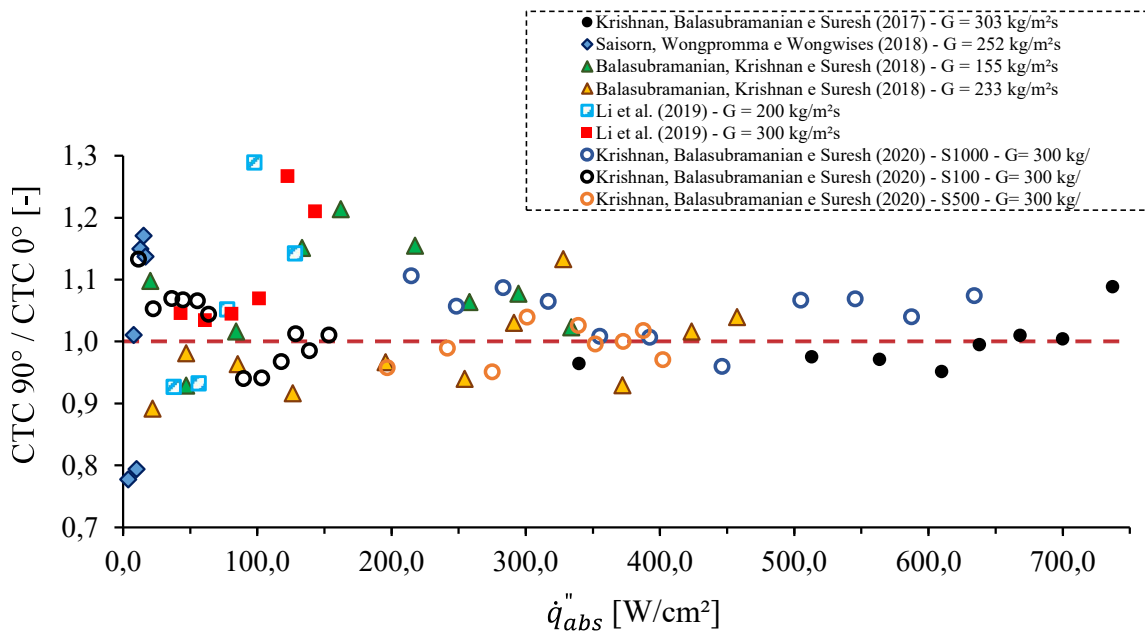
Fonte: Próprio autor.

De acordo com a Figura 2.12, há uma tendência de valores de razões de CTCs igual a 1 com o incremento do fluxo de calor. Os dados de Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) apresentam redução da razão com o aumento de  $\dot{q}''$ , entretanto estes autores realizaram os testes com valores reduzidos de fluxo de calor e em canal único. Verifica-se no estudo de Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) que apesar dos valores do CTC aumentarem com o incremento de  $\dot{q}''$  a razão dos CTCs entre as orientações  $\theta = 90^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$  decresce. Tal comportamento encontra-se relacionado ao fato de que, incrementos no fluxo de calor promovem o predomínio de efeitos da ebulição nucleada em detrimento de efeitos convectivos. Além disso, para valores inferiores do fluxo de calor é possível que o escoamento de bolhas devido à força de empuxo seja promovido pela força de empuxo. Isto pode ocorrer em regiões com valores reduzidos de fluxo de calor, as quais estão relacionadas com predominância de

efeitos convectivos, o que realça o efeito da força de empuxo que se soma a inercial para escoamentos ascendentes. Tal combinação de forças em determinada região pode explicar a diferença do CTC entre a orientação  $\theta = 90^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$ .

É possível notar na Fig. 2.17 que há uma tendência de aproximação dos valores das razões de CTCs para o valor 1 com o aumento do fluxo de calor, entretanto, de forma geral há maior dispersão dos dados quando comparados com os da Fig. 2.16. Para quantificar esta dispersão das razões de CTC em torno do valor unitário foi utilizado o critério de Gao, Xu e Liang (2017), segundo o qual para razões de CTCs entre 0,9 e 1,1 efeitos gravitacionais são relevantes.

Figura 2.17 - Variação da razão entre CTCs para  $\theta = 90^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$  com o fluxo de calor para  $G$  inferior a  $303 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



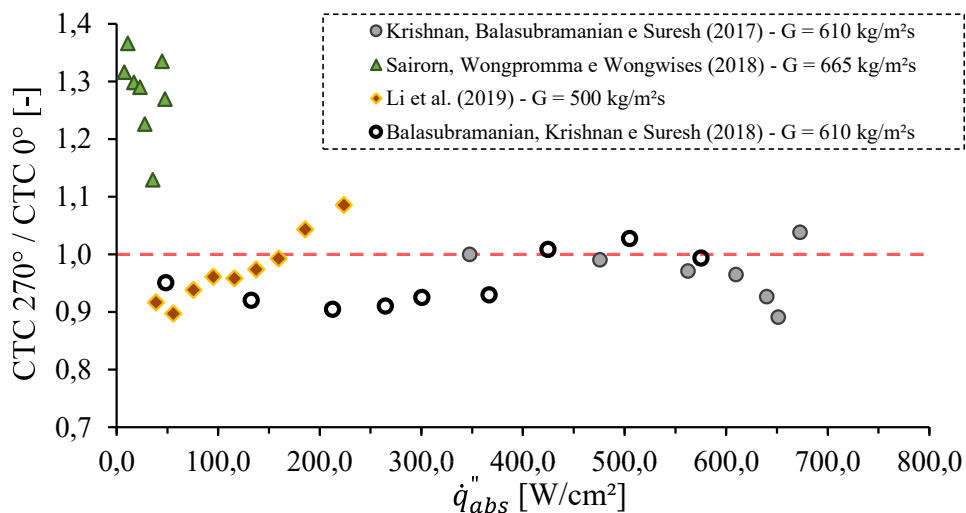
Fonte: Próprio autor.

Para fluxos de calor de até  $300 \text{ kW/m}^2$ , verificou-se para os dados da Figs. 2.16 e 2.17 cerca de 21% e 29%, respectivamente, dos resultados se encontram em condições nas quais predominam efeitos gravitacionais, compreendida por razões de CTCs inferiores a 0,9 e superiores a 1,1. Já para fluxos de calor superiores, a parcela de dados em que efeitos gravitacionais segundo estes critérios propostos por Gao, Xu e Liang (2017) torna-se desprezível. Utilizando este critério, nota-se que para  $G$  e  $\dot{q}''$  superiores a  $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $30 \text{ W/cm}^2$ , respectivamente, efeitos gravitacionais podem ser considerados irrelevantes. Enquanto

para  $G$  e  $\dot{q}''$  inferiores a  $303 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $30 \text{ W/cm}^2$ , cerca de 30% dos dados apresentam uma razão de CTC que indicam a relevância de efeitos gravitacionais. Ademais, nota-se que a parcela dos dados para os quais efeitos gravitacionais são significativos aumenta com o decréscimo de  $G$ .

Para velocidades mássicas elevadas a Fig. 2.18 não é possível identificar uma tendência geral para os diferentes estudos. Os dados de Li *et al.* (2019) apresentam comportamento consistente caracterizado pelo seu aumento com a elevação do  $\dot{q}''$ . Já, os dados de Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018) apresentam uma tendência de razões de CTC igual a 1 com o incremento do fluxo de calor. Por outro lado, não é possível constatar um comportamento para os dados de Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018) e Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017).

Figura 2.18 – Variação da razão entre CTCs para  $\theta = 270^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$  com o fluxo de calor para  $G$  entre 500 e  $665 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



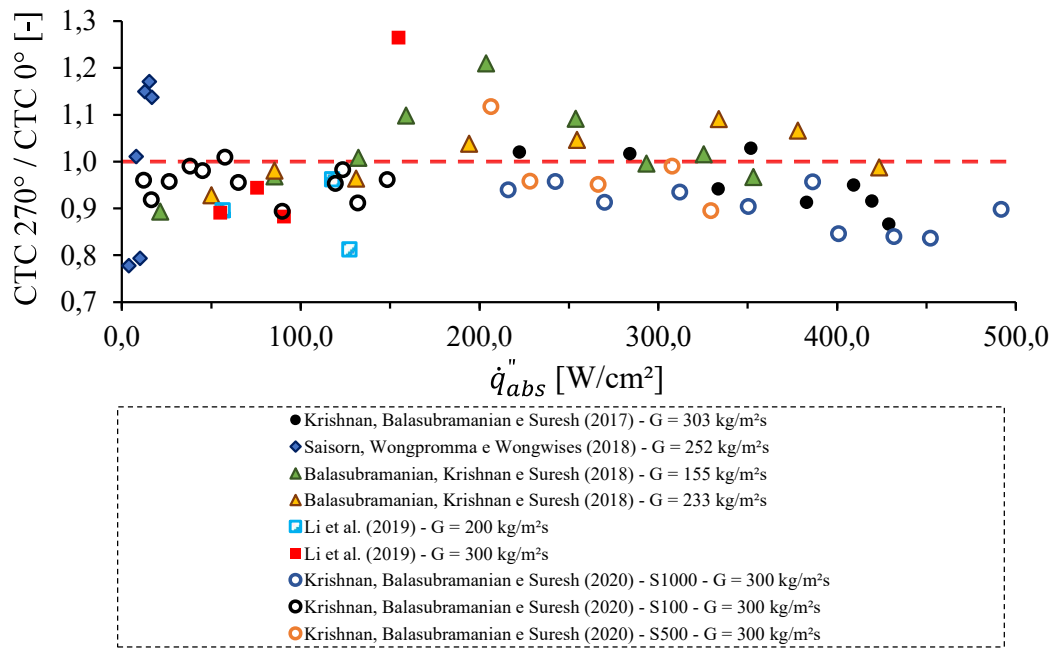
Fonte: Próprio autor.

Em contraste à Fig. 2.18, dados correspondentes a  $G < 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  não apresenta uma tendência clara em nenhum dos estudos, para a razão de CTCs com aumento do fluxo de calor, como pode ser visto na Fig. 2.19. Isto pode estar relacionado com a redução da velocidade mássica e consequentemente à maior influência relativa das forças gravitacionais, ainda que para fluxos de calores elevados.

Calculou-se a partir das Fig. 2.18 e 2.19 que para fluxos de calor inferiores a  $303 \text{ kW/m}^2$  cerca de 40% e 27%, respectivamente, dos resultados experimentais se encontram em condições nas quais efeitos gravitacionais são relevantes. No caso de fluxos de calor superiores a  $300 \text{ kW/m}^2$  estes valores são de 9,1% e 25%. Nota-se que, independentemente da faixa de

velocidade mássica e de fluxo de calor, para o escoamento segundo a orientação  $\theta = 270^\circ$ , a parcela de em que efeitos gravitacionais são relevantes se amplia em relação ao escoamento vertical ascendentes. Além disso, ao comparar as Figs. 2.18 a 2.19 observa-se que ao alterar as orientações o comportamento dos dados também se alterou, similar ao que foi observado para os dados de Wang *et al.* (2012) e Hsu *et al.* (2015).

Figura 2.19 - Variação da razão entre CTCs para  $\theta = 270^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$  com o fluxo de calor para  $G$  inferior a  $303 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



Fonte: Próprio autor.

Finalmente, deve-se destacar que diferentes comportamentos entre autores foram verificados em condições aparentemente similares de velocidade mássica e orientação do escoamento, fato que pode estar associado aos seguintes aspectos: i) Diferenças no diâmetro hidráulico ou na configuração geométrica do dissipador, podendo alterar o grau de confinamento de bolhas, causando fluxo reversos e secagem de parede prematura para uma determinada configuração; ii) Diferença no número de canais associados à promoção de instabilidade hidrodinâmica; iii) Diferenças na razão de densidade entre as fases líquido e gás. Fluidos com razões superiores, como a água, induzem o padrão de escoamento como anular, em títulos de vapor inferiores. Tal padrão tende a aproximar o comportamento do CTC com o fluxo de calor para diferentes orientações. Enquanto para razões de densidade inferiores outros padrões de escoamento tornam-se mais prováveis, como o agitante, que pode elevar o valor de

CTC para orientações verticais descendentes segundo Lee *et al.*(2014a) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018); e iv) Dados obtidos em condições de instabilidades térmicas e hidrodinâmicas tendem a apresentar comportamentos significativamente distintos de resultados em condições nas quais tais fenômenos não se verificam.

## 2.3 Conclusões

De forma geral, a análise dos dados disponíveis na literatura indica que em velocidades mássicas reduzidas, as orientações  $\theta = 45^\circ$  e  $\theta = 90^\circ$  apresentam desempenho térmico superior e perda de pressão inferior em comparação com as demais orientações. No entanto, são as orientações para as quais os resultados da literatura apresentaram maior dispersão para os comportamentos observados. Assim, nota-se a necessidade do aprofundamento de estudos para tais condições, principalmente para  $\theta = 45^\circ$ , pois, por meio da ampla pesquisa realizada na literatura, verificou-se um número reduzido de dados experimentais para o CTC, enquanto, para a perda de pressão, nenhum estudo foi constatado.

A partir dos dados obtidos da literatura, notou-se que a orientação do escoamento pode influenciar o desempenho termohidráulico independentemente da predominância de determinado mecanismo de transferência de calor e de padrões de escoamento específico. Entretanto, quando se analisa as condições operacionais dos estudos, é possível afirmar que os efeitos da orientação no CTC e na perda de pressão se tornam mais relevantes, de maneira geral, para velocidades mássicas e fluxos de calor reduzidos. Em condições de velocidades mássicas reduzidas a relevância da força de empuxo se acentua em relação às forças inerciais. Já, fluxos de calor inferiores reduzem a contribuição de efeitos de ebulição nucleada para a transferência de calor. Estes dois fatos combinados, favorecem um maior efeito da orientação do escoamento no CTC.

A partir desta análise da literatura também é possível apontar: i) Um número reduzido de estudos comparou resultados para mais de duas orientações; ii) Não foram encontrados estudos que buscam avaliar o efeito da orientação quando canais com geometrias não-convencionais são empregadas; iii) Apenas Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018) realizou testes com um dissipador com canais abertos e comparou seu desempenho com canais fechados e iv) São encontradas divergências significativas nos resultados quando estudos de laboratórios independentes são comparados.

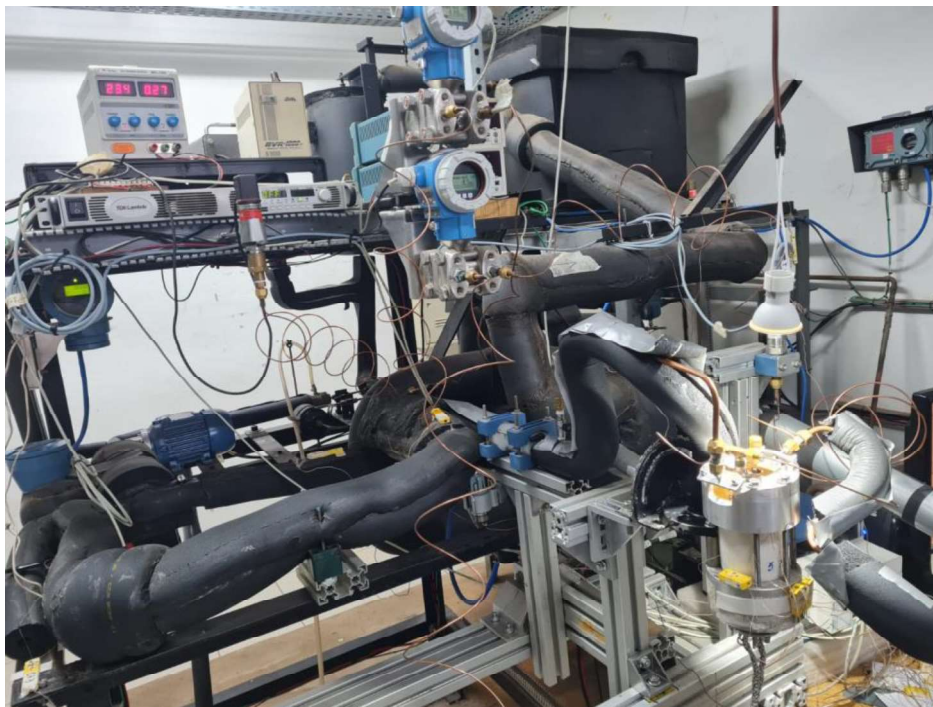
Concluindo, nota-se a necessidade do aprofundamento de estudos sobre o efeito da orientação do escoamento na ebulição convectiva em dissipadores de calor, compostos por canais de reduzidas dimensões. Tais estudos devem ser executados com foco em uma melhor compreensão dos mecanismos físicos envolvidos. Nesse contexto, os bancos de dados disponíveis devem ser ampliados, pois, de forma a colaborar com a compreensão do fenômeno. Deve-se buscar nestes estudos caracterizar as condições em que efeitos gravitacionais são relevantes. Uma vez determinadas tais condições, deve-se buscar o desenvolvimento de dispositivos de gerenciamento térmico de células fotovoltaicas, que operem em condições operacionais distintas destas. Deve-se buscar também o desenvolvimento de geometrias de canais e microestruturas superficiais que minimizem efeitos gravitacionais em relação aos demais, podendo assim garantir a operação dos dissipadores de calor em condições ótimas

## 3 Aparato experimental, procedimento experimental, procedimento de redução de dados e validação da bancada

### 3.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados detalhes do equipamento experimental utilizado junto com uma descrição dos processos termodinâmicos do fluido de testes ao longo do circuito principal. Além disso, são fornecidas informações sobre a seção de testes e os equipamentos que a compõem. Em seguida, descreve-se os procedimentos executados durante os ensaios experimentais, incluindo a ordem de acionamento dos equipamentos e a verificações de medidas. Então, é apresentada a metodologia empregada na validação das medidas, com base na análise do calor dissipado para o ambiente. Por último, descreve-se o método de regressão de dados a partir dos parâmetros medidos e as incertezas relacionadas. Um registro fotográfico da bancada em sua atual configuração encontra-se na Fig. 3.1.

Figura 3.1 – Registro fotográfico do aparato experimental.

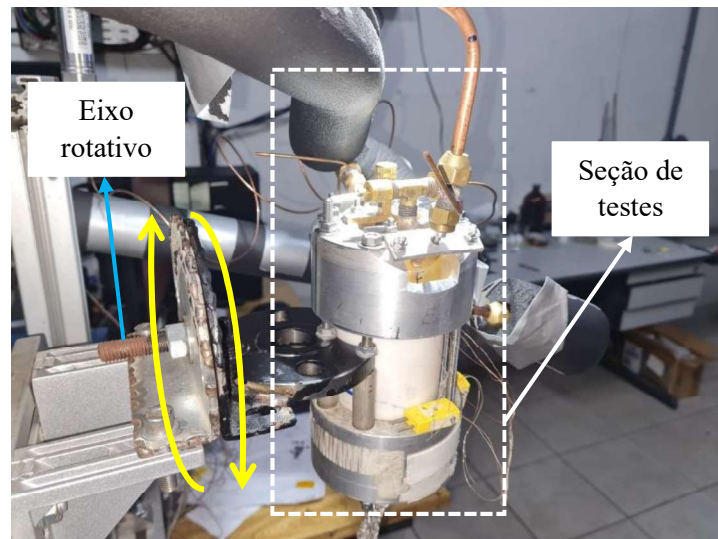


Fonte: Próprio autor.

O aparato experimental utilizado no presente estudo se encontra localizado no Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos (LETef) do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo (EESC-USP). A bancada experimental, utilizada no presente estudo é constituída de dois circuitos, denominados neste texto como *principal* e *auxiliar*. Ressalta-se que os circuitos principal e auxiliares foram utilizados em estudos anteriores conduzidos por Nascimento (2012), Leão (2014), Chavéz (2016), Leão (2018) e Marchetto (2019).

A Fig. 3.2 apresenta um registro fotográfico da seção de testes, a qual se encontra acoplada mecanicamente a um eixo rotativo, permitindo assim sua rotação segundo diferentes ângulos de inclinação.

Figura 3.2 – Registro fotográfico da seção de testes e o seu sistema de acoplamento e rotação.



Fonte: Próprio autor.

### 3.2 Circuito auxiliar

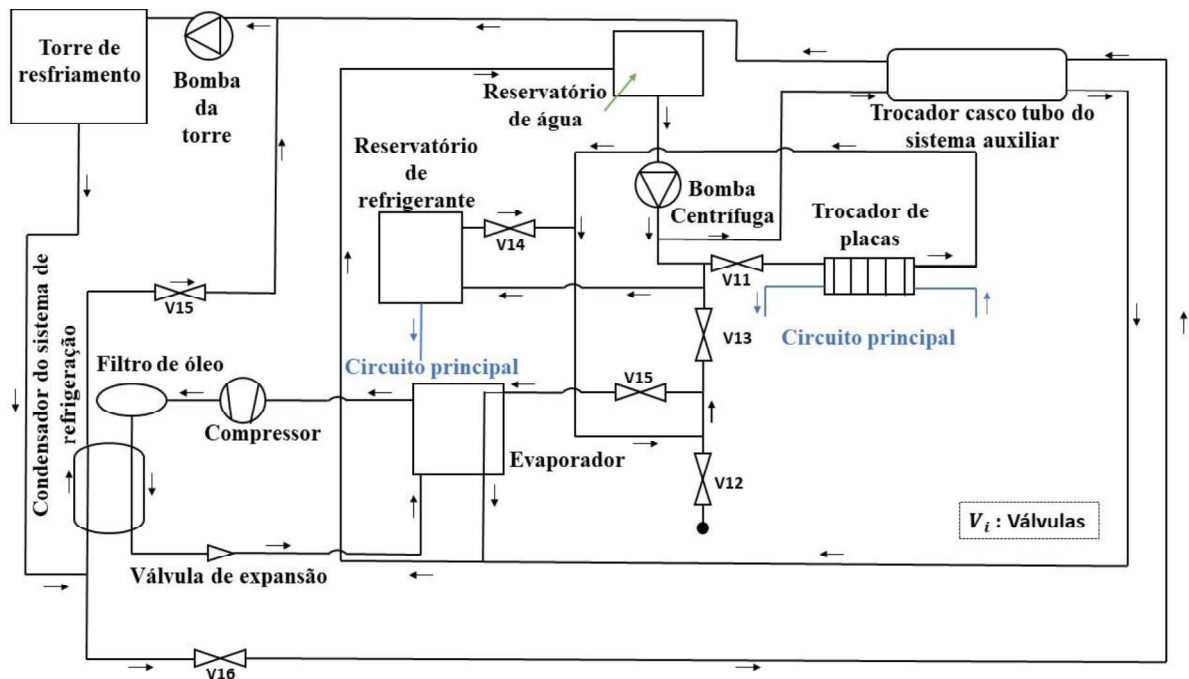
O circuito auxiliar, ilustrado esquematicamente na Fig. 3.3, tem como função estabelecer e atuar no controle da pressão do fluido refrigerante no circuito principal. Essa regulação se dá por meio de um trocador de calor de placas localizado a jusante da seção de testes, no qual escoam o fluido refrigerante do circuito principal em contra-corrente a água resfriada proveniente do circuito auxiliar. A temperatura da água empregada no circuito auxiliar é estabelecida por meio de um controlador PID, atuando em uma resistência elétrica de 1500W



localizada no interior de um reservatório de armazenamento de água, o qual possui volume de 0,15 m<sup>3</sup> e foi fabricado em aço inoxidável.

A água escoar no circuito auxiliar por meio de uma bomba centrífuga. Após a bomba, em um dos ramos de escoamento, a água escoar por um trocador de calor tipo casco-tubos, no qual o efeito de resfriamento se dá por meio de água proveniente de uma torre de resfriamento. Esta água é deslocada por meio de uma bomba centrífuga localizada próxima a torre de resfriamento, a qual se encontra no ambiente externo ao laboratório. Um sistema de refrigeração por compressão de vapor é empregado no caso de ensaios em que temperaturas de operação reduzidas são necessárias no circuito auxiliar. Tais condições são caracterizadas por potências de aquecimento elevadas ou temperaturas de evaporação reduzidas na seção de testes.

Figura 3.3 – Diagrama esquemático do circuito auxiliar.



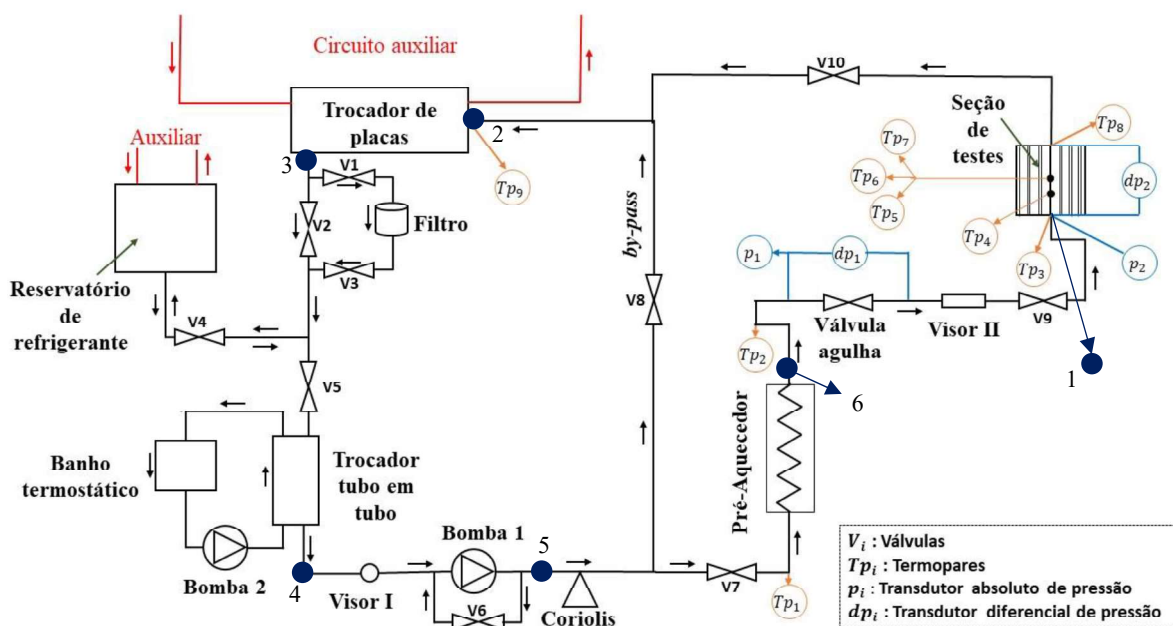
Fonte: Próprio autor.

### 3.3 Circuito Principal

O circuito principal, ilustrado esquematicamente na Figura 3.4, é composto por uma microbomba de engrenagem (Bomba 1) da fabricante *Micro Pump* (modelo: GA-V21J8KS4) com deslocamento volumétrico nominal de 0,042 ml/rev, acionada por um motor elétrico da fabricante WEG de 0,25 cv com rotação nominal de 3340 rpm a 60 Hz. A conexão entre o motor e a bomba se dá por meio de um acoplamento magnético. A vazão mássica é avaliada

por meio de um medidor tipo Coriolis, localizado a jusante da bomba, produzido pela *Micromotion* (modelo: CMF010M313NQBZPZZ), com faixa de operação de 0,0021 até 84 kg/h com erro associado de 0,05% em relação ao valor lido. Este medidor emite um sinal entre 4 e 20 mA para o sistema de aquisição de dados associado à vazão mássica medida. Esse sinal é também empregado no controle da rotação do motor por meio de um variador de frequência que fornece energia elétrica à microbomba, permitindo o ajuste da vazão mássica.

Figura 3.4 – Diagrama esquemático do circuito principal.



Fonte: Próprio autor.

A jusante do medidor de vazão há uma bifurcação na tubulação, cuja definição do ramo pelo qual o escoamento ocorre se dá por meio da manobra das válvulas 7 e 8, as quais podem direcionar o fluido refrigerante ao pré-aquecedor ou ao ramo do *bypass*, levando o fluido diretamente ao trocador de calor de placas. A linha do *bypass*, geralmente, é utilizada para isolar a região da seção de testes, visando a realização de manutenções na seção de testes.

O pré-aquecedor, localizado a montante da seção de testes, tem como função estabelecer o estado termodinâmico do fluido refrigerante na entrada da seção de testes. Isso é realizado por meio do aquecimento do fluido refrigerante com uma resistência de fita de 90  $\Omega$ , enrolada na parte externa de um tubo de cobre e cuja potência de aquecimento é definida por meio de um autotransformador (VARIAC) do tipo ATV-215-M fabricado pela STP (Sociedade Técnica Paulista). A tensão e a corrente fornecidas à resistência do pré-aquecedor são avaliadas por

meio de dois multímetros digitais de precisão, modelos DMM 4040 e DMM4020 ambos fabricados pela *Tektronix*.

Uma válvula do tipo agulha, *Swagelok* (modelo: B-1RS4), instalada a jusante do pré-aquecedor, tem como finalidade mitigar a propagação de possíveis instabilidades do escoamento a partir da seção de testes por meio da imposição de uma perda de pressão localizada. A pressão absoluta em sua entrada e a perda de pressão ao longo da válvula de agulha são avaliadas por meio de um transdutor de pressão absoluto ( $p_1$ ) e um transdutor de pressão diferencial ( $dp_1$ ), respectivamente. O transdutor de pressão absoluto é do tipo piezoresistivo, fabricado pela *Danfoss* (modelo: MBS 33 060G3040) com faixa de operação entre 0 e 6 *bar* e erro de 0,3% em relação ao fundo de escala. O transdutor de pressão diferencial, responsável pela avaliação da perda de pressão na válvula é do tipo piezoresistivo, fabricado pela *Endress Hauser* (modelo: PMD75-AAA7D21DCAU), com faixa de medida de 0 a 10 kPa e erro em relação ao fundo de escala de 0,075%. Ambos os transdutores fornecem um sinal analógico de 4 a 20 mA ao sistema de aquisição.

A jusante da válvula tipo agulha se encontra um visor de líquido (Visor II), cuja função é possibilitar a verificação da ausência de bolhas no escoamento a montante da seção de testes, assim assegura-se a existência de apenas escoamento monofásico em sua seção de entrada. Esse visor foi fabricado no laboratório e consiste em um tubo de vidro conectado à tubulação principal feita em cobre, mantendo-se o diâmetro interno. Subsequentemente há a seção de testes cuja região de entrada se encontra conectada a um transdutor de pressão absoluto ( $p_2$ ) e uma das suas conexões a um transdutor de pressão diferencial ( $dp_2$ ). O transdutor de pressão absoluto, fabricado pela *Endress-Hauser* (modelo: PMP131-A4201A2Q), é do tipo piezoresistivo e tem como função avaliar a pressão do escoamento na entrada da seção de testes, com faixa de operação de 0 a 300 kPa e erro máximo de 1% em relação ao fundo de escala de operação de 1070 kPa. O transdutor de pressão diferencial, fabricado pela *Endress Hauser* (modelo: PMD75-AAA7H21DCAU), é do tipo piezoresistivo, é empregado na avaliação da perda de pressão na seção de testes e possui faixa de operação de 0 a 300 kPa e erro de 0,075% em relação ao fundo de escala. Ambos os transdutores fornecem um sinal analógico de 4 a 20 mA ao sistema de aquisição. A válvula V10 está localizada a jusante da seção de testes e é utilizada quando deseja-se isolar a seção de testes.

Adiante no circuito principal está instalado o trocador de calor do tipo placas da fabricante *GEA* (modelo: AE5-30), que tem a função de dissipar o calor transferido ao fluido refrigerante no circuito principal para a água no circuito auxiliar. A jusante deste trocador, em

uma linha *bypass* encontra-se instalado um filtro secador, fabricado pela *Danfoss* (modelo: ELIMINATOR 1.5), cuja finalidade é eliminar possíveis partículas e umidade do fluido de teste. Tal situação se verifica após o carregamento do fluido refrigerante no circuito principal e durante a manutenção do aparato experimental. A utilização deste filtro se dá por meio da abertura das válvulas 1 e 3, e fechamento da válvula 2. Após o filtro, encontra-se uma linha conectando o circuito de testes ao reservatório de refrigerante, cuja função é o armazenamento do fluido de testes, permitindo também a retirada ou adição de fluido quando necessário. Este reservatório de fluido consiste em um cilindro de aço inoxidável com 300 mm de diâmetro e 500 mm de altura, que pode ser aquecido ou resfriado por uma serpentina conectada ao circuito auxiliar.

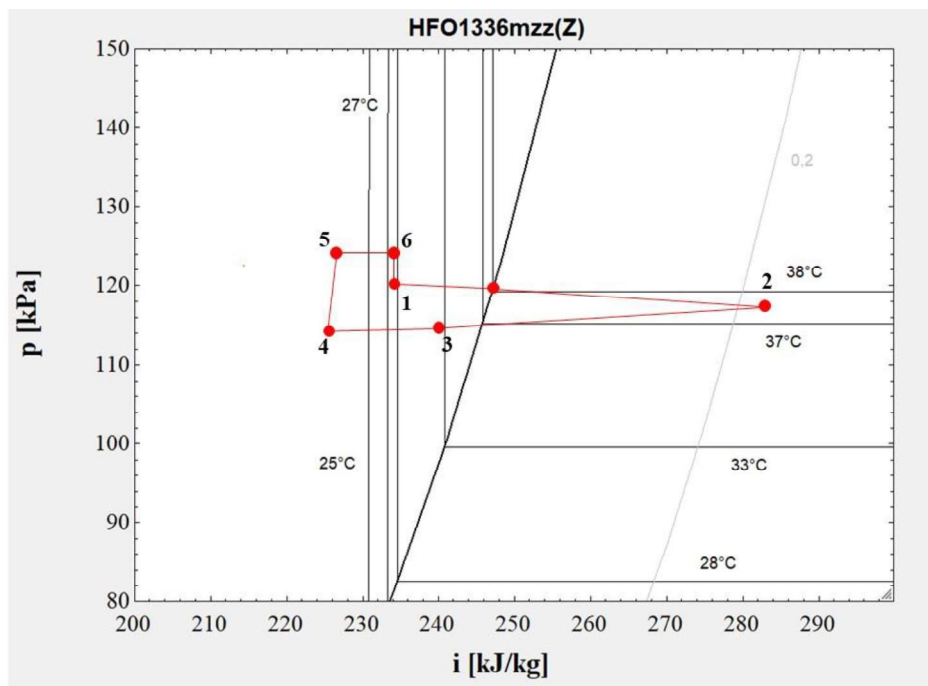
Um trocador de calor do tipo tubo em tubo, localizado a jusante do ramal do reservatório de refrigerante, é utilizado para subresfriar o fluido refrigerante e assegurar líquido subresfriado na seção de entrada da microbomba. Calor do fluido de testes é rejeitado neste trocador para a água, cuja temperatura é controlada por um banho termostático e sua circulação se dá por meio de uma microbomba (Bomba II) da fabricante *Micropump* (modelo: GJ-N23.PF1S.A), com capacidade de 0,64 ml/rev, que é acoplada magneticamente ao eixo de um motor elétrico trifásico da fabricante *WEG*, com potência de 0,5 cv e 3370 rpm a uma frequência de 60 Hz. Esse motor é alimentado por um inversor de frequência que atua no controle da vazão mássica de água. O banho termostático, fabricado pela *Thermo Scientific* (modelo: Haake A40), tem faixa de operação de -40 a 200 °C e 12 L de capacidade de armazenamento. Além disso, vem equipado com um controlador da *Thermo Scientific* (modelo: Haake AC 200) utilizado para definir a temperatura de operação.

Finalmente, fechando o circuito, a montante da microbomba de engrenagens (Bomba I) encontra-se um visor de líquido (Visor I) da fabricante *Danfoss* (modelo: SGN 6), cuja função é verificar a possível presença de vapor e evitar efeitos de cavitação na microbomba. Todos os componentes do circuito e os tubos de cobre que os conectam são revestidos com isolante térmico composto de espuma elastomérica e fibras cerâmicas. Os tubos de cobre que compõem as linhas do circuito principal têm diâmetro interno de 3,80 mm. São avaliados um total de 9 pontos de temperatura ao longo do circuito principal, como ilustrado na Fig. 3.4 a partir de termopares do tipo K. Os termopares 1 e 2 tem como função avaliar a temperatura do fluido refrigerante na entrada e saída do pré-aquecedor, respectivamente, os termopares 3 e 8 permitem avaliar a temperatura do fluido refrigerante na entrada e saída da seção de testes, respectivamente, e o termopar 9 permite avaliar a temperatura do fluido refrigerante na entrada

do trocador de placas. Todas as junções dos termopares empregados no aparato experimental foram fabricadas no laboratório, com ambos os fios possuindo bitola de 0,08 mm. O fio de Alumel é do modelo TFAL-003 e o de Cromel TFCY-003, ambos fabricados pela *OMEGA*.

Um diagrama de pressão vs. entalpia, ilustrado na Fig. 3.5, esboça os processos termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do circuito principal. Os números indicados neste diagrama correspondem às posições indicadas na Fig. 3.4 ao longo do circuito principal.

Figura 3.5 – Diagrama pressão-entalpia dos processos termodinâmicos no circuito principal.



Fonte: Próprio autor.

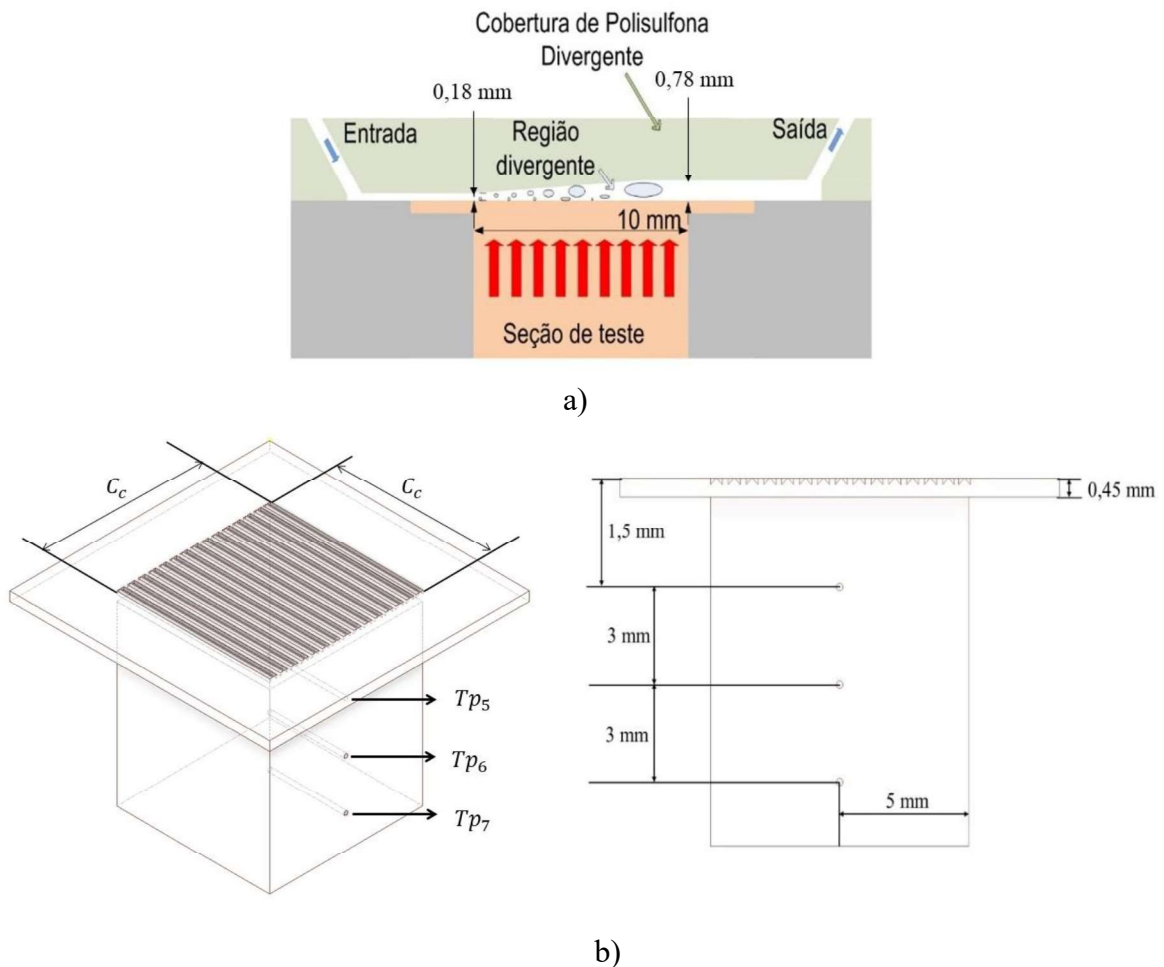
Neste diagrama, o estado 1 representa a entrada do fluido na seção de testes ainda subresfriado, onde passa a ser aquecido até o estado 2, que corresponde à mistura líquido-vapor no estado saturado na saída da seção de testes. Entre os estados 2 e 3, o fluido escoava através do trocador de placas, em processo que envolve inicialmente a condensação do fluido de testes e posteriormente seu subresfriamento. O processo 3-4 envolve a troca de calor entre o fluido refrigerante e a água proveniente do banho termostático no trocador de calor tubo em tubo, de forma a garantir o subresfriamento do fluido de testes na entrada da bomba (Bomba I) e evitar cavitação. O processo 4-5 corresponde à elevação da pressão do fluido pela microbomba (Bomba I). O processo 5-6 é caracterizado pelo aquecimento do fluido no pré-aquecedor, no qual a entalpia é elevada e há perda de pressão em condições de escoamento monofásico. Por

último, o refrigerante escoar pela válvula agulha, caracterizado pelo processo 6-1, que induz perda de pressão em um processo admitido como isoentálpico.

### 3.4 Seção de testes

A seção de testes é composta pela superfície de cobre, ilustrada na Fig. 3.6, onde se encontram os microcanais, uma peça de cobre cilíndrica, tendo em sua região superior o formato de um tronco de cone, na qual são inseridas as resistências elétricas. Este componente atua como um meio condutor de calor e sua função é uniformizar o perfil do fluxo de calor ao longo da seção transversal. A seção de testes inclui ainda um sistema de vedação dos canais constituído de Polisulfona, peças de alumínio e conexões com os elementos sensores e transdutores.

Figura 3.6 – Diagramas esquemáticos da superfície de cobre que compõe a seção de testes.

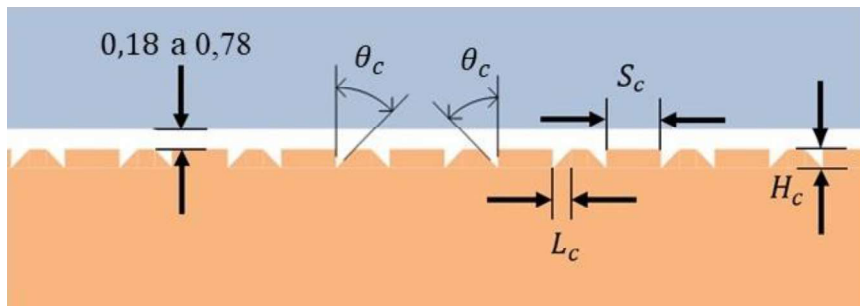


Fonte: a) Adaptado de Moreira *et al.*, (2023); b) Próprio autor.

A superfície da seção de testes, onde são usinados os microcanais, foi desenvolvida por Moreira *et al.* (2022) e é inspirada no trabalho desenvolvido por Kandlikar (2013) para ebulição em piscina. Os microcanais foram confeccionados a partir de um processo de usinagem da superfície de cobre com uma fresa do fabricante *HarveyTool*, e constituem-se de canais duplos assimétricos em formato “V” com ângulo de inclinação interno de 45°. Na peça que contém os microcanais, furos foram usinados com diâmetro de 0,5 mm, alinhados verticalmente, nos quais foram instalados termopares do tipo K (Tp<sub>5</sub>, Tp<sub>6</sub> e Tp<sub>7</sub>) para estimar a temperatura da parede.

A Fig. 3.7 apresenta um desenho esquemático de um corte da seção transversal dos canais. As características geométricas da superfície de cobre foram determinadas por meio de um microscópio confocal (modelo: Alicona InfiniteFocus SL), localizado na Universidade Federal de São Carlos. Este processo proporcionou imagens tridimensionais dos canais, a partir das quais foram avaliadas suas dimensões. Valores médios associados a cada dimensão e os respectivos desvios padrões são apresentados na Tab. 3.1, sendo  $N_c$  o número de canais,  $H_c$  altura dos canais,  $L_c$  largura dos canais,  $S_c$  distância entre canais vizinhos,  $\theta_c$  a inclinação interna dos canais,  $C_c$  comprimento dos canais e  $A_{sa}$  a área projetada da superfície aquecida. As imagens obtidas da superfície e o perfil da seção transversal são apresentados nas Fig. 3.8a e Fig. 3.8b, respectivamente.

Figura 3.7 – Seção transversal da superfície de cobre.



Fonte: Próprio autor. Todas as dimensões em mm.

Tabela 3.1 – Dimensões geométricas da seção de teste.

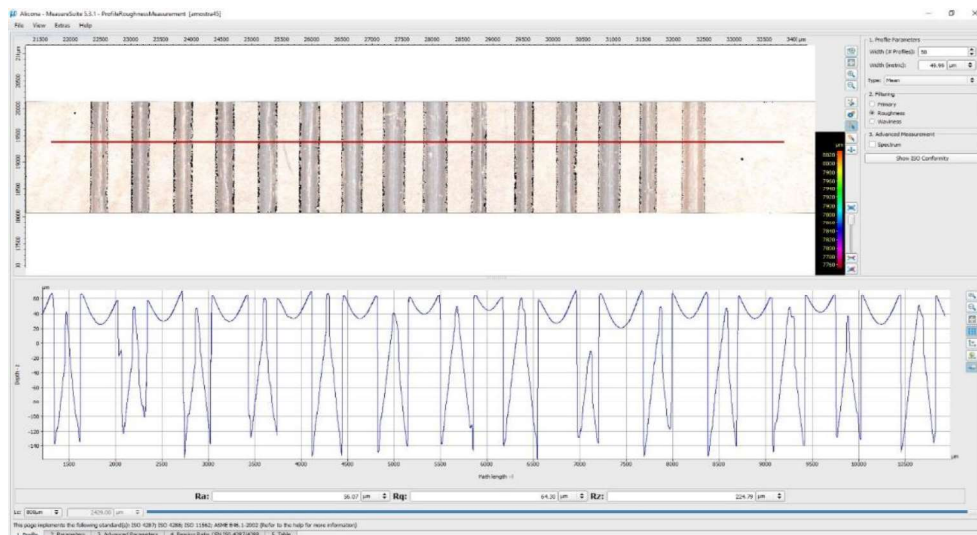
$N_c$	$H_c$ ( $\mu\text{m}$ )	$L_c$ ( $\mu\text{m}$ )	$S_c$ ( $\mu\text{m}$ )	$\theta_c$ ( $^\circ$ )	$C_c$ (mm)	$A_{sa}$ ( $\text{mm}^2$ )
30	$163 \pm 25$	$128 \pm 25$	$328 \pm 55$	45	10	100

Fonte: Próprio autor.

Figura 3.8 – a) Imagem dos microcanais b) Perfil da seção transversal.



a)



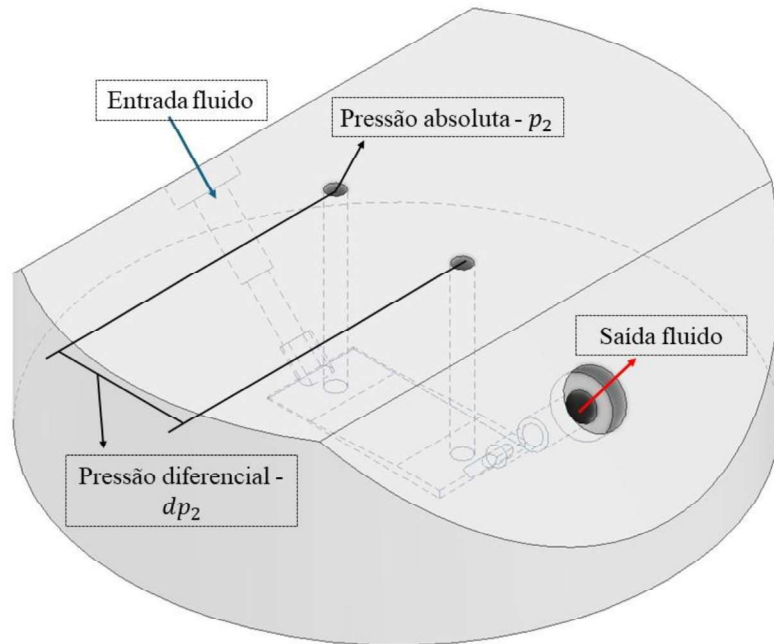
b)

Fonte: Próprio autor.

O dispositivo empregado no recobrimento da superfície de cobre e vedação da seção de teste encontra-se ilustrado na Fig. 3.9, sendo fabricado em Polissulfona, material semi-transparente que opera em temperaturas de até 230°C sem perdas significativas de propriedades mecânicas (Murphy, Black e Hastings 2016). Na região sobre os microcanais, este recobrimento possui uma geometria divergente com inclinação de 3,4°. Esta inclinação proporciona uma distância entre o topo dos canais e a tampa de 0,18 mm na seção de entrada e 0,78 mm na seção de saída.



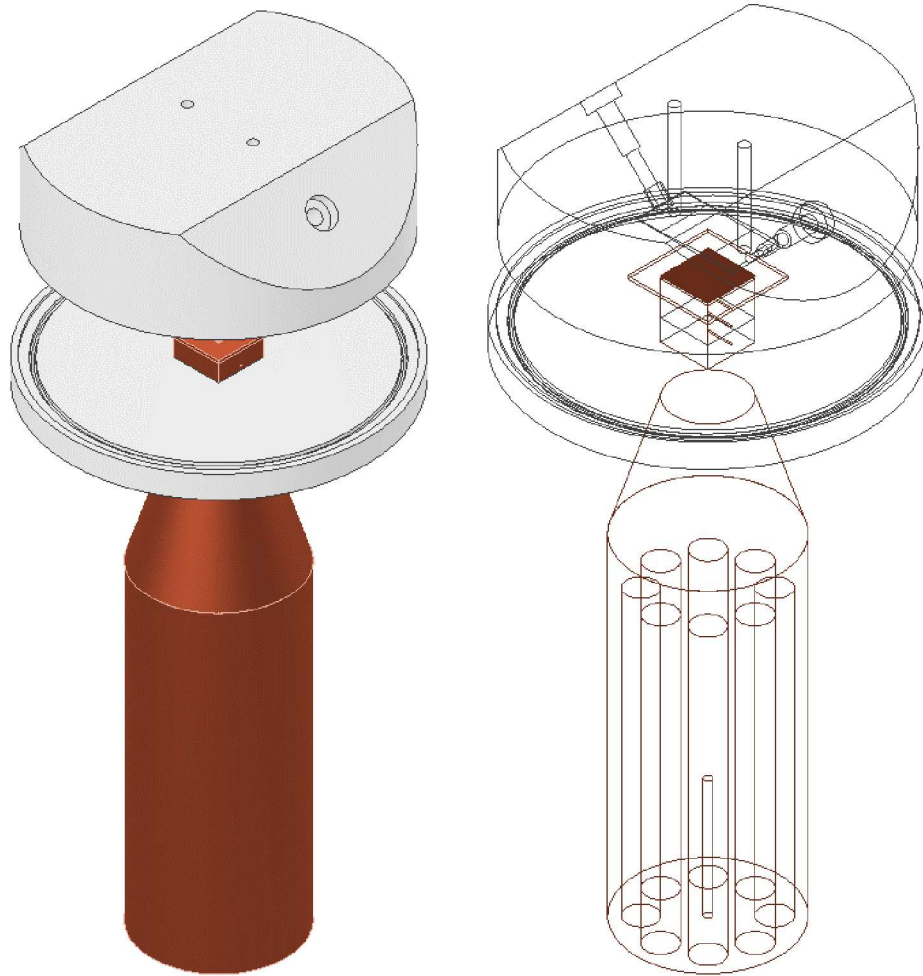
Figura 3.9 – Elemento empregado no recobrimento da seção de testes contendo os microcanais.



Fonte: Próprio autor.

Na parte inferior da seção de testes, é acoplado por contato mecânico a peça em cobre na qual são inseridas oito resistências do tipo cartucho e um termopar ( $Tp_4$ ) cuja função é monitorar a temperatura e garantir que esta não ultrapasse  $160\text{ }^\circ\text{C}$ . Essa peça é responsável por transferir o calor das resistências para a seção de testes. Para reduzir a resistência térmica de contato entre as duas peças utilizou-se pasta térmica de alumina, modelo  $T9^+$ , da fabricante *Alseye* com condutividade térmica de  $13\text{ W/mK}$ . Os oito cartuchos com especificações similares são conectados em paralelo e possuem uma resistência equivalente de  $R_{eq} = 0,54\ \Omega$ . As resistências são alimentadas por uma fonte de corrente contínua com potência de  $760\text{ W}$  da fabricante *TDK-Lambda* (modelo: GEN 20-38), que é controlada pelo *Labview* via protocolo RS-232. O acoplamento entre o bloco de cobre, seção de testes e a tampa de Polisulfona é realizado por meio de duas peças de alumínio, varões roscados e porcas. Por meio destes dispositivos, as peças são pressionadas uma contra as outras levando a vedação da seção de testes via anéis de vedação (*O-Rings*). A peça de cobre na qual são inseridas as resistências é revestida com cilindros ocos em Teflon<sup>TM</sup> e Celeron<sup>TM</sup> para isolá-la termicamente do meio ambiente. A Figura 3.10 ilustra o posicionamento da superfície de cobre com os canais, a cobertura de Polisulfona com geometria divergente e a peça de cobre.

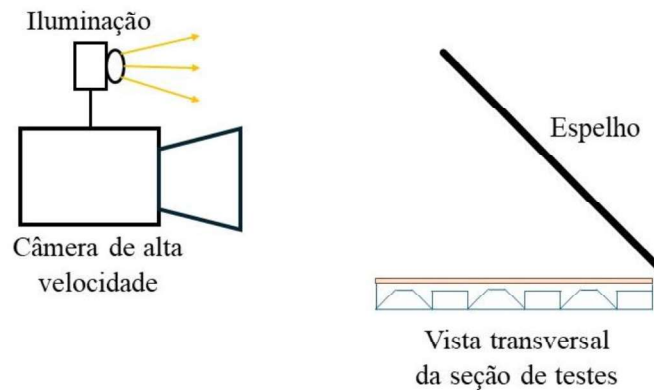
Figura 3.10 – Ilustração da seção de testes com a posição relativa dos componentes.



Fonte: Próprio autor.

Acima da cobertura de Polisulfona, conforme ilustrado na Fig. 3.11, instalou-se um espelho inclinado segundo ângulo de  $45^\circ$  em relação aos microcanais, no qual é direcionada o foco de uma câmera de alta velocidade de forma a registrar e observar os padrões de escoamento no interior do dissipador de calor. A câmera utilizada é da fabricante *Phantom* (modelo: v2012), com resolução máxima de  $1280 \times 800$  pixels e velocidade de aquisição para esta resolução de até 22600 imagens/s. Acoplada a câmera encontra-se uma lente objetiva modelo *AF-S VR Micro-Nikkor 105 mm f/2.8g IF-ED VR* produzida pela *Nikon*, a qual possui abertura máxima  $f/2.8$  e mínima  $f/32$  com distância focal mínima de 31,4 cm. Configurou-se a câmera para uma taxa de aquisição de 3000 imagens/s, tempo de integração  $1/10000 \text{ s}^{-1}$  com resolução de  $512 \times 512$  pixels. Adotou-se iluminação de alta intensidade de 70 W de potência e fluxo luminoso de 7000 lm produzida pela GSVITEC modelo MULTI LED QX MINI.

Figura 3.11 – Ilustração do conjunto câmera, espelho, iluminação e seção de testes.

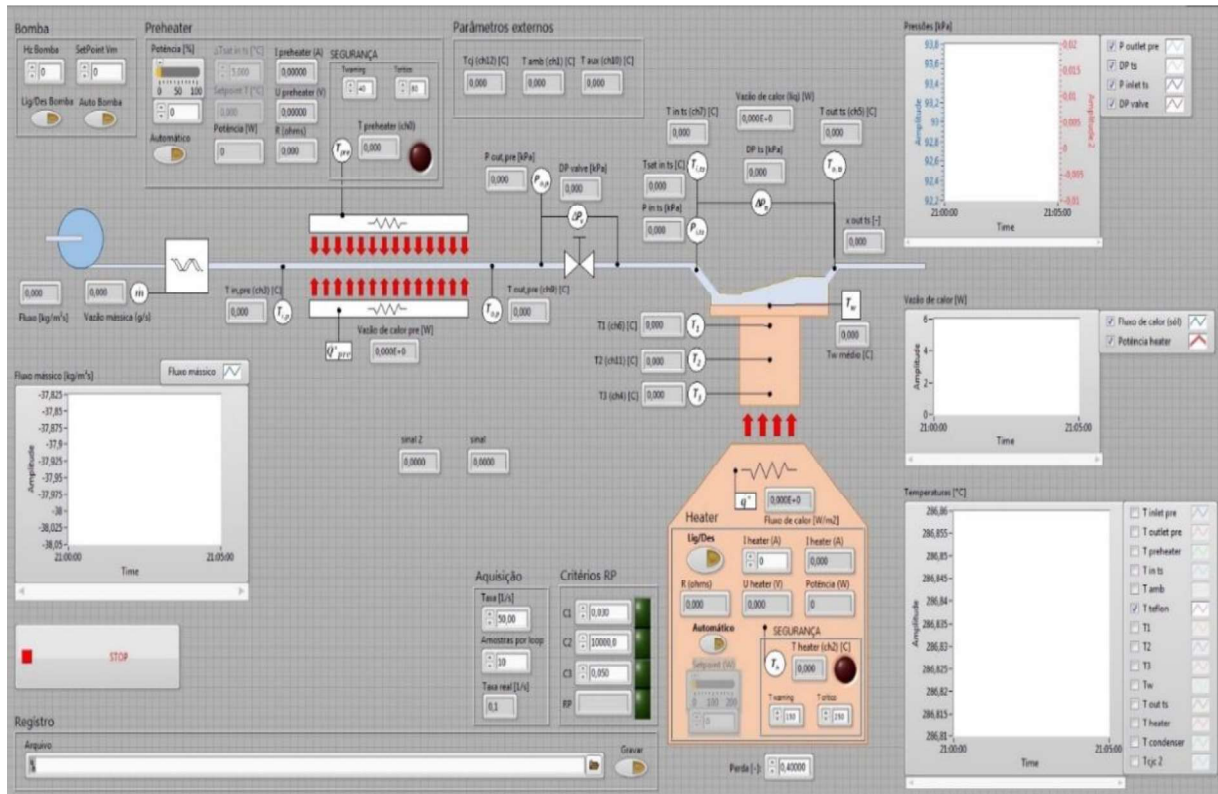


Fonte: Próprio autor.

### 3.5 Sistema de aquisição e controle do aparato experimental

O sistema de aquisição empregado para controle e armazenamento de dados é composto de um cartão de aquisição PCI-6221, que realiza a conversão de sinal digital para analógico, um chassi SCXI-1000 que alimenta dois módulos multiplex SCI-1102 e um módulo *feed-through* SCXI-1180. Os dois módulos multiplex possuem a função de filtrar e amplificar os sinais analógicos. No primeiro módulo SCI-1102 é conectado um bloco terminal SCXI-1303 que recebe os quatro sinais analógicos dos sensores de pressão e o sinal do sensor de vazão. O segundo módulo SCI-1102 é conectado a um bloco terminal SCXI-1303 que recebe os 13 sinais dos termopares. Por último, o módulo SCXI-1180 é conectado a um bloco conector SCXI-1032 que passa sinais para o inversor de frequência e pré-aquecedor a partir do software desenvolvido em *LabView*. Todos os componentes citados são da fabricante *National Instruments*. O cartão de aquisição, no qual todas as informações são recebidas é conectado a um computador construído com *Intel® Core™ i5-750*, 8 GB de memória RAM, 750 GB de armazenamento em disco rígido e com o sistema operacional *Microsoft Windows 7 ultimate*. A fonte do aquecedor da seção de testes comunica-se diretamente com o computador por meio de uma porta USB. A Figura 3.12 apresenta a tela de controle do programa desenvolvido em *LabView*, onde o operador controla a bomba do circuito principal, potências de aquecimento e monitora os dados adquiridos pelo sistema.

Figura 3.12 – Interface de controle do aparato experimental em *LabView*.



Fonte: Próprio autor.

### 3.5 Procedimento Experimental

Este item descreve os procedimentos empregados durante os ensaios experimentais. Após o acoplamento da seção de testes ao aparato experimental, o ajuste de sua inclinação era determinado rotacionando-a em torno de um eixo giratório (ver Fig. 3.2). Este ângulo era determinado por meio de um medidor de inclinação digital da fabricante NOVOTEST, modelo 431, com precisão de  $0,15^\circ$ . Então realizava-se vácuo no circuito principal com o emprego de uma bomba para este fim até atingir uma pressão de 4 kPa. Em seguida a bomba era desconectada do circuito e verificava-se a manutenção desta pressão durante um período de 2 horas. Então preenchia-se o circuito principal com nitrogênio até uma pressão aproximada de 1 MPa e verifica-se a manutenção desta pressão por um período de 2 horas. Em seguida repetia-se o procedimento de realização de vácuo. O preenchimento de  $N_2$  além de verificar possíveis vazamentos, era empregado de forma a auxiliar a eliminação de umidade do circuito principal.

Uma vez constatada a estanqueidade do circuito principal, verificava-se a coerência dos valores indicados pelos termopares e transdutores de pressão, isto é, temperatura próxima a do

ambiente externo e diferença de pressão aproximadamente nula, no caso dos transdutores diferenciais. Em seguida realizava-se o carregamento de fluido refrigerante no circuito principal. Isto era feito escoando água por meio de uma bomba centrífuga, proveniente do circuito auxiliar a uma temperatura de aproximadamente 15 °C superior a ambiente, em uma serpentina na qual encontrava-se envolto o torno do tanque de armazenamento do fluido refrigerante. Para escoar água apenas em torno do tanque de armazenamento de refrigerante, era necessário manter simultaneamente a válvula 11 fechada e a 14 aberta, impedindo assim o escoamento desta água no trocador de placas. Tal procedimento estabelecia uma diferença de pressão entre o tanque e o restante do circuito principal. Assim, aguardado um período de aproximadamente 1 hora de aquecimento do tanque, a válvula 4 era aberta e o fluido refrigerante escoado para o circuito principal devido à diferença de pressão. Deste modo, encerrava-se a operação dos equipamentos, fechava-se a válvula 4 e concluía-se os procedimentos necessários para iniciar os ensaios experimentais. Ressalta-se que os procedimentos até aqui descritos eram realizados no dia anterior ao início de uma campanha experimental para cada inclinação.

Os procedimentos adotados nos dias de ensaio experimental iniciavam-se com a verificação das válvulas do circuito principal. Abriam-se as válvulas 2, 5, 7, 9 e 10 enquanto as válvulas 1, 3, 4, 6 e 8 eram fechadas. Em seguida verifica-se a abertura das válvulas 11, 15 e 16, e o fechamento das válvulas 12, 13 e 14 do circuito auxiliar, esta configuração garante que a água do circuito auxiliar escoe apenas pelo trocador de placas. Após a manobra de válvulas, acionava-se a resistência do reservatório de água e definia-se sua temperatura por um controlador *NOVUS* N480, localizado no quadro geral de energia. Também era acionada a bomba da torre de resfriamento. Tal temperatura determina a pressão de saturação a jusante da seção de testes no circuito principal, visto que o fluido refrigerante no trocador de calor de placas no qual circula esta água se encontra no estado de saturação. Então aciona-se a bomba do circuito auxiliar e inicia-se a operação da bomba I do circuito principal, definindo-se a velocidade mássica no circuito por meio da tela de controle. Então eram acionados os banhos termostáticos e a bomba de engrenagens a ele conectada (Bomba II), estabelecendo-se no banho uma temperatura aproximadamente 2 °C inferior a desejada na entrada da seção de testes. Uma vez iniciada a operação destes equipamentos, aguardava-se a estabilização do sistema, caracterizada por variações máximas das pressões de aproximadamente 0,05 kPa. Tal condição era alcançada após um período de aproximadamente 40 minutos.

Dava-se, então, início ao aquecimento da seção de testes, primeiramente acionando a contatora no quadro principal de energia e em seguida especificando uma potência inicial de

7,5 W no sistema de controle programado em *LabView*. Em seguida o pré-aquecedor era acionado, cuja potência fornecida era ajustada de forma a se obter o subresfriamento desejado na entrada da seção de testes. Dois procedimentos poderiam ser empregados no ajuste da potência fornecida: *manual*, especificando no sistema de controle uma fração da potência máxima ajustada previamente em um VARIAC e observando-se a evolução da temperatura do fluido refrigerante na entrada da seção de testes. Ajustes eram implementados na fração de potência fornecida pelo operador até que a condição de operação desejada fosse alcançada; *automático*, especificando na tela de comando o subresfriamento desejado a montante do dissipador de calor. A tensão da rede elétrica era reduzida a 50V por meio do VARIAC, sendo que, apenas uma fração desta diferença de potencial era fornecida à resistência elétrica instalada no pré-aquecedor por meio de um controlador PID implementado no programa em *Labview*. Tal controlador baseia-se na diferença entre  $T_{sat}$  correspondente à pressão absoluta avaliada na entrada da seção de testes e a temperatura registrada pelo termopar tipo K instalado na mesma posição ( $Tp_3$ ). Uma rotina desenvolvida em *Engineering Equation Solver, EES* (Klein, 2015), foi integrada ao programa de aquisição de dados, de maneira que o valor de  $T_{sat}$  era atualizado na mesma taxa de aquisição dos dados de pressão.

Aguardava-se então o aparato alcançar regime permanente, o que ocorria geralmente após um período de aproximadamente 3 horas após o início do aquecimento, quando era registrado o primeiro dado experimental de uma série caracterizada por condições fixas de velocidade mássica e orientação do escoamento. Uma vez registrado este resultado, a potência de aquecimento aplicada a seção de testes era incrementada em 10 W, e aguardava-se uma nova estabilização. O período para se atingir a estabilização entre os dados subsequentes era em torno de 40 a 60 min. A gravação de cada dado era realizada aproximadamente durante 1 minuto com uma taxa de aquisição de 5 registros por segundo.

Necessariamente, os seguintes critérios deviam ser atendidos simultaneamente durante 5 minutos para que a condição de regime permanente fosse considerada estabelecida. O primeiro critério,  $C_1$ , baseia-se na variação da diferença da temperatura da parede, calculada a partir da média das medições realizadas em 60 s, sendo o intervalo de tempo entre o valor final (ou atual) e inicial (ou anterior) de 3 minutos, desta forma,  $C_1$ , é dado por:

$$C_1 = |T_{pa,atual} - T_{pa,anterior}| \leq 0,03 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

onde:

$$T_{pa} = T_{p5} - \frac{\dot{q}_{est}'' L_1}{k_{Cu}} \quad (2)$$

na qual  $L_1$  é a distância do termopar 5 ( $T_{p5}$ ) em relação à base dos microcanais (ver Fig. 3.6),  $k_{Cu}$  é a condutividade térmica do cobre e  $\dot{q}_{est}''$  o fluxo de calor estimado a partir dos termopares inseridos na parede, dado por:

$$\dot{q}_{est}'' = k_{Cu} \frac{3T_{p5} - 4T_{p6} + T_{p7}}{2\Delta L} \quad (3)$$

onde  $T_{p5}$ ,  $T_{p6}$  e  $T_{p7}$  são as temperaturas fornecidas pelos termopares 5, 6 e 7, respectivamente,  $\Delta L$  é a distância entre termopares consecutivos. A Eq. (3) é derivada a partir da expansão da equação da condução de calor em uma série de Taylor. A dedução desta equação encontra-se no Apêndice C.

O segundo critério  $C_2$ , é dado pela diferença entre a média do fluxo de calor estimado atual e anterior, ambas calculadas em um período de 60 s, sendo o intervalo de tempo entre o valor atual e anterior de 3 minutos, desta forma  $C_2$  é dado por:

$$C_2 = |\dot{q}_{ant}'' - \dot{q}_{atual}''| \leq 10000 \text{ W/m}^2 \quad (4)$$

O terceiro critério,  $C_3$  é dado pela parcela da diferença das médias do fluxo de calor em intervalo de tempo de 3 minutos, como segue:

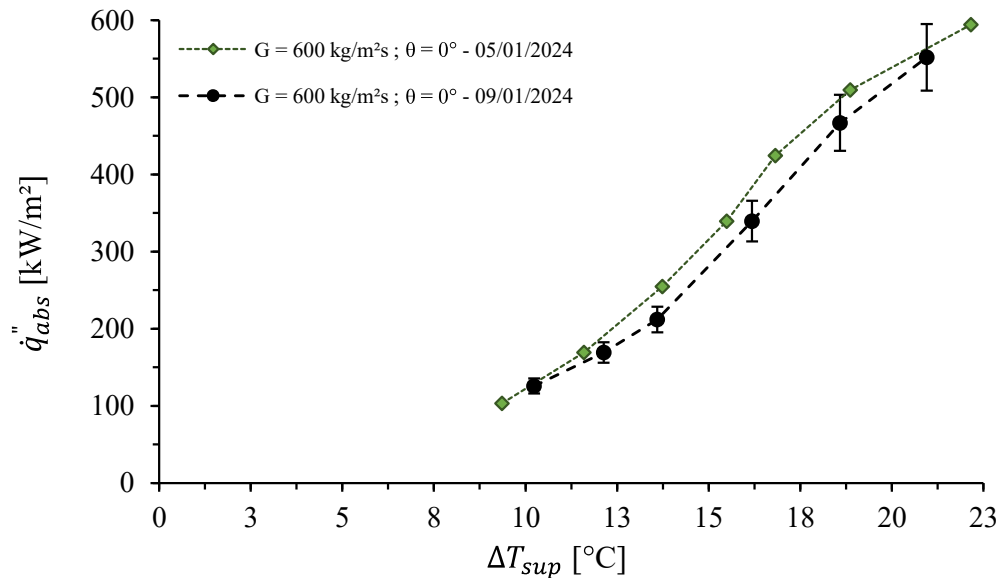
$$C_3 = \frac{|\dot{q}_{ant}'' - \dot{q}_{atual}''|}{\dot{q}_{ant}''} \leq 0,05 \quad (5)$$

Elevava-se o fluxo de calor segundo intervalos de potência de 10 W até atingir o fluxo crítico, caracterizado por uma taxa de crescimento contínua e elevada da temperatura da parede, independentemente do incremento da potência de aquecimento. Uma vez atingida a condição do fluxo crítico desligavam-se ambos os aquecimentos e resfriava-se o dissipador, mantendo a bomba do circuito principal operando e reduzindo a temperatura do banho termostático para 5 °C. Tal procedimento visava reduzir a temperatura da parede para valores inferiores ao de saturação do fluido. Desta forma buscava-se desativar os sítios de nucleação, e assim não afetar os resultados iniciais do ensaio para uma nova condição. O processo de resfriamento da seção

de testes era mantido por aproximadamente 1 hora. Após isto, encerrava-se a operação das bombas e do banho termostático.

Ressalta-se que ao fim dos testes de cada orientação repetia-se a condição inicial para verificar a repetibilidade dos dados e possíveis efeitos do envelhecimento da seção de testes na ebulição. A Fig. 3.13 apresenta duas curvas de ebulição obtida em um intervalo de 4 dias para o escoamento horizontal com velocidade mássica de  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Nesta figura nota-se que experimentos análogos conduzidos em diferentes dias apresentam resultados próximos, indicando a reprodutibilidade dos dados experimentais e efeitos de envelhecimento reduzidos.

Figura 3.13 – Curva de ebulição para verificar a reprodutibilidade dos resultados experimentais.



Fonte: Próprio autor.

### 3.6 Tratamento de dados

Os resultados levantados a partir dos ensaios experimentais envolvem medidas diretas de temperatura, pressão absoluta e diferencial, vazão mássica de refrigerante, tensão e corrente. Assim, estes devem ser processados (ou tratados) a fim de que parâmetros resultantes destes sejam obtidos a partir dos dados primários.

No presente estudo a velocidade mássica  $G$  é dada pela razão entre a vazão mássica  $\dot{m}$ , determinada a partir do medidor de vazão do tipo Coriolis, e a área da seção transversal da seção de testes na entrada, conforme a seguinte relação:



$$G = \frac{\dot{m}}{A_t} \quad (6)$$

onde  $A_t = 0,02 \text{ cm}^2$  avaliada a partir das dimensões dos microcanais e do dissipador disponíveis na Tab. 3.1.

A potência de aquecimento fornecida pela fonte CC para as oito resistências de tipo cartucho é dada por:

$$P_{aq} = VI \quad (7)$$

onde os valores de tensão  $V$  e corrente  $I$  são fornecidos para o sistema de aquisição de dado pela própria fonte de alimentação de corrente contínua.

A pressão na saída da seção de testes é dada pela diferença entre o valor de pressão na entrada da seção de testes, avaliado por meio do transdutor de pressão absoluta, e o valor da perda de pressão fornecido pelo transdutor de pressão diferencial, conforme a seguinte relação:

$$p_{s,st} = p_{e,st} - \Delta p_{st} \quad (8)$$

O coeficiente de transferência de calor, CTC, calor efetivo transferido para o refrigerante,  $\dot{Q}_{abs}$ , e a temperatura da parede,  $T_{pa}$ , eram obtidos a partir da solução de um sistema não linear composto por três equações e três incógnitas, dado por:

$$T_{pa} - \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3} + \frac{\dot{Q}_{abs}(L + \Delta L)}{k_{Cu}A_{sa}} = 0 \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{abs} - CTC(T_{pa} - T_f)A_{sa} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{P_{aq} - \dot{Q}_{abs}}{P_{aq}} - a - \frac{1}{e^{\frac{CTC}{b}}} = 0 \quad (11)$$

onde  $A_{sa} = 0,0001 \text{ m}^2$  é a área da superfície aquecida (*footprint*),  $T_f$  é a temperatura média do fluido calculada a partir da média aritmética das temperaturas de entrada e saída da seção de

testes, os coeficientes  $a$  e  $b$  são determinados a partir do ajuste de uma curva que relaciona o calor dissipado para o ambiente e o coeficiente de transferência de calor obtidos a partir de ensaios para escoamento monofásico (ver item 3.7).

Assim, é possível determinar o superaquecimento da parede, o calor dissipador para o ambiente e o fluxo de calor efetivo para o fluido de testes, respectivamente por meio das seguintes relações:

$$\Delta T_{sup} = T_{pa} - T_{sat}(p_{s,st}) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_p = P_{aq} - \dot{Q}_{abs} \quad (13)$$

$$\dot{q}_{abs}'' = \frac{\dot{Q}_{abs}}{A_{sa}} \quad (14)$$

O título de vapor na saída da seção de testes é calculado a partir da seguinte relação:

$$x_{s,st} = \frac{i(p_{e,st}, T_{e,st}) + \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{m}} - i_{sat}(p_{s,st})}{i_{lg}(p_{s,st})} \quad (15)$$

na qual  $i_{sat}$  e  $i_{lg}$  são as entalpias específicas do líquido saturado e de vaporização, respectivamente. As propriedades termodinâmicas e de transporte empregadas no procedimento de tratamento de dados foram calculadas a partir do programa comercial *REFPROP 10.0* (Lemmon *et al.*, 2018). As incertezas associadas às variáveis medidas por instrumentos e às calculadas a partir destas foram determinadas e são apresentadas na Tab. 3.2. A análise das incertezas das variáveis medidas e calculadas encontra-se descritas detalhadamente no Apêndice B.

Tabela 3.2 – Incertezas de variáveis medidas e calculadas.

Variável	Incerteza
$p_{e,st}$	0,12 [kPa]
$\Delta p_{st}$	0,075 [kPa]
$p_{s,st}$	0,14 [kPa]

Tabela 3.2 (Continuação) – Incertezas de variáveis medidas e calculadas.

$\dot{m}$	0,1 %
$G$	13 %
$I$	$I \times 10^{-3} + 3,8 \times 10^{-3}$ [A]
$V$	0,05 %
$k_{Cu}$	9 [W/mK]
$T_f$	0,12 [°C]
$L$	$2 \times 10^{-5}$ [m]
$A_{sa}$	$2,83 \times 10^{-7}$ [m <sup>2</sup> ]
$CTC_{1\theta} / CTC_{2\theta}$	7,4 % / 7,9 %*
$\dot{Q}_{abs,1\theta} / \dot{Q}_{abs,2\theta}$	7,3 % / 7,8 %*

\* Estes valores são as médias aritméticas das incertezas do  $CTC$  e  $\dot{Q}_{abs}$  obtidos para  $\theta = 45^\circ$ .

Fonte: Próprio autor.

### 3.7 Estimativa da perda de calor e validação dos dados experimentais

Ensaio monofásicos com o refrigerante subresfriado foram executados de forma a estimar a troca de calor entre a seção de testes e o ambiente externo. Durante estes ensaios fixou-se a pressão na saída dos canais em aproximadamente 128 kPa, correspondendo a uma temperatura de saturação de 40 °C, a potência aplicada na seção de testes em 5 W e em 7,5 W e o banho termostático foi mantido em 7 °C. Assim, variou-se a velocidade mássica de 300 a 1000 kg/m<sup>2</sup>s, com incrementos de 100 kg/m<sup>2</sup>s. Foram realizados testes para as orientações  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$ . Com bases nestes dados calculou-se a perda de calor para o ambiente a partir da Eq. (13). Para estimar o calor efetivamente absorvido pelo fluido,  $\dot{Q}_{abs,exp}$ , durante os ensaios monofásicos utilizou-se a seguinte relação:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}(i_{s,st} - i_{e,st}) \quad (16)$$

Assim, a parcela de calor perdida para o ambiente relativa à potência aplicada é dada por:

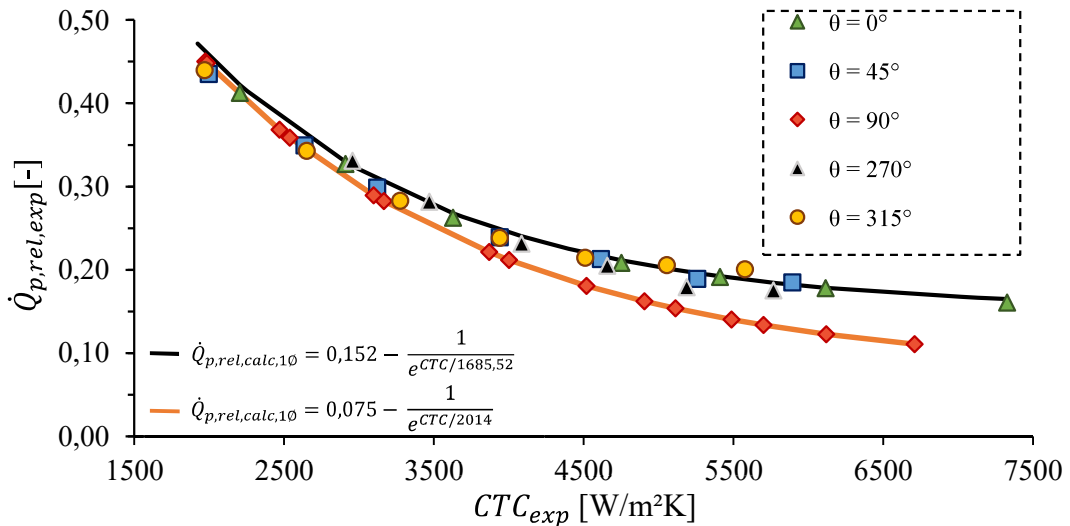
$$\dot{Q}_{p,rel} = \left( \frac{P_{aq} - \dot{Q}_{abs}}{P_{aq}} \right) \quad (17)$$

Assim, o coeficiente de transferência de calor por convecção era estimado com base na Eq. (10). Com base nos dados experimentais obtidos para ensaios monofásicos, ajustou-se a seguinte correlação para a previsão da parcela de calor relativo dissipada para o ambiente em relação a potência de aquecimento:

$$\dot{Q}_{p,rel,calc} = a + \frac{1}{e^{CTC_{exp}/b}} \quad (18)$$

na qual, as constantes  $a$  e  $b$  são coeficientes empíricos ajustados a partir dos dados obtidos nos experimentos monofásicos. Esta equação descreve o comportamento entre  $\dot{Q}_{p,rel,exp}$  e o  $CTC_{exp}$  observado experimentalmente para escoamentos monofásicos ilustrado na Fig. 3.14.

Figura 3.14 – Ilustração dos dados experimentais monofásicos das perdas de calor relativas como função do CTC e as curvas ajustadas para suas estimativas.



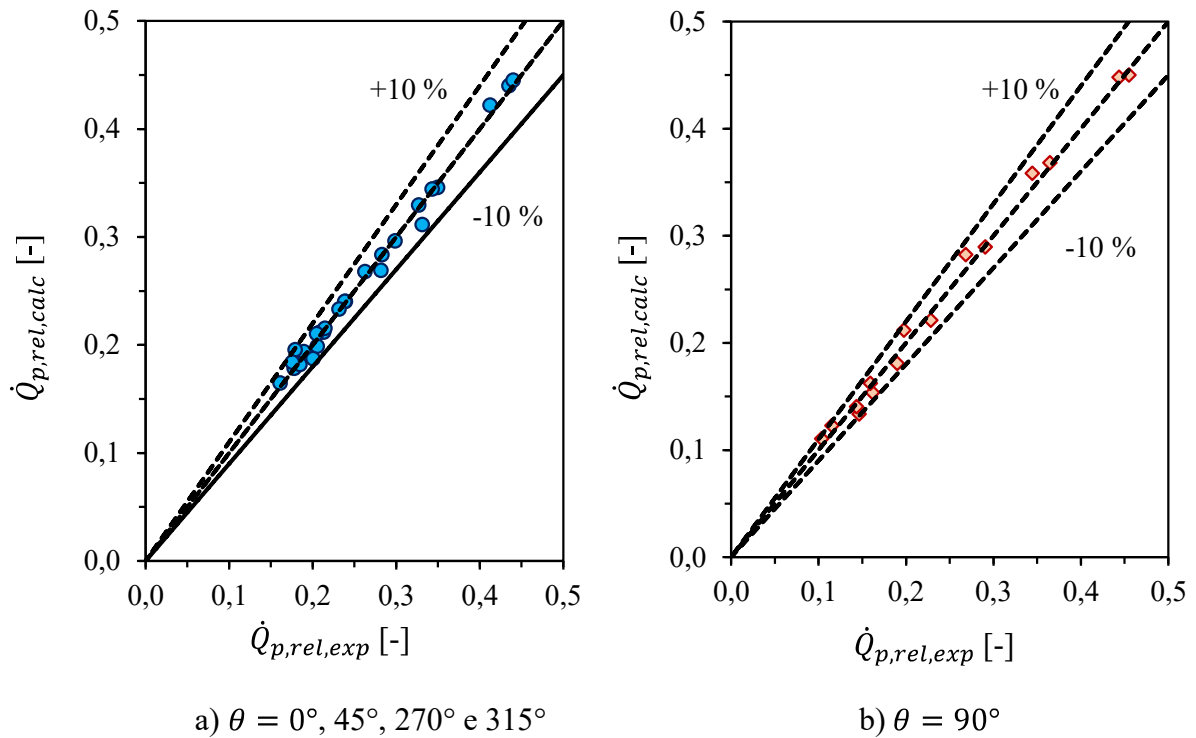
Fonte: Próprio autor.

As constantes  $a$  e  $b$  foram avaliadas para cada inclinação do escoamento. Conforme pode ser observado na Fig. 3.14, a orientação  $\theta = 90^\circ$  apresentou comportamentos ligeiramente distinto das demais, assim, foram ajustadas duas curvas, uma para as orientações  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$  e uma segunda apenas para  $\theta = 90^\circ$ . A Fig. 3.14 também ilustra as curvas ajustadas. Salienta-se que a incerteza do  $\dot{Q}_{p,rel,calc}$  é obtido a partir da incerteza da curva

ajustada, esta incerteza foi estimada para as duas curvas com intervalo de confiança de 95% e apresentaram valores de 0,064 e 0,019, respectivamente. Detalhes do procedimento do cálculo da incerteza deste parâmetro encontram-se no Apêndice B.

A Fig. 3.15 apresenta uma comparação entre as perdas relativas de calor estimadas por meio das curvas ajustadas e os valores experimentais. A Fig. 3.15(a) apresenta tal relação para os dados de  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$ , enquanto a Fig. 3.15(b) para os dados de  $\theta = 90^\circ$ . Nela, nota-se que os desvios se apresentam dentro de uma faixa de  $\pm 10\%$ , indicando a adequação do procedimento adotado.

Figura 3.15 – Comparação entre a perda de calor relativa experimental e estimada.



Fonte: Próprio autor.

## 4 Apresentação e análise dos resultados

Neste capítulo, os resultados experimentais levantados no presente estudo envolvendo a caracterização do desempenho termohidráulico do dissipador são apresentados e discutidos. Os efeitos das orientações, às quais o escoamento esteve sujeito, são investigados quantitativamente a partir de dados para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão, conjuntamente com uma análise qualitativa com as imagens do escoamento obtidas com a câmera de alta velocidade.

O fluido refrigerante utilizado que escoou pelo circuito principal é o HFO-1336mzz(Z) (Cis-1,1,1,4,4,4-Hexafluor-2-buteno), um composto hidrofluorado de baixa pressão que não causa impacto na camada de ozônio e apresenta um mínimo potencial de aquecimento global (Navarro-Esbrí, 2019). Este agente refrigerante foi desenvolvido pela Chemours<sup>TM</sup> e está patenteado sob o nome comercial de Opteon<sup>TM</sup> 1100. Neste estudo variou-se a velocidade mássica, a orientação da seção de testes e a potência de aquecimento aplicada. Um resumo das condições experimentais para as quais resultados foram levantados é apresentado na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Condições experimentais ensaiadas.

Parâmetro	Condição
Fluido de trabalho	HFO-1336mzz(Z)
Pressão na entrada dos canais - $p_{e,st}$	109,2 a 126,7 kPa
Velocidade mássica na entrada - $G$	100, 200, 400 e 600 kg/m <sup>2</sup> s
Orientações - $\theta$	0°, 45°, 90°, 270° e 315°
Calor fornecido pelas resistências cartucho - $P_{aq}$	5 a 70 W
Temperatura na entrada dos canais - $T_{e,st}$	25,3 a 29,7 °C
Subresfriamento na entrada dos canais - $\Delta T_{sub}$	10 °C

Fonte: Próprio autor.

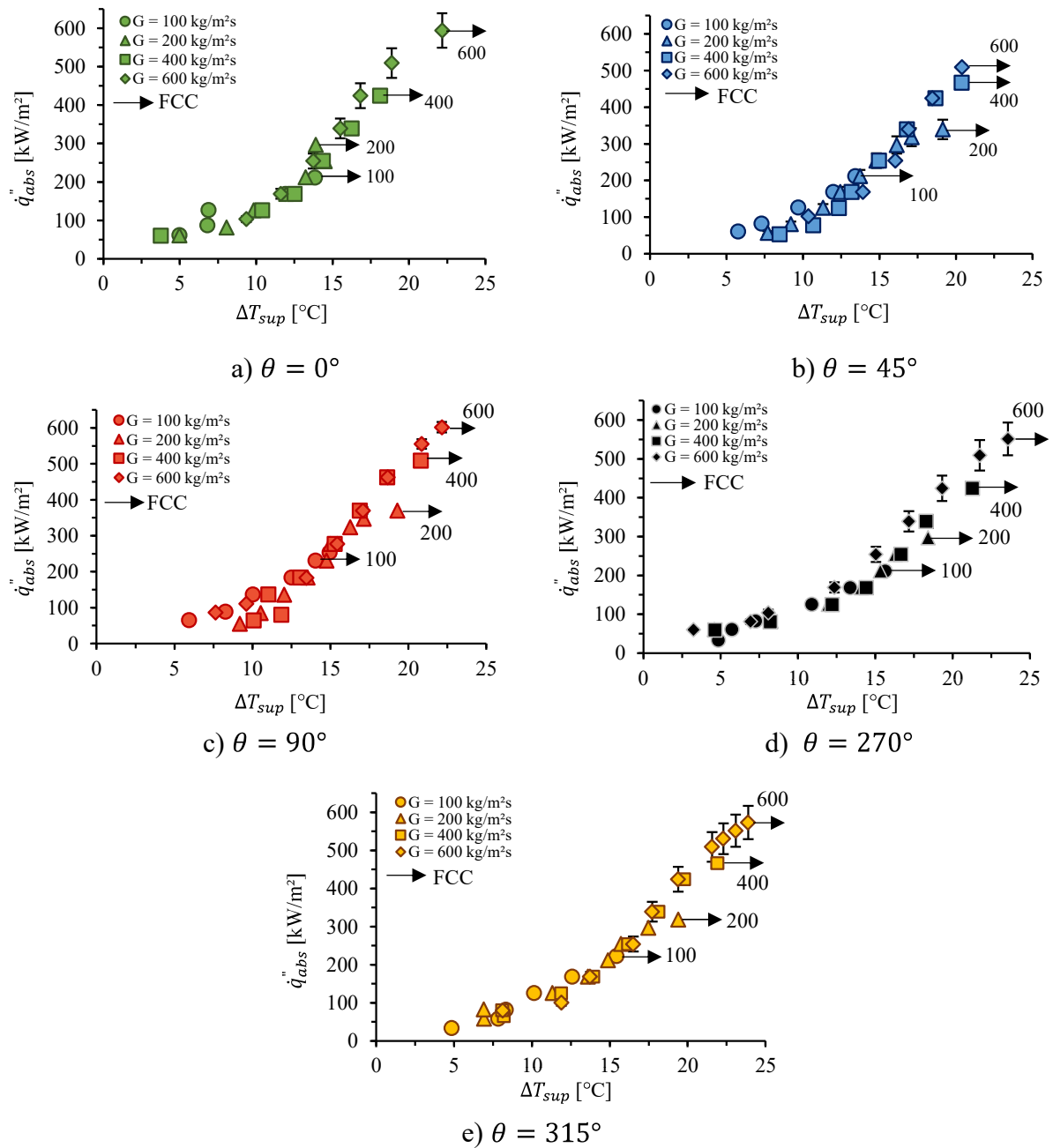
### 4.1 Análise do desempenho térmico

#### 4.1.1 Efeitos da velocidade mássica

Com a finalidade de observar os efeitos da variação de  $G$ , foram traçadas curvas de ebulição para diferentes valores de velocidade mássica dada uma orientação fixa. As Figs.

4.1(a) a 4.1(e) ilustram o comportamento do fluxo de calor absorvido  $\dot{q}_{abs}''$  com a variação do superaquecimento da parede  $\Delta T_{sup}$ , para as orientações  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$ . Nelas nota-se também a identificação do fluxo crítico de calor (FCC), que foi caracterizado nos experimentos por uma rápida elevação da temperatura da parede da superfície aquecida, estimada a partir da Eq. (2).

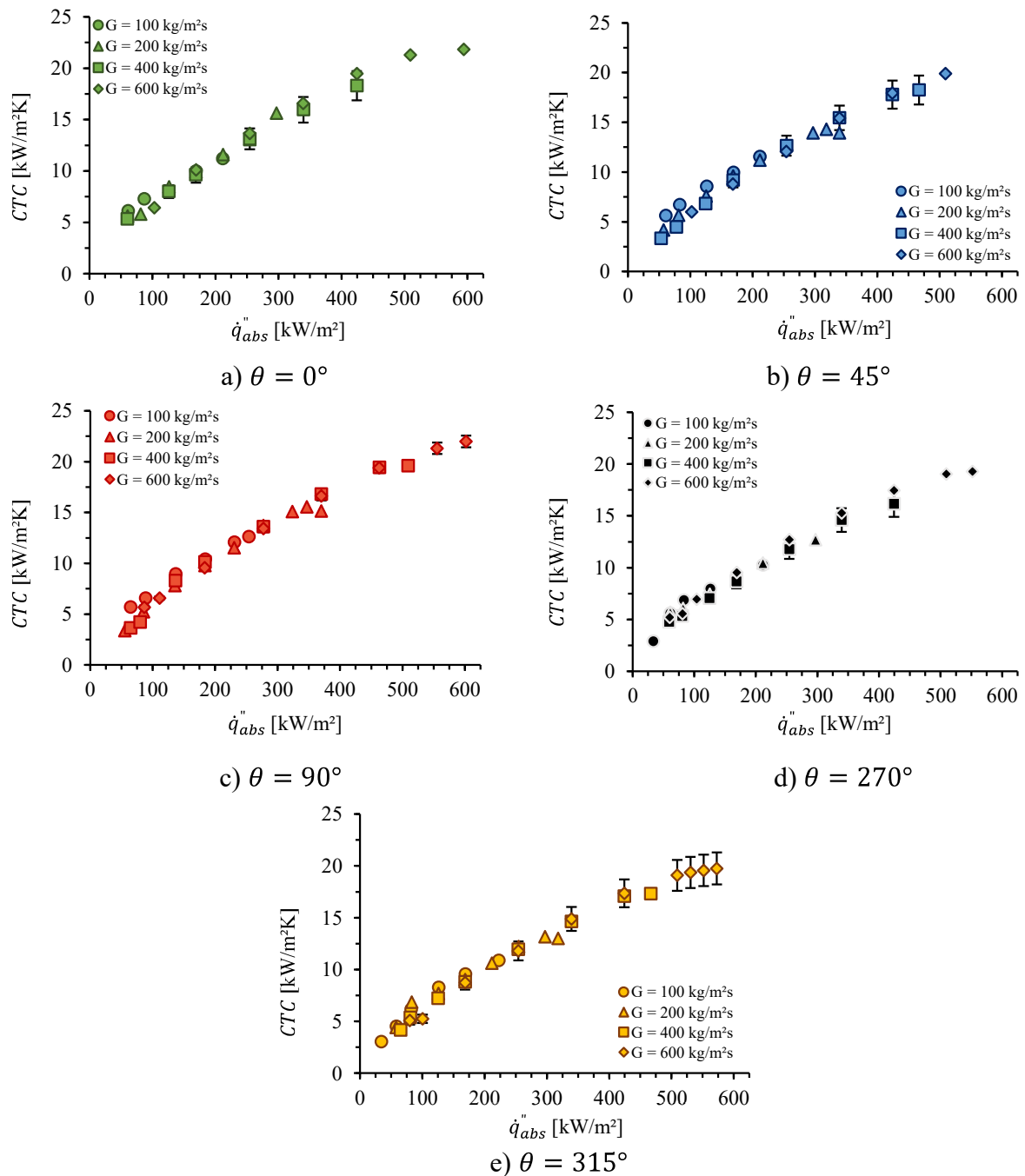
Figura 4.1 - Curvas de ebulição para diferentes orientações do escoamento.



Fonte: Próprio autor.

Observa-se a partir das Figs. 4.1(a-e) que para fluxos de calor reduzidos, dada uma mesma orientação, as curvas de ebulição para diferentes velocidades mássica não apresentam diferenças significativas. De fato, nota-se que uma fração significativa dos dados experimentais se sobrepõem. Esta tendência de similaridade entre os dados experimentais, com efeitos marginais de  $G$ , também é observada nas Figs. 4.2(a-3) que ilustram curvas do coeficiente de transferência de calor  $CTC$  vs fluxo de calor absorvido.

Figura 4.2 – Curvas ilustrando o  $CTC$  vs.  $\dot{q}_{abs}''$  para diferentes orientações.



Fonte: Próprio autor.



A partir das Figs. 4.1(a) a 4.1(e) também se verifica que o aumento do fluxo crítico de calor com aumento da velocidade mássica. O valor máximo obtido para o fluxo de calor absorvido foi de 602 kW/m<sup>2</sup> para um superaquecimento da parede correspondente de 22,2 °C. Este resultado foi atingido para o escoamento vertical ascendente ( $\theta = 90^\circ$ ) e velocidade mássica de 600 kg/m<sup>2</sup>s. Esta relação de proporção direta entre o e  $G$  também é observada em outros estudos da literatura (Krishnan, Balasubramanian e Suresh, 2017,2020; Saisorn, Wongpromma e Wongwiset, 2018; Balasubramanian, Krishnan e Suresh, 2018 e Li *et al.* 2019).

Com base nas Figs. 4.2(a-e), notam-se valores superiores do CTC para velocidades mássicas superiores, sendo o valor máximo de 22 kW/m<sup>2</sup>K observado para  $\theta = 90^\circ$  e  $G = 600$  kg/m<sup>2</sup>s. Tal comportamento encontra-se associado a fluxos críticos de calor superiores nessa condição, permitindo ensaios em condições de  $\dot{q}_{abs}''$  elevados. Além disso, independentemente da orientação, incrementos no fluxo de calor levaram a CTCs superiores, comportamento típico de condições em que predominam efeitos de ebulição nucleada.

A Tabela 4.2 apresenta o valor médio, o desvio padrão e o coeficiente de variação, também conhecido como desvio padrão relativo, do CTC para as distintas velocidades mássicas deste estudo para uma potência de aquecimento de 20 W, correspondente a um fluxo de calor absorvido de 169 kW/m<sup>2</sup> para as orientações  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$ , e de 184 kW/m<sup>2</sup> para  $\theta = 90^\circ$ .

Tabela 4.2 – Média, variância e desvio padrão dos CTCs para diferentes velocidades mássicas.

Orientação	Média [kW/m <sup>2</sup> K]	Desvio Padrão [kW/m <sup>2</sup> K]	Coeficiente de Variação [%]
0°	9,9	0,17	1,75
45°	9,4	0,44	4,70
90°	10	0,33	3,29
270	9,1	0,32	3,59
315°	9,0	0,33	3,62

Fonte: Próprio autor.

A partir dos dados fornecidos na Tab. 4.2 infere-se que, de fato, a variação do CTC com a velocidade mássica não é significativa, uma vez que os valores do desvio padrão e do coeficiente de variação são reduzidos, independentemente da orientação do escoamento. Efeito

reduzido da velocidade mássica no CTC associado a variações significativa em seu valor com a variação do fluxo de calor, conforme ilustrado nas Figs. 4.1(a-e) e 4.2(a-e), indicam, de maneira geral, comportamento associado a predominância de efeitos de nucleação sobre os efeitos convectivos.

A associação dos resultados do presente estudo com comportamento geralmente vistos durante a predominância de efeitos de ebulição nucleada podem estas relacionados com: i) Os cantos existentes promovidos pelos canais com formato em duplo-“V” favorecem a nucleação de bolhas de vapor nessa região por aprisionaram o vapor nas micro cavidades existentes em sua estrutura e por promoverem zonas da fase líquida com maior superaquecimento; e ii) Em condições de elevado título de vapor foi possível notar a nucleação de bolhas de vapor por debaixo do vapor formado. Tal observação mostra que, mesmo em condições na qual esperava-se a predominância de efeitos convectivos e por consequência a supressão da nucleação devido à aceleração do escoamento, a nucleação ainda ocorre e seu efeito é relevante para a transferência de calor.

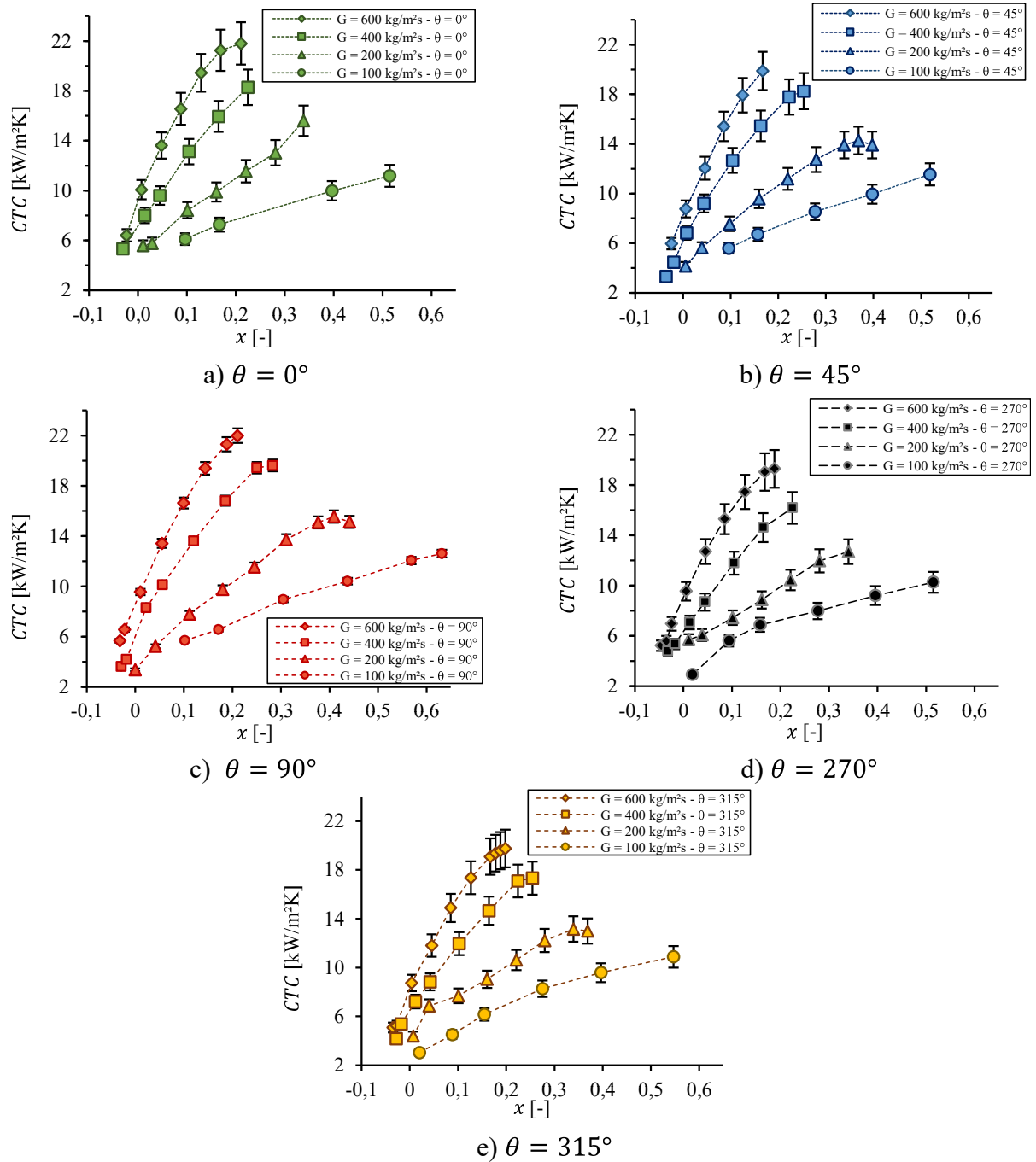
As Figs. 4.3(a-e) apresentam a relação entre o CTC e o título de vapor calculado na saída dos canais, para diferentes velocidades mássica e orientações do escoamento. A partir destas figuras, constata-se que independentemente da vazão, o CTC eleva-se com incrementos do título de vapor. Estas figuras revelam ainda dois comportamentos adicionais: *primeiro*, dado um mesmo título de vapor, nota-se o incremento do CTC com aumento do  $G$ , tal comportamento está associado com os efeitos convectivos, onde para condições similares de nucleação resultam em diferentes valores de CTC; *segundo*, para reduzidos valores de CTC é possível identificar uma As Figs. 4.4(a-e) ilustram a variação do CTC com o título de vapor e com a velocidade mássica dada uma potência de aquecimento fixa.

A partir das Figs. 4.4(a-e) observa-se que de forma geral, para valores reduzidos de potência aplicada, há uma tendência de redução do CTC com incrementos da velocidade mássica. Especula-se que tal comportamento se encontra relacionado com uma parcela inferior do dissipador sob efeitos de ebulição nucleada com o incremento de  $G$ .

No caso das potências intermediárias, nota-se que há uma tendência de constância do CTC com a variação da velocidade mássica. De fato, a nucleação no interior dos canais é reduzida com incrementos da velocidade mássica, entretanto, para que o CTC se mantenha constante é necessário que a convecção compense a supressão destes sítios de nucleação. Assim, conclui-se que para valores intermediários de potência aplicada, há parcela significativa de efeitos convectivos na transferência de calor conforme eleva-se  $G$ . Esta relação de supressão

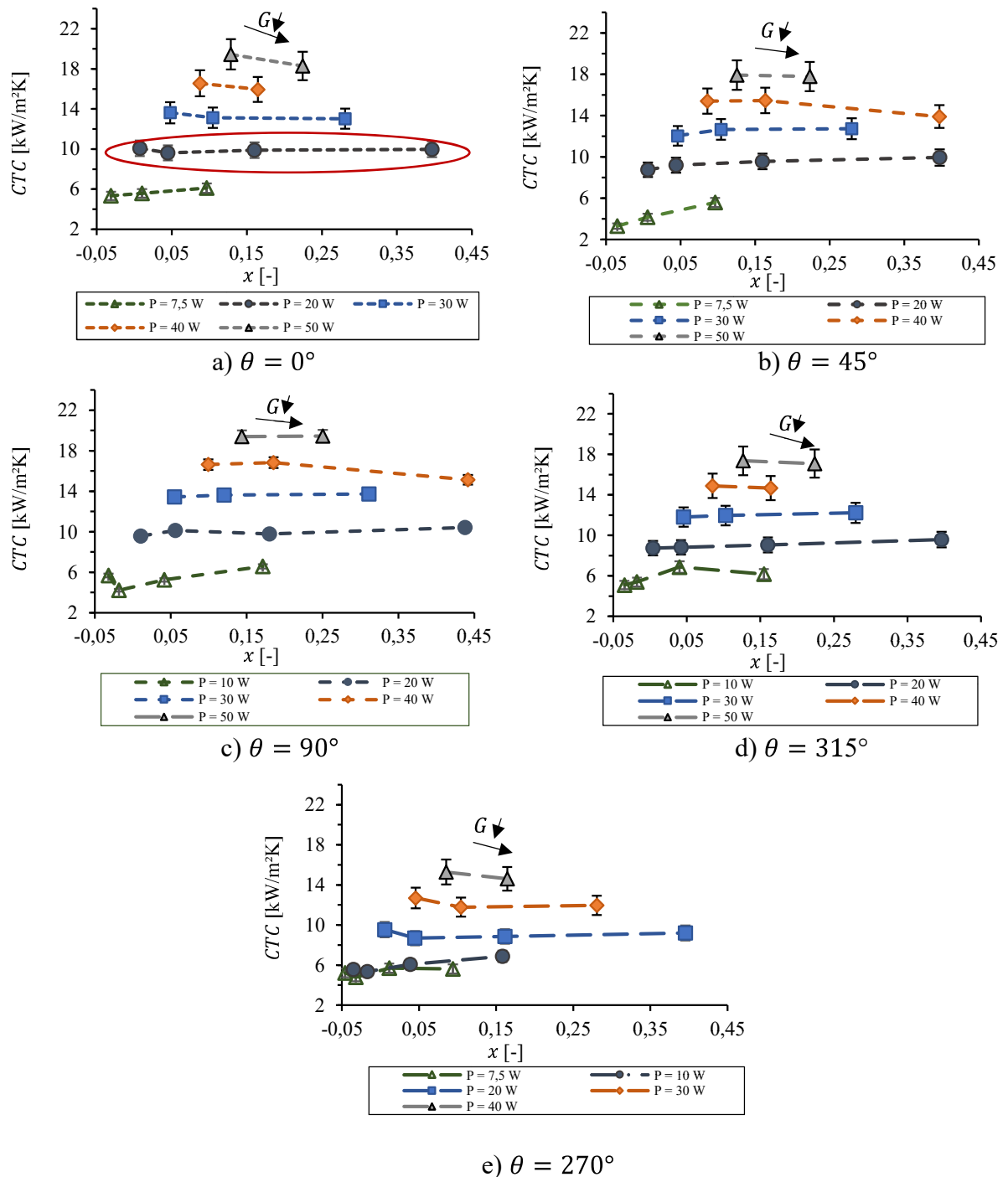
dos sítios de nucleação com incrementos da velocidade mássica pode ser visualizada a partir de imagens do escoamento obtidas com a câmera de alta velocidade.

Figura 4.3 – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título de vapor na região de saída da seção de testes.



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.4 – Variação do CTC para potência de aquecimento fixa, variando-se a velocidade mássica e ângulos de inclinação.

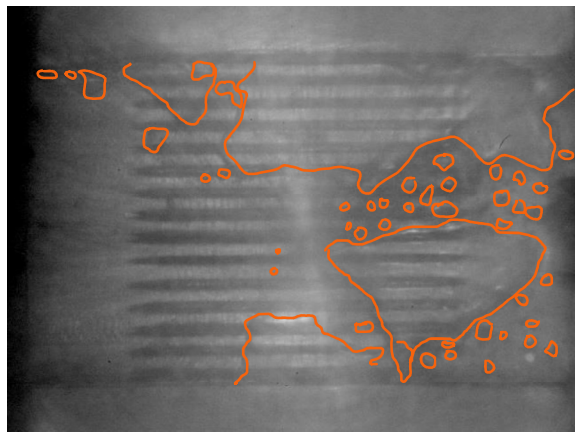


Fonte: Próprio autor.

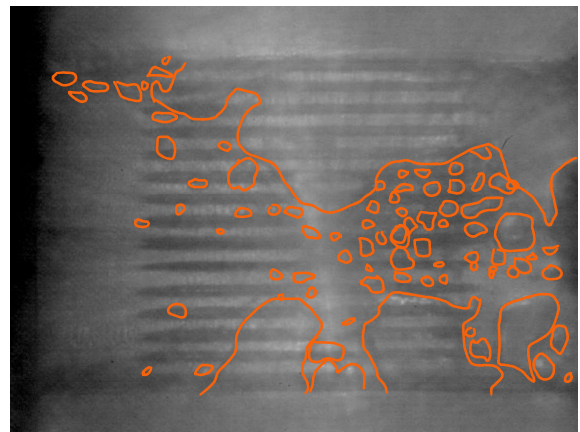
A Fig. 4.5(a-d) apresenta imagens do escoamento obtidas para  $\theta = 0^\circ$  e  $\dot{q}_{abs}'' = 169\text{ kW/m}^2$ , variando-se a velocidade. Os pontos apresentados na Fig. 4.5(a-d) são representados circundados pela elipse vermelha na Fig. 4.4a. Nota-se na Fig. 4.5 que para valores reduzidos de  $G$  há maior quantidade de sítios de nucleação ativos, logo é possível observar quantidades

superiores de vapor sobre os canais. Observa-se que para valores superiores de  $G$ , a região dos canais mais próximas à entrada está coberta apenas fase líquida, onde a transferência de calor ocorre apenas por convecção monofásica. Já, da metade até a região final dos canais, independente da velocidade mássica há vapor sobre os canais, indicando uma região dominada por nucleação.

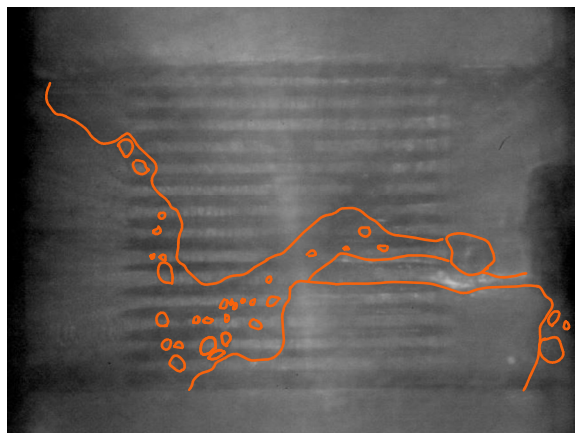
Figura 4.5 – Variação do padrão de escoamento com a redução da velocidade mássica para um fluxo de calor de  $169 \text{ kW/m}^2$ .



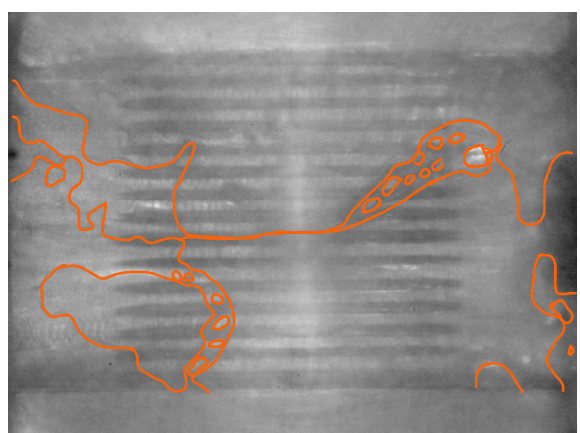
a)  $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $x_s = 0,007$



b)  $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $x_s = 0,04$



c)  $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $x_s = 0,16$



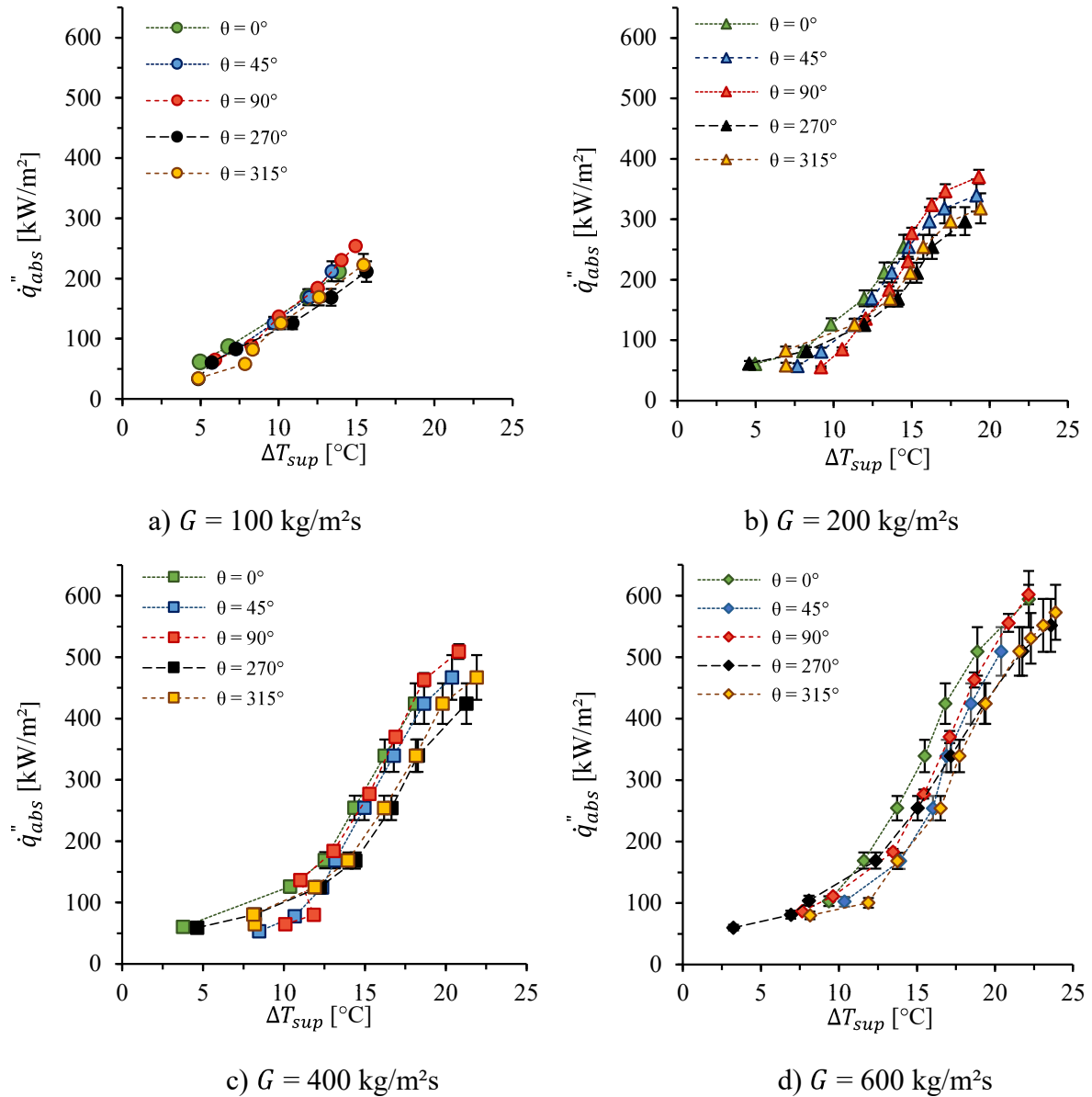
d)  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $x_s = 0,4$

Fonte: Próprio autor.

## 4.1.2 Efeitos da orientação no desempenho térmico

As Figs. 4.6(a-d) ilustram o efeito da alteração da inclinação do escoamento nas curvas de ebulição para distintas velocidades mássicas.

Figura 4.6 – Curvas de ebulição para diferentes velocidades mássicas.



Fonte: Próprio autor.

Destas figuras observa-se que para uma dada velocidade mássica o fluxo crítico de calor, associado à condição de maior potência de aquecimento, se altera com a mudança da orientação do escoamento. De maneira geral, os escoamentos descendentes apresentaram valores inferiores de FCC, independentemente da velocidade mássica avaliada. Comportamento similar foi observado por Balasubramanian, Krishnan e Suresh (2018), Saisorn, Wongpromma e Wongwiset (2018), Li *et al.* (2019) e Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2020), para valores similares da velocidade mássica.

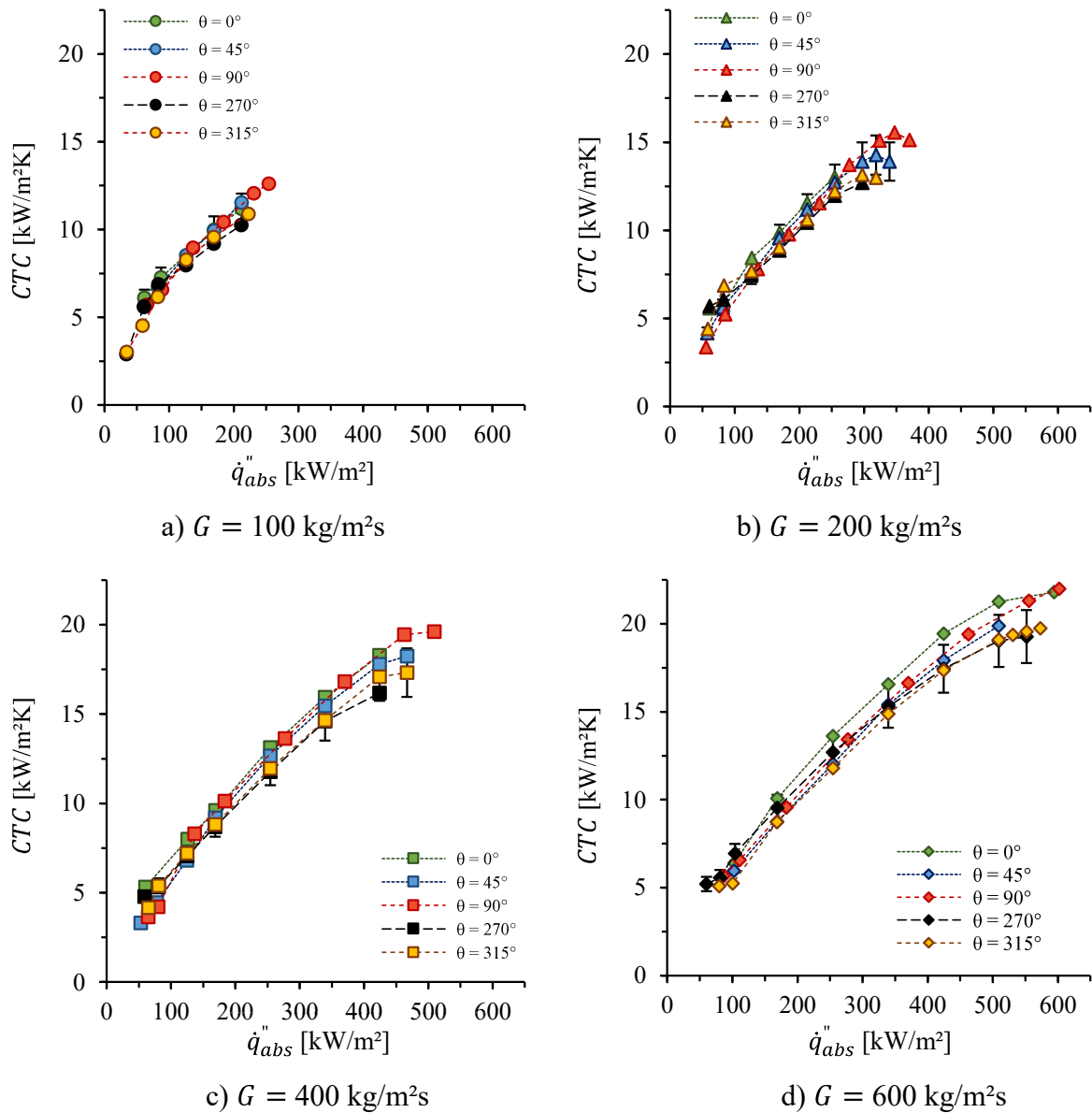
A partir das figuras 4.6(a) a 4.6(d) também são identificados alguns comportamentos distintos entre as curvas de ebulição de acordo com a orientação do escoamento, ainda que as diferenças se insiram dentro da faixa de incerteza. De forma geral, para valores de  $\dot{q}_{abs}''$  superiores a 100 kW/m<sup>2</sup> e independentemente da velocidade mássica, observa-se que as curvas das orientações  $\theta = 0^\circ, 45^\circ$  e  $90^\circ$  apresentaram valores inferiores do superaquecimento para fluxos de calor similares, quando comparado com as orientações caracterizadas por escoamentos descendentes ( $\theta = 315^\circ$  e  $270^\circ$ ).

Nota-se também no caso de  $\theta = 90^\circ$  que para fluxos de calor inferiores foi necessário um superaquecimento superior comparado às demais orientações, comportamento que se inverte em fluxos de calor superiores. Estas diferenças no desempenho térmico observadas para as diferentes orientações nas curvas de ebulição e o comportamento singular do escoamento vertical ascendente são evidenciadas ao relacionar o coeficiente de transferência de calor CTC pelo fluxo de calor absorvido. As Figs. 4.7(a-d) ilustram a variação do CTC com  $\dot{q}_{abs}''$  para as orientações  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$  e velocidades mássicas de 100, 200, 400 e 600 kg/m<sup>2</sup>s, respectivamente.

A partir da Fig. 4.7(a-d) observa-se que independentemente da velocidade mássica, para fluxos de calor inferiores não há diferença significativa entre os CTCs de cada orientação, no entanto, com incremento do fluxo de calor, notam-se diferenças entre os valores das diferentes orientações, ainda que inseridos dentro da faixa de incerteza. Além disso, de forma geral dado um mesmo valor do fluxo de calor, os escoamentos ascendentes e horizontal apresentam valores superior do CTC.

A Fig. 4.8 ilustra a variação com o fluxo de calor da razão entre o CTC para uma determinada orientação e o valor correspondente para o escoamento horizontal. Analogamente a Tab. 4.3 apresenta para cada orientação a parcela de dados que apresentaram valores superiores a 1 para esta relação.

Figura 4.7 – Ilustração do comportamento do CTC vs.  $\dot{q}_{abs}''$  variando-se a orientação e velocidade do escoamento fixa.

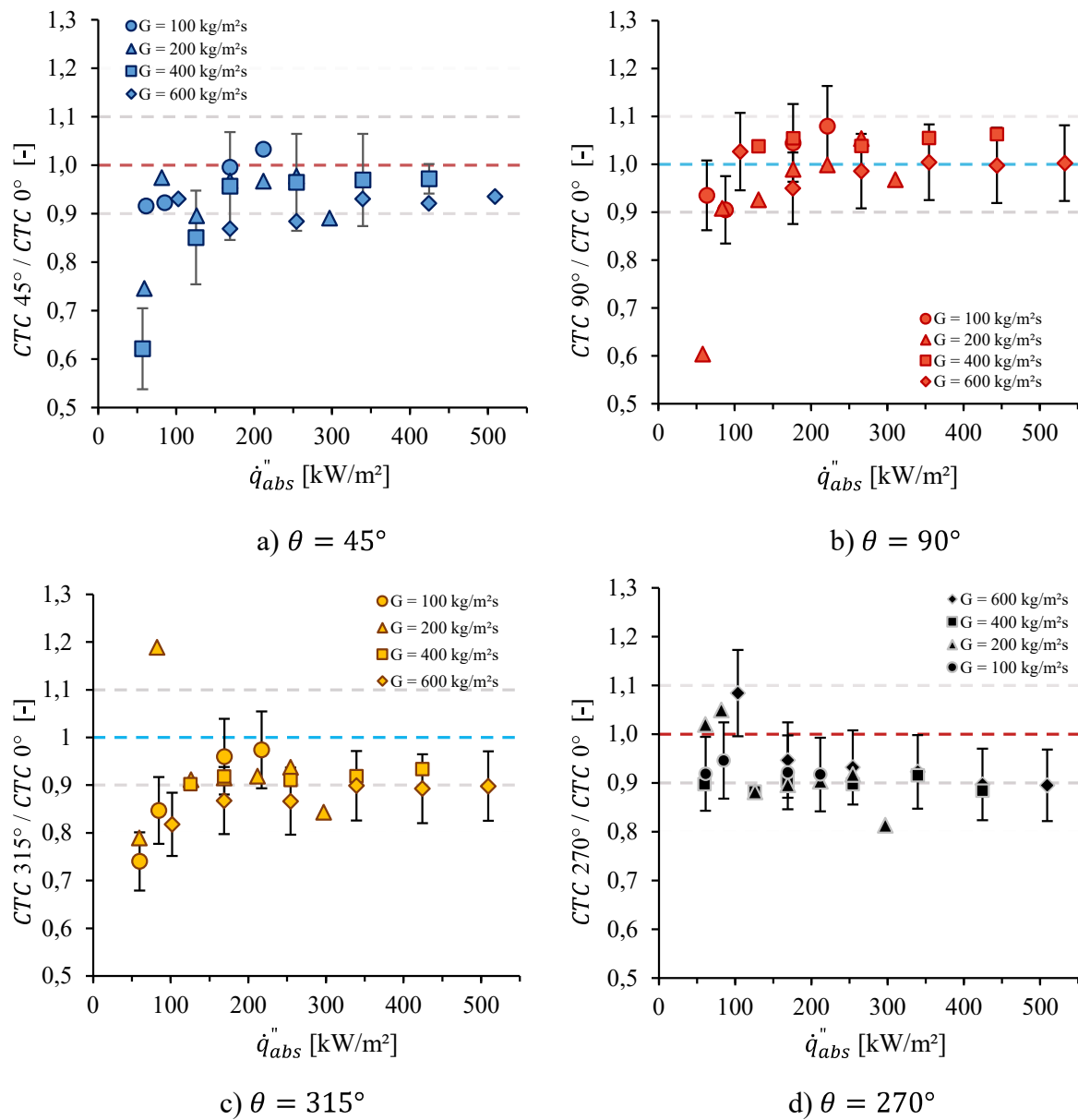


Fonte: Próprio autor.

A partir das Figs. 4.8(a-d) nota-se que, exceto para  $\theta = 270^\circ$  valores reduzidos do fluxo de calor levam a razões do CTC inferiores a 1, e independentemente da orientação as razões do CTC tendem a um valor constante para fluxos de calor superiores. A partir da análise da Tab. 4.3, nota-se que escoamentos para as orientações  $\theta = 45^\circ$ ,  $270^\circ$  e  $315^\circ$  apresentam parcela reduzidos dos dados no qual o CTC foi superior ao da orientação horizontal. Já para  $\theta = 90^\circ$  esta parcela ficou em torno de 50%.



Figura 4.8 – Relação entre os CTCs de orientações do escoamento não horizontais e o CTC horizontal.



Fonte: Próprio autor.

A Tab. 4.4 apresenta uma análise das relações de CTC segundo o critério de Gao, Xu e Liang (2017), para caracterizar condições em que efeitos gravitacionais são relevantes de forma a alterar significativamente o valor do CTC com a inclinação em relação ao escoamento horizontal.

Tabela 4.3 – Sumário dos resultados do efeito da inclinação do escoamento na relação

$$CTC_{\theta \neq 0} / CTC_{\theta = 0}$$

Orientação	Parcela de dados com relação entre CTCs superiores a 1
$\theta = 45^\circ$	4,2%
$\theta = 90^\circ$	47,8%
$\theta = 270^\circ$	12,5%
$\theta = 315^\circ$	4,4%

Fonte: Próprio autor.

Tabela 4.4 – Parcela das razões do CTCs em condições de dependência e de independência de efeitos gravitacionais.

Orientação	Região de independência:	Região de dependência:
	$0,9 < CTC_{\theta \neq 0} / CTC_{\theta = 0} < 1,1$	$CTC_{\theta \neq 0} / CTC_{\theta = 0} > 1,1$ ou $< 0,9$
$\theta = 45^\circ$	16 / 66,7%	8 / 33,7%
$\theta = 90^\circ$	21 / 91,3%	2 / 8,7%
$\theta = 270^\circ$	18 / 75%	6 / 25%
$\theta = 315^\circ$	14 / 60,9%	9 / 39,1%

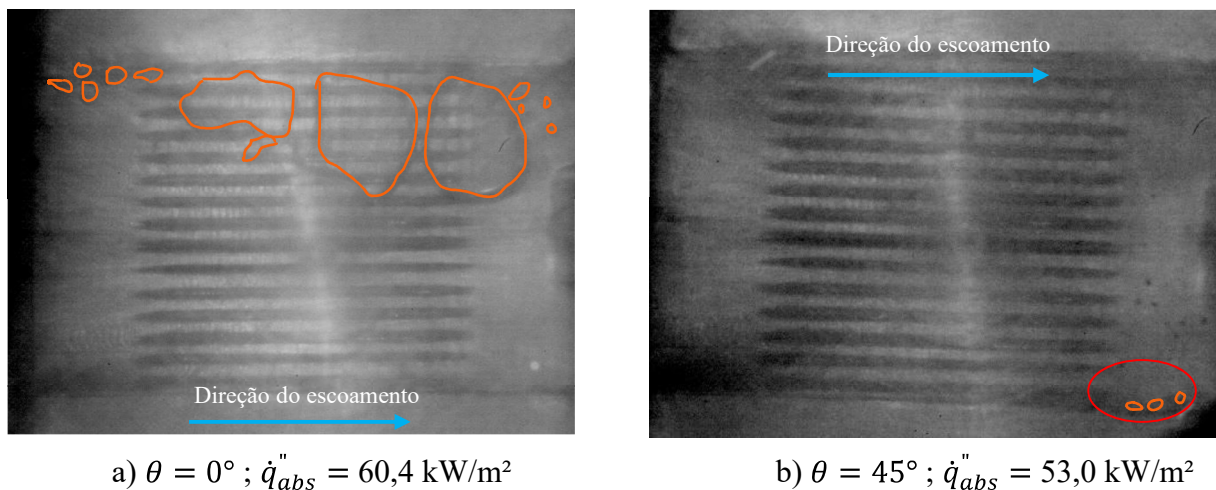
Fonte: Próprio autor.

A partir da Tab. 4.4 constata-se que, independentemente da orientação, a maior parcela dos dados se encontra em condições em que os efeitos da gravidade têm influência reduzida. Em adição, vale ressaltar que os dados correspondentes às zonas de maior relevância de efeitos gravitacionais geralmente estão associados a valores reduzidos de velocidade mássica e de fluxo de calor impostos durante os experimentos. De fato, 64% desses dados correspondem a velocidade mássicas de 100 e 200 kg/m<sup>2</sup>s e 76% correspondem a fluxos de calores inferiores a 184 kW/m<sup>2</sup>. Tal comportamento coincide com resultados de estudos anteriores, que reportaram efeitos mais significativos da orientação do escoamento em condições de velocidade mássica reduzidas, correspondendo a condições de efeitos inerciais relativamente inferiores aos gravitacionais. Com o incremento do fluxo de calor, efeitos de ebulição são intensificados, reduzindo a contribuição para a transferência de calor de efeitos convectivos.

A Fig. 4.9 apresenta imagens do escoamento bifásico ao longo do dissipador para  $CTC_{\theta=45^\circ} / CTC_{\theta=0^\circ} = 0,62$ . Nela, nota-se para  $\theta = 0^\circ$  a nucleação de bolhas na região superior

da imagem no plenum de entrada. Estas bolhas crescem e coalescem ao longo dos canais se deslocando ao plenum de saída. Já, para o escoamento com  $\theta = 45^\circ$  verificam-se bolhas com diâmetros reduzidos nucleando na região inferior da imagem próximo ao plenum de saída. Assim, conclui-se a maior intensidade de efeitos de nucleação na Fig. 4.9(a) como responsável pelo maior CTC no caso de  $\theta = 0^\circ$ . Uma análise da Fig. 4.6(c) corrobora tal resultado, indicando que o início da ebulição (*ONB*) para  $\theta = 45^\circ$  ocorre para um superaquecimento da parede 2,25 vezes superior ao do escoamento horizontal.

Figura 4.9 – Imagens do escoamento para  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 45^\circ$ ,  $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $CTC_{\theta=45^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,62$  e com as regiões com vapor destacado em laranja.



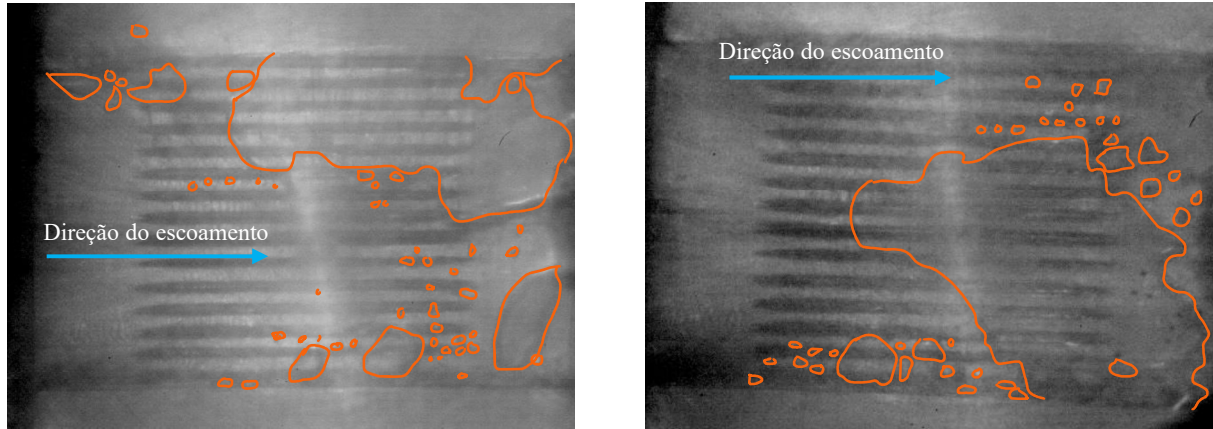
Fonte: Próprio autor.

A Fig. 4.10(a-b) indica a nucleação de bolhas na região do plenum de entrada, para um fluxo de calor superior tanto para  $\theta = 0^\circ$  como  $\theta = 45^\circ$ , de 125,9 e 124,6  $\text{kW/m}^2$ , respectivamente. Na imagem, nota-se vários sítios ativos de nucleação na região terminal dos canais. Nesta condição a razão entre CTCs é igual a 0,85.

A redução da diferença entre os CTCs se dá pelo incremento da atividade de nucleação para o escoamento orientado em  $\theta = 45^\circ$ , que resulta da elevação do fluxo de calor. Enquanto para uma potência de 53  $\text{kW/m}^2$  havia nucleação de bolhas com tamanho reduzido apenas em um canal, com 124,6  $\text{kW/m}^2$  a nucleação passou a ocorrer na região inferior, central e superior dos canais. Na região inferior houve nucleação desde o plenum de entrada, com coalescência de bolhas em direção à região central dos canais. Na região central, a nucleação ocorre com rápida expansão das bolhas de vapor que tendem a interagir com as bolhas advindas da região superior. Por último, na região superior, apenas bolhas com diâmetro reduzidos são nucleadas,

sem que ocorra a coalescência entre si, apenas a interação com as bolhas advindas da região central.

Figura 4.10 – Imagens do escoamento para  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 45^\circ$ ,  $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $CTC_{\theta=45^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,85$  e com as regiões com vapor destacado em laranja.



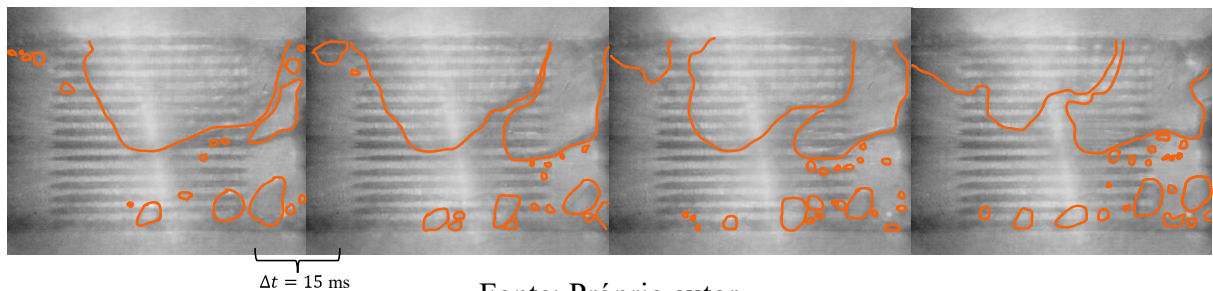
a)  $\theta = 0^\circ$ ;  $\dot{q}_{abs}'' = 125,9 \text{ kW/m}^2$

b)  $\theta = 45^\circ$ ;  $\dot{q}_{abs}'' = 124,6 \text{ kW/m}^2$

Fonte: Próprio autor.

Nota-se que para o escoamento orientado segundo  $\theta = 0^\circ$ , o incremento do fluxo de calor intensificou a nucleação na porção superior da imagem e ativou novos sítios de nucleação na região central e inferior da imagem. Verifica-se ainda a formação de um bolsão de vapor que intermitentemente engloba a metade superior da imagem. Tal comportamento encontra-se ilustrado na Fig. 4.11 segundo intervalos de tempo de 15 ms. Já na região central, há nucleação apenas de bolhas com diâmetros reduzidos, enquanto na região inferior há nucleação de bolhas médias que esporadicamente coalescem em bolhas maiores. Além disso, foi possível observar que abaixo da camada de vapor há nucleação ocorrendo em determinados locais específicos.

Figura 4.11 – Imagens do escoamento para  $\theta = 0^\circ$ ,  $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 125,9 \text{ kW/m}^2$  e  $\Delta t = 15 \text{ ms}$ .



Fonte: Próprio autor.

A Fig. 4.12(a-f) apresenta as imagens do escoamento obtidas para as orientações  $\theta = 0^\circ$  e  $90^\circ$ , com fluxos de calores de 60,8, 126,3 e 169,1 kW/m<sup>2</sup> para o escoamento horizontal e 55, 136 e 184 kW/m<sup>2</sup> para o escoamento vertical ascendente, ambos para  $G = 200$  kg/m<sup>2</sup>s. Como pode ser observado na Fig.4.8b, a razão de CTC entre a orientação vertical ascendente e horizontal foi de 0,6, correspondente a fluxos de calor absorvido de 60,8 e 55,3 kW/m<sup>2</sup> para as respectivas orientações  $\theta = 0^\circ$  e  $90^\circ$ .

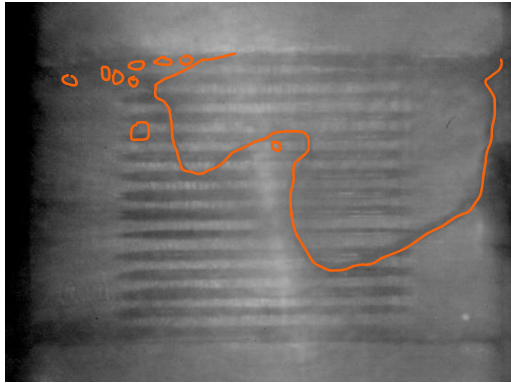
O fato da razão de CTC ser reduzida é explicado pela diferença no regime de nucleação observada entre as Figs. 4.12(a) e 4.12(b). Nelas, nota-se que para o escoamento posicionado horizontalmente há um filme de vapor que cobre parcialmente a região superior da imagem, indicando uma atividade elevada de nucleação com grau elevado de aglutinação das bolhas. Já para o escoamento vertical ascendente, nota-se que as bolhas de vapor se desprendem dos canais com diâmetro inferior e a coalescência ocorre segundo intensidade inferior. Considerando que tanto as diferenças nas imagens da Fig. 4.12(a-b) como o valor da razão do CTC associado a estes fluxos de calor são semelhantes ao do caso analisado na Fig. 4.11, é possível associar o maior CTC para  $\theta = 0^\circ$  à formação do bolsão de vapor capturando um filme líquido delgado junto a parede aquecida e, assim, favorecendo sua evaporação.

Para o caso de fluxos de calor absorvidos de 126 e 136 kW/m<sup>2</sup> para  $\theta = 0^\circ$  e  $90^\circ$ , respectivamente, a razão de CTCs elevou-se para 0,91. O escoamento posicionado horizontalmente manteve o padrão de intensa coalescência das bolhas, entretanto com número superior de sítios de nucleação e, portanto, com maior área coberta por um filme de vapor. No caso do escoamento vertical ascendente, a nucleação na região inferior da imagem apresenta um comportamento intermitente, que se caracteriza pela formação de uma bolha com tamanho superior cobrindo a metade inferior da imagem, que ciclicamente é escoada para região externa ao dissipador. Na região superior da imagem há nucleação de pequenas bolhas que coalescem, enquanto na região central é possível observar bolhas se desprendendo com diâmetros inferiores sem coalescer. Este comportamento descrito para fluxos de calor de 126,3 e 135,7 kW/m<sup>2</sup>, tanto para escoamento horizontal como vertical ascendente, repete-se para fluxos de calor de 169,1 e 183,6 kW/m<sup>2</sup>. Os comportamentos observados são análogos, tal observação corrobora com um aumento da razão de CTCs de 0,91 para 0,93.

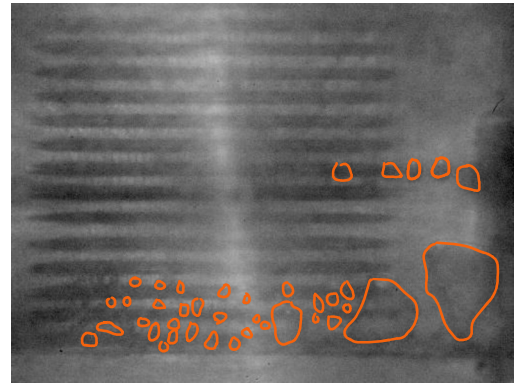
O aumento da razão de CTCs ao elevar o fluxo de calor para escoamentos ascendentes encontra-se associado a alteração da topologia do escoamento. Com o desprendimento de bolhas isoladas de diâmetro reduzido, que passam com a coalescer e formar um bolsão de vapor que aprisiona uma camada de líquido em sua base, resultando em elevações do CTC. Em suma,

o escoamento posicionado de maneira vertical ascendente adquire gradativamente características topológicas similares ao do escoamento horizontal com incrementos do fluxo de calor, explicando o aumento da razão do CTC.

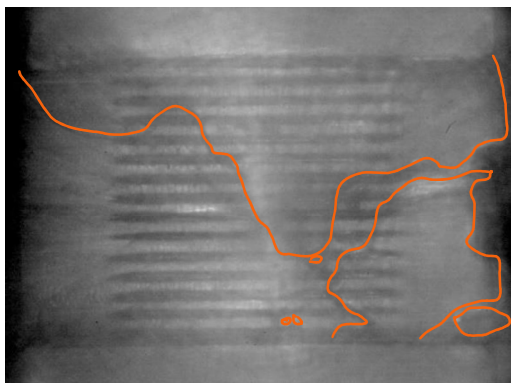
Figura 4.12 - Imagens do escoamento para  $\theta = 0^\circ$  e  $90^\circ$  e  $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



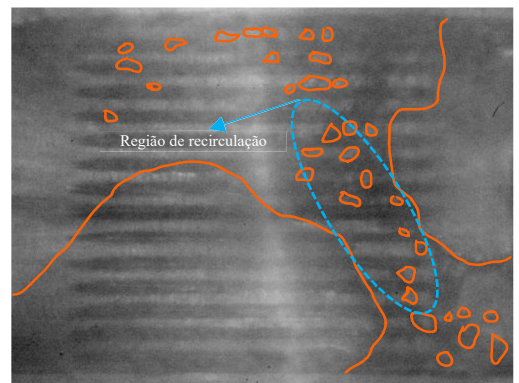
a)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 60,8 \text{ kW/m}^2$



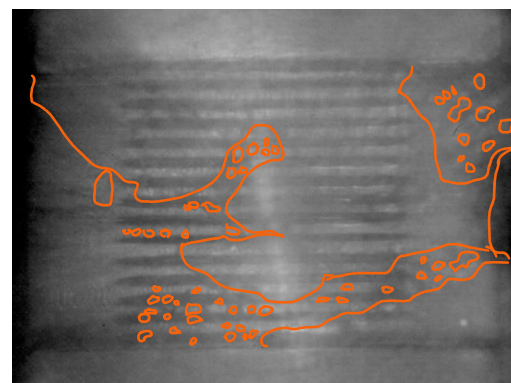
b)  $\theta = 90^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 55,3 \text{ kW/m}^2$



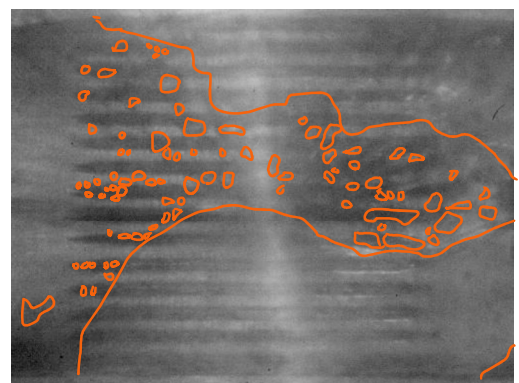
c)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 126,3 \text{ kW/m}^2$



d)  $\theta = 90^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 135,7 \text{ kW/m}^2$



e)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 169,1 \text{ kW/m}^2$

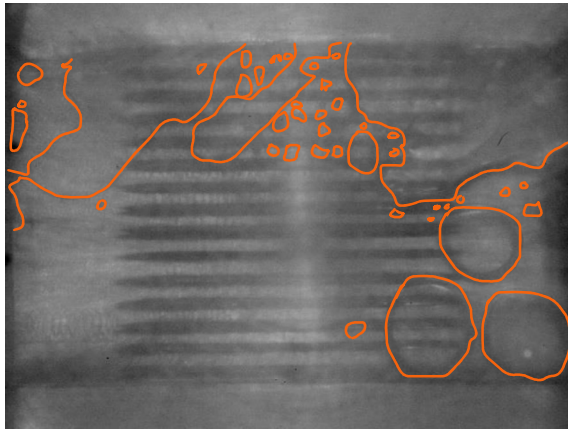


f)  $\theta = 90^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 183,6 \text{ kW/m}^2$

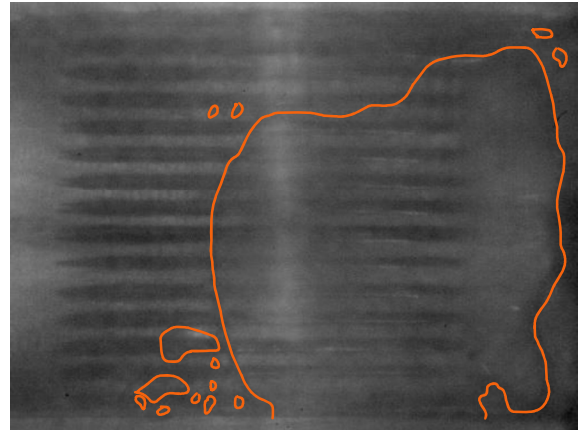
Fonte: Próprio autor.

A Fig. 4.13(a,b) apresenta as imagens do escoamento obtidas para as orientações  $\theta = 0^\circ$  e  $315^\circ$ , com fluxos de calor de 61,6 e 58,5 kW/m<sup>2</sup>, respectivamente, e  $G = 100$  kg/m<sup>2</sup>s.

Figura 4.13 - Imagens do escoamento para  $\theta = 0^\circ$  e  $315^\circ$ ,  $G = 100$  kg/m<sup>2</sup>s,  $CTC_{\theta=315^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,74$  e com as regiões com vapor destacado em laranja.



a)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs} = 61,6$  kW/m<sup>2</sup>



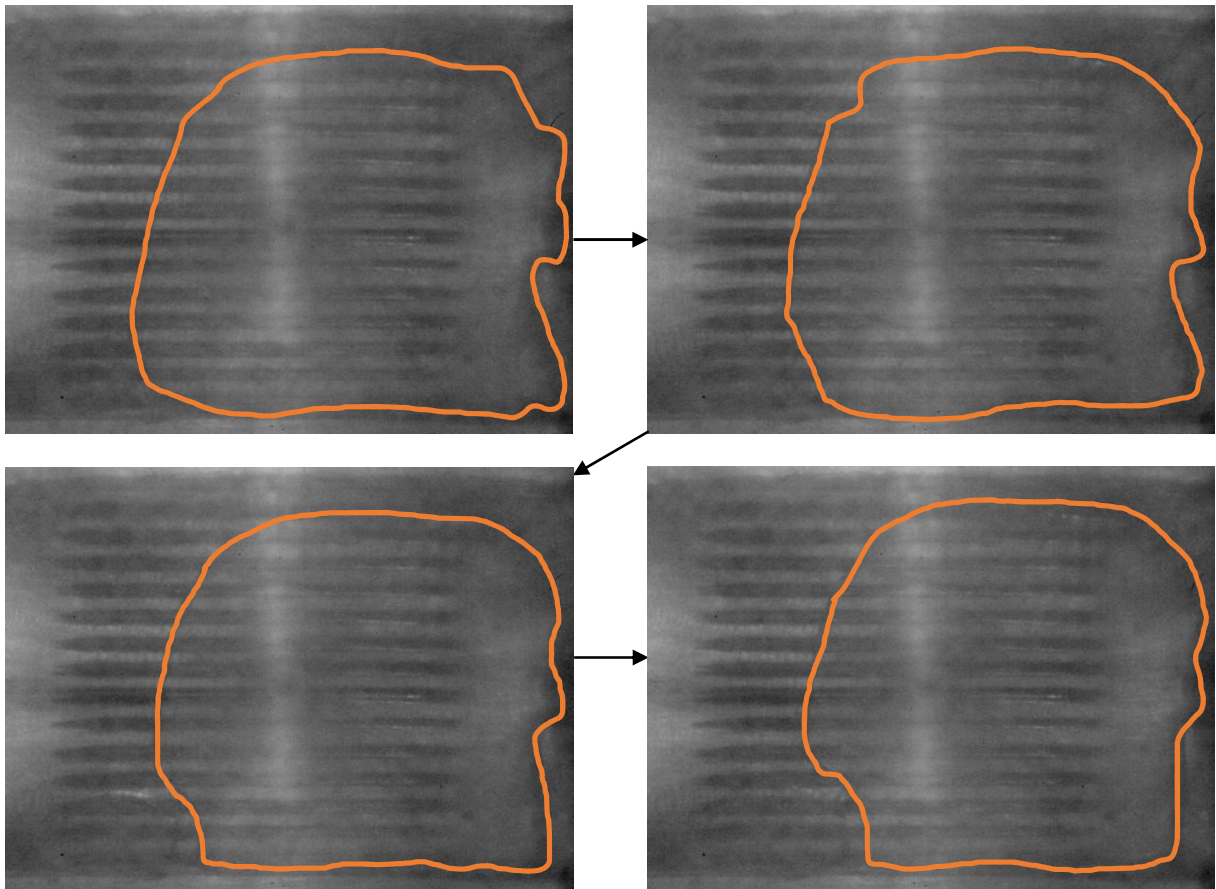
b)  $\theta = 315^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs} = 58,5$  kW/m<sup>2</sup>

Fonte: Próprio autor.

De acordo com os dados da Fig. 4.8(c), para estas condições de fluxo de calor, a razão do CTC entre o escoamento a  $315^\circ$  e o escoamento horizontal é de 0,74. Um fator importante observado durante os experimentos realizados a  $\theta = 315^\circ$  foi a estagnação de vapor sobre os canais, o parece ter que contribuído para um desempenho térmico inferior ao da orientação horizontal. Quando a estagnação de vapor se mantém por período prolongados, pode ocorrer a secagem do filme líquido em algumas regiões do dissipador de calor, resultando na redução do valor do CTC. Este fenômeno pode ser atribuído à atuação da força de empuxo no sentido contrário ao escoamento, competindo assim com as forças inerciais. A Fig. 4.14 apresenta uma sequência de quatro imagens com variação temporal de 1,67 ms que ilustram o vapor estagnado sobre os canais para escoamento posicionado segundo  $\theta = 315^\circ$ .

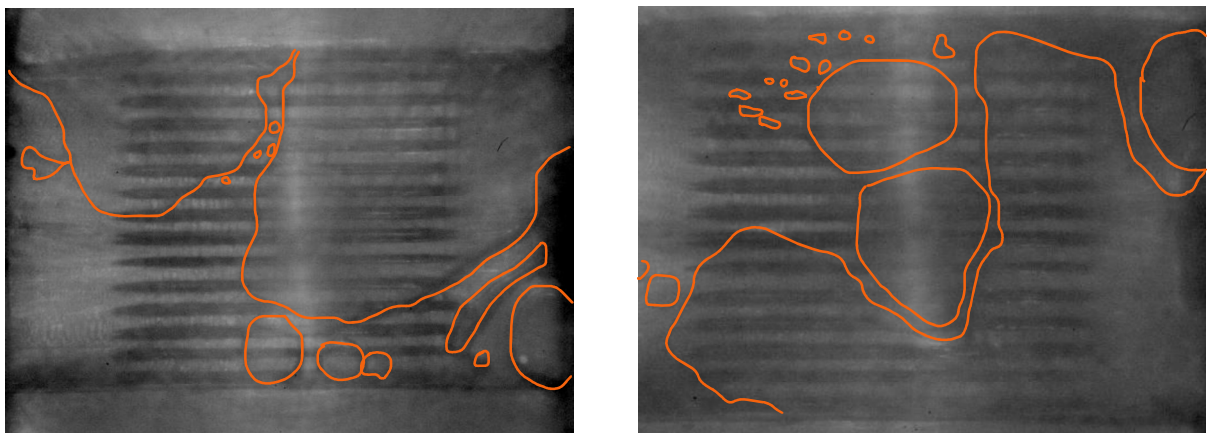
Com incremento dos fluxos de calor para 87,2 e 82,2 kW/m<sup>2</sup>, para as respectivas orientações  $\theta = 0^\circ$  e  $315^\circ$ , o CTC entre estas orientações elevou-se para 0,85, como pode ser visto na Fig. 4.8(c). A Fig. 4.15 apresenta as imagens do escoamento obtidas para estas orientações com o incremento do fluxo de calor.

Figura 4.14 – Sequência de imagens com intervalo de 1,67 ms para escoamento orientado em  $\theta = 315^\circ$ ,  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\dot{q}_{abs}'' = 58,5 \text{ kW/m}^2$ .



Fonte: Próprio autor.

Figura 4.15 - Imagens do escoamento para  $\theta = 0^\circ$  e  $315^\circ$ ,  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $CTC_{\theta=315^\circ}/CTC_{\theta=0^\circ} = 0,85$  e com as regiões com vapor destacado em laranja.



a)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 87,2 \text{ kW/m}^2$

b)  $\theta = 315^\circ$ ,  $\dot{q}_{abs}'' = 82,2 \text{ kW/m}^2$

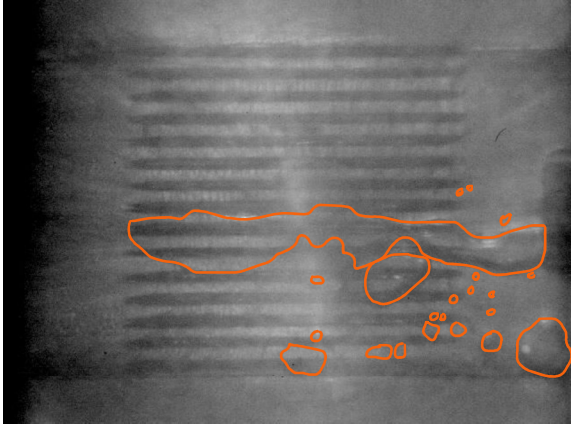
Fonte: Próprio autor.



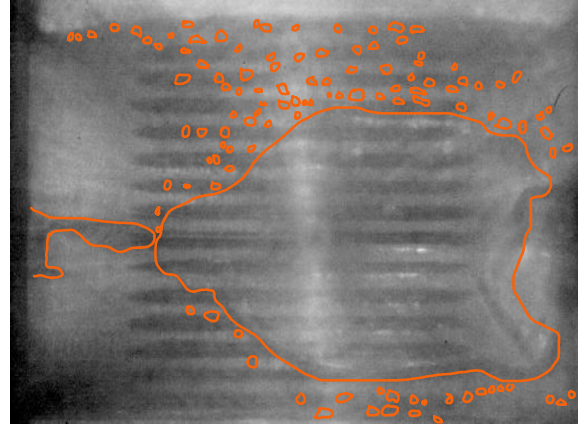
O aumento da razão de CTCs devido ao incremento do fluxo de calor se dá por dois motivos: i) Para o escoamento posicionado horizontalmente, notou-se que a ativação de novos sítios de nucleação elevou o grau de confinamento das bolhas de vapor. Observou-se que na região inferior da imagem no plenum de saída havia nucleação de bolhas que se expandiam no sentido oposto ao do escoamento, causando fluxo reverso e certo grau de estagnação. Assim, estes comportamentos reduziram o incremento no CTC com aumento no fluxo de calor. Para o caso horizontal, o incremento da potência de 7,5 para 10 W resultou em um aumento do CTC de 1,1 kW/m<sup>2</sup>K, enquanto para o escoamento posicionado em  $\theta = 315^\circ$  foi de 1,6 kW/m<sup>2</sup>K. Este comportamento contribui para o aumento da razão de CTC; ii) No caso do escoamento orientado segundo  $\theta = 315^\circ$  o incremento do fluxo de calor favoreceu o desempenho térmico. Com fluxos de calor superiores novos sítios de nucleação surgiram na região inicial dos canais. Observou-se através dos vídeos que as bolhas no início dos canais favoreciam o escoamento parcial das bolhas estagnadas para a região externa do dissipador.

A Fig. 4.16(a-d) apresenta imagens obtidas para as orientações  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 270^\circ$  com velocidade mássica de  $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . A partir Fig. 4.8d, sabe-se que a razão dos CTC obtidos para as orientações  $\theta = 270^\circ$  e  $\theta = 0^\circ$  foi de aproximadamente 1,1, no caso de fluxos de calor de 103 e 104 W/m<sup>2</sup>, respectivamente. A partir da Fig. 4.16(a,b) nota-se que para o escoamento posicionado segundo  $\theta = 270^\circ$  havia uma quantidade superior de sítios de nucleação ativos quando comparado com o escoamento horizontal. No caso do escoamento horizontal, nucleação de bolhas foi observada apenas na região central e inferior da imagem, com reduzida quantidade de vapor. Já para  $\theta = 270^\circ$  observou-se nucleação na região central, superior e inferior da imagem. Esta diferença no regime de nucleação observado entre as orientações consegue explicar a superioridade do desempenho térmico associado à orientação  $\theta = 270^\circ$  para essa condição de operação. Especula-se que esta diferença na quantidade de sítios de nucleação ocorre devido à diferente distribuição do fluido entre as orientações. Para o escoamento com  $\theta = 270^\circ$ , o empuxo atua no sentido contrário ao escoamento, e no vídeo foi identificada uma grande bolha se formando no centro da imagem, a qual foi removida do dissipador lentamente em direção a saída dos canais, devido à atuação da força de empuxo contrária ao escoamento. Entretanto, é possível que a presença regular dessa bolha sobre os microcanais tenha favorecido a atuação do mecanismo de evaporação da camada de líquido, que do contrário em vazões inferiores permaneciam estagnadas.

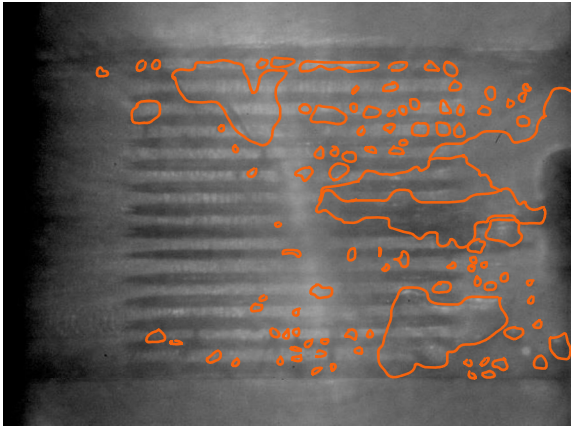
Figura 4.16 – Imagens do escoamento para  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 270^\circ$  e  $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



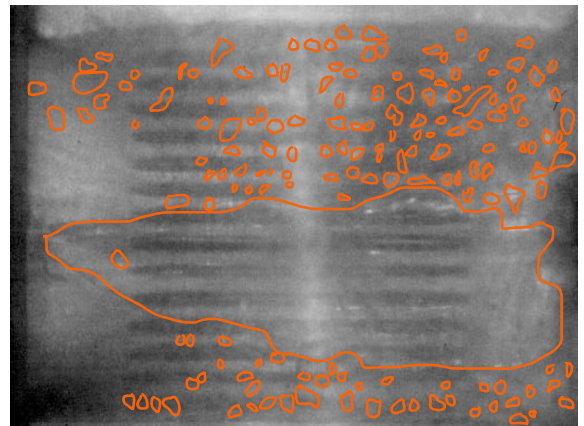
a)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\dot{q}''_{abs} = 103,2 \text{ kW/m}^2$



b)  $\theta = 270^\circ$ ,  $\dot{q}''_{abs} = 104,0 \text{ kW/m}^2$



c)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\dot{q}''_{abs} = 169,2 \text{ kW/m}^2$



d)  $\theta = 270^\circ$ ,  $\dot{q}''_{abs} = 169,1 \text{ kW/m}^2$

Fonte: Próprio autor.

Com o incremento do fluxo de calor para  $169 \text{ kW/m}^2$  em ambas as orientações, a razão de CTC foi reduzida para 0,95. Analisando as Figs. 4.16(b,d) notaram-se dois fenômenos: i) Para o caso do escoamento posicionado horizontalmente, o incremento do fluxo de calor alterou de forma significativa o regime de ebulição. Ocorreu a ativação de novos sítios de nucleação por toda a superfície aquecida e dada a elevada velocidade mássica, não foi observado fluxo reverso ou estagnação de vapor. Além disso, notou-se a rápida coalescência das bolhas de vapor enquanto eram dirigidas à saída dos canais. O incremento no fluxo de calor de 103 para  $169 \text{ kW/m}^2$  elevou o CTC de 6,4 para  $10,1 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ; ii) Em contraste à  $\theta = 0^\circ$ , o incremento do fluxo de calor resultou em incrementos inferiores do CTC, elevando-o de 6,9 para  $9,5 \text{ kW/m}^2\text{K}$  para o escoamento posicionado em  $\theta = 315^\circ$ . Notou-se que mesmo com o incremento do fluxo de calor a topologia das fases não apresentou mudança significativa, ou seja, uma grande bolha de vapor continuou se formando na região central da imagem, com nucleação de bolhas

individuais também ocorrendo na periferia do dissipador de calor. Além disso, observou-se recirculação das bolhas na saída dos canais e estagnação na entrada, o que pode explicar o reduzido incremento do CTC com elevação do fluxo de calor para esta orientação.

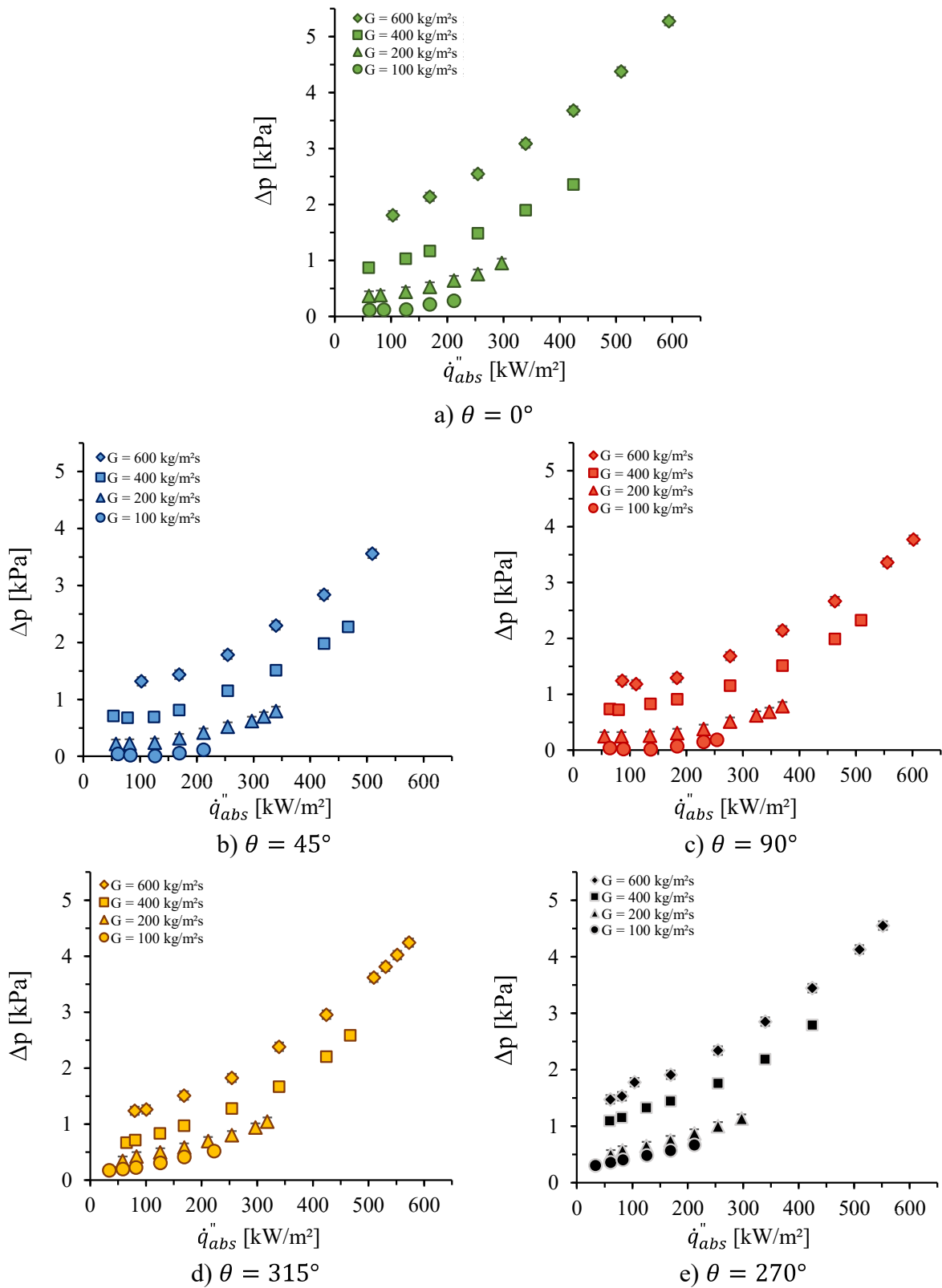
De forma geral, é possível afirmar que a variação da orientação do escoamento propiciou variações discretas no desempenho térmico do dissipador de calor analisado neste trabalho. Entretanto, constatou-se que estas alterações ocorrem principalmente para valores reduzidos de fluxo de calor. Como observado, a variação da orientação alterou a topologia do escoamento bifásico. No caso dos escoamentos ascendentes ( $\theta = 45^\circ$  e  $90^\circ$ ) o efeito da força de empuxo atuando em sentido favorável ao escoamento alterou o diâmetro com o qual as bolhas se desprendem da superfície aquecida, reduzindo a capacidade de coalescência e limitando o efeito da evaporação da camada de líquido. Já para o escoamento sujeito a  $\theta = 315^\circ$  e  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  a força de empuxo atua em sentido contrário à inercial e propiciou a estagnação de bolhas de vapor, o que pode ter induzido o aparecimento de regiões de secagem de parede, reduzindo o CTC como consequência. No caso de  $\theta = 270^\circ$  e  $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , a estagnação da bolha de vapor parece ter auxiliado na melhor distribuição de líquido em regiões periféricas do dissipador e devido ao título de vapor superior, quando comparado ao escoamento horizontal, é factível que a aceleração do escoamento tenha se elevado. No entanto, para valores reduzidos de velocidade mássica é esperado um comportamento similar ao observado para  $\theta = 315^\circ$ , onde esta estagnação de vapor propiciaria regiões de secagem de parede, reduzindo o CTC.

A partir dessa análise conclui-se que efeitos da orientação devido a força de empuxo podem ser significativos, especialmente para fluxos de calor e velocidade mássica reduzidos. Tal observação está de acordo com a conclusão obtida na revisão da literatura. Ressalta-se que dependendo da velocidade mássica e da orientação, esses efeitos podem elevar ou reduzir a transferência de calor. Assim, para a ebulição convectiva em microcanais, não se deve generalizar o efeito de determinada orientação no desempenho térmico, visto que os efeitos estão associados à combinação entre velocidade mássica, fluxo de calor e direções das forças de empuxo e de inércia.

## 4.2 Perda de pressão

As Figs. 4.17(a-d) ilustram o comportamento da perda de pressão com o fluxo de calor, para distintas velocidades mássicas com os ângulos de inclinação do escoamento.

Figura 4.17 - Comportamento entre  $\Delta p$  e  $\dot{q}_{abs}''$  para diferentes velocidades mássicas.



Fonte: Próprio autor.

A partir destas figuras nota-se que a perda de pressão no dissipador se eleva-se como incremento da velocidade mássica e independentemente da orientação do escoamento. O maior valor de perda de pressão medido foi de 5,3 kPa para o escoamento posicionado horizontalmente e velocidade mássica de 600 kg/m<sup>2</sup>s.

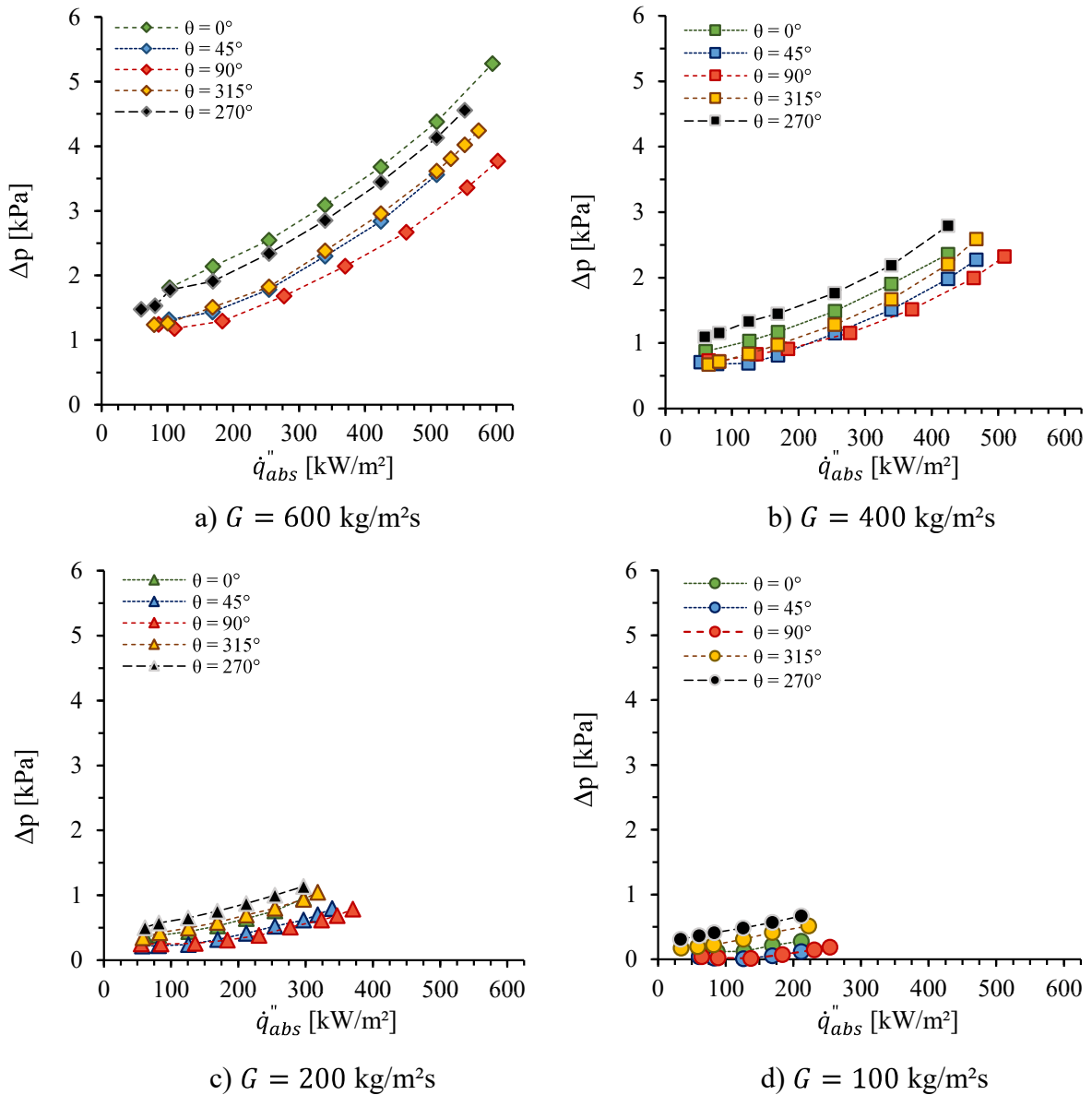
Observa-se ainda o que com o incremento da perda de pressão com o fluxo de calor. Tal comportamento ocorre independentemente da velocidade mássica e da orientação do escoamento. Isto ocorre, pois, com o incremento do fluxo de calor aumenta-se o título de vapor, elevando-se a aceleração do escoamento bifásico e, conseqüentemente, perdas de pressão superiores. Comportamentos similares a este foram observados por Leão *et al.* (2015), Krishnan, Balasubramanian e Suresh (2017, 2020) e Saisorn, Wongpromma e Wongwises (2018).

Considerando o objetivo de avaliar a perda de pressão global do dissipador visando obter resultado típico de aplicação de pressão, desconsiderou-se a diferença de pressão devido ao fluido contido nas tubulações capilares conectadas ao transdutor diferencial. Assim, os resultados apresentados são o valor mensurado pelo transdutor. Para avaliar os efeitos da orientação na perda de pressão, comparou-se a perda de pressão pelo fluxo de calor, variando-se as orientações para  $G$  fixo. As Figs. 4.18(a-d) ilustram esta comparação.

A partir da Figura 4.18(a-d) notam-se dois comportamentos: i) Independentemente da velocidade mássica, as perdas de pressão para os escoamentos ascendentes (45° e 90°) foram inferiores às demais orientações; ii) Para  $G = 600$  kg/m<sup>2</sup>s, o escoamento posicionado horizontalmente apresentou perdas de pressão superiores se comparando às outras orientações, entretanto, com reduções da velocidade mássica, a orientação  $\theta = 270^\circ$  passou a apresentar valores superiores à horizontal. Similarmente, a perda de pressão para a orientações  $\theta = 315^\circ$  supera as perdas do escoamento horizontal para velocidades mássicas de 200 e 100 kg/m<sup>2</sup>s.

Esta análise possibilita afirmar que há influência da orientação na perda de pressão, a qual varia com a velocidade do escoamento bifásico. Para compreender a razão pela qual determinada orientação apresentou desempenho superior ou inferior a horizontal, foi feita uma análise a partir das imagens do escoamento para dois casos de velocidade mássica,  $G = 100$  e 600 kg/m<sup>2</sup>s, variando-se a orientação. Para a velocidade mássica de 600 kg/m<sup>2</sup>s, foram comparadas as imagens obtidas para um fluxo de calor de 169 e 183 W/m<sup>2</sup> para os escoamentos posicionados segundo  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 270, 315^\circ$  e  $\theta = 90^\circ$ , respectivamente.

Figura 4.18 - Comparação entre  $\Delta p$  e  $\dot{q}''_{abs}$  para variados ângulos de inclinação.



Fonte: Próprio autor.

A partir da Fig. 4.19(a-e) nota-se que: i) No caso dos escoamentos ascendentes ( $45^\circ$  e  $90^\circ$ ), houve um grau de organização das fases superior em relação aos escoamentos das demais orientações. Além disso, observa-se que as bolhas se desprendem dos respectivos sítios de nucleação em diâmetros reduzidos, se comparadas com as bolhas das demais orientações, conseqüentemente formando uma quantidade reduzida de bolsões de vapor; ii) No caso do escoamento horizontal ( $\theta = 0^\circ$ ), a partir de filmagens em alta velocidade, foi verificado um comportamento oscilatório no escoamento do escoamento, caracterizado por uma variação aleatória do movimento das bolhas vapor. Tal comportamento levou a um reduzido grau de

organização como pode ser visto na Fig. 4.19(a); iii) Para os escoamentos sujeitos a  $\theta = 270^\circ$  e  $315^\circ$  notou-se que existe um grau superior de organização do escoamento quando comparado com o horizontal, entretanto, inferior comparado com os escoamentos ascendentes. Além disso, a quantidade de bolsões de vapor com dimensão elevada é superior para estes casos quando comparados às demais orientações. Também se observou estagnação de vapor para o escoamento vertical descendente; e iv) É visível que nos escoamentos ascendentes a parcela do dissipador de calor em que não ocorre nucleação de bolhas é superior do que nas outras orientações, que quase não apresentam tais regiões.

Em suma, perdas de pressão reduzidas estão associadas com o escoamento de bolhas individuais com reduzido grau de coalescência, resultando em melhor organização das fases. Assim, este resultado é uma soma entre efeitos da força de empuxo em relação ao sentido do escoamento, que auxilia a retirada das bolhas da superfície com diâmetro reduzido, e efeitos geométricos do dissipador utilizado no presente estudo, caracterizados por proporcionarem a organização das fases do escoamento bifásico a partir da geometria em “V” dos canais e da região transversal divergente. Esta análise das imagens do escoamento está de acordo com o comportamento observado na Fig. 4.18a, na qual as perdas de pressão foram superiores de maneira decrescente para  $\theta = 0^\circ, 270^\circ, 315^\circ, 45^\circ$  e  $90^\circ$ .

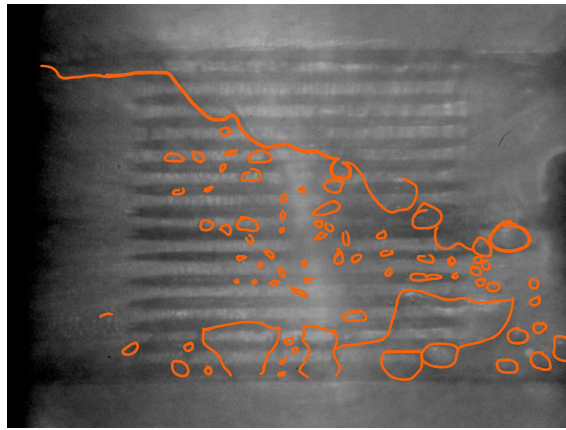
Para a velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , comparou-se as imagens obtidas para uma para fluxos de calor de  $61,6, 60,9, 64,9, 60,9$  e  $58,5 \text{ kW/m}^2$  respectivos às orientações  $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$ . A Fig. 4.20(a-e) apresenta imagens do escoamento para  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  para as diversas orientações.

Para os casos de velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e potência de aquecimento de  $7,5 \text{ W}$  observam-se comportamentos distintos entre as orientações. No conjunto dos escoamentos ascendentes e horizontal foram observadas bolhas de vapor com tamanho inferior às demais orientações e um maior comprimento no qual o escoamento é monofásico. O comportamento associado ao comprimento monofásico encontra-se ilustrado na Fig. 4.18(d), onde nota-se uma discreta redução da perda de pressão com incremento do fluxo de calor, comportamento característico da perda de pressão de escoamentos monofásicos.

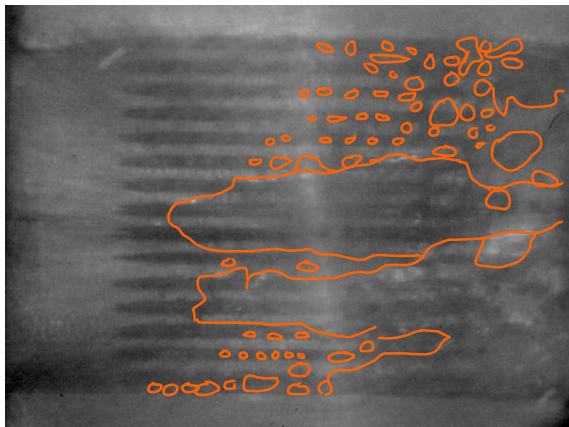
Para o escoamento horizontal, a organização das fases observada nas imagens é similar à dos escoamentos ascendentes, mas é possível identificar nucleação na entrada dos canais, o que reduz o comprimento monofásico para essa orientação. Já para os escoamentos descendentes, as bolhas de vapor tendem a se aglutinar rapidamente, criando grandes filmes de

vapor sobre os canais. Além disso, nos dois casos de escoamentos descendentes foi observada a estagnação de bolhas de vapor.

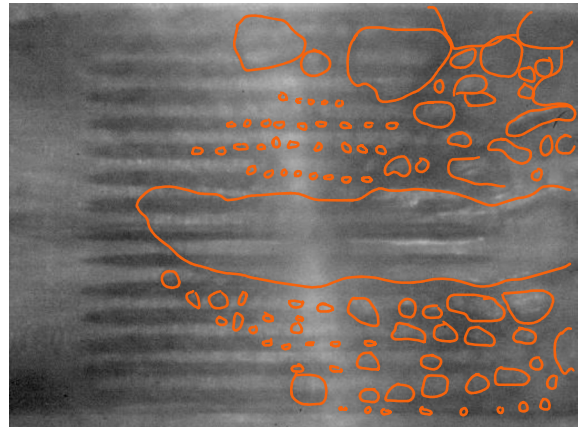
Figura 4.19 – Imagens do escoamento de cada orientação para  $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



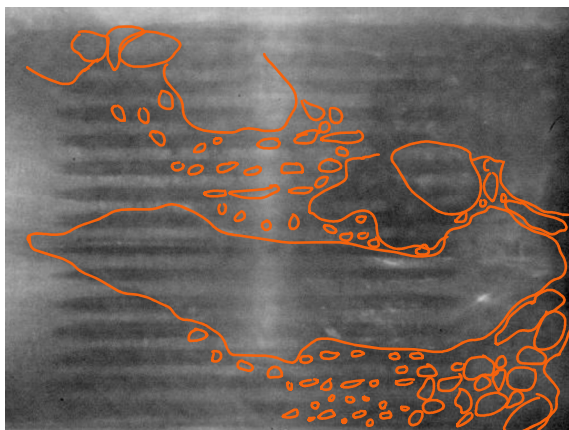
a)  $\theta = 0^\circ$ ,  $\Delta p = 2,1 \text{ kPa}$



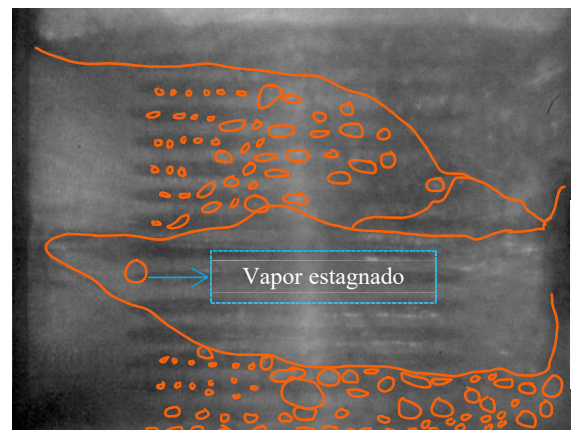
b)  $\theta = 45^\circ$ ,  $\Delta p = 1,6 \text{ kPa}$



c)  $\theta = 90^\circ$ ,  $\Delta p = 1,3 \text{ kPa}$



d)  $\theta = 315^\circ$ ,  $\Delta p = 1,5 \text{ kPa}$



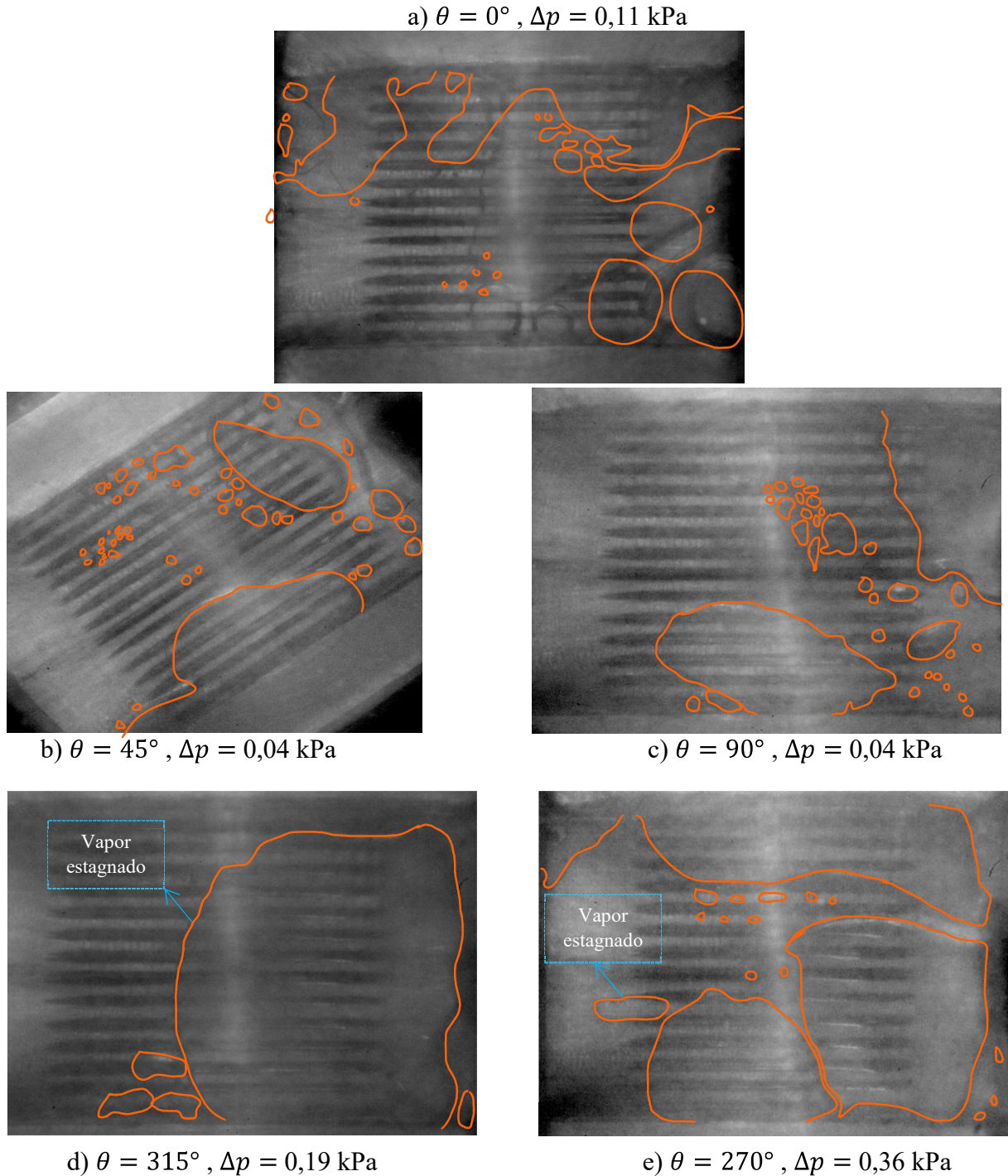
e)  $\theta = 270^\circ$ ,  $\Delta p = 1,9 \text{ kPa}$

Fonte: Próprio autor.



As imagens desses escoamentos revelam clara distinção entre as orientações, que estão diretamente associados aos resultados aa Fig. 4.18(d), na qual as perdas de pressão foram decrescentes para  $\theta = 270^\circ, 315^\circ, 0^\circ$ . As perdas de pressão para  $\theta = 45^\circ$  e  $90^\circ$  foram similares para estas condições e se mantiveram inferiores às do escoamento horizontal.

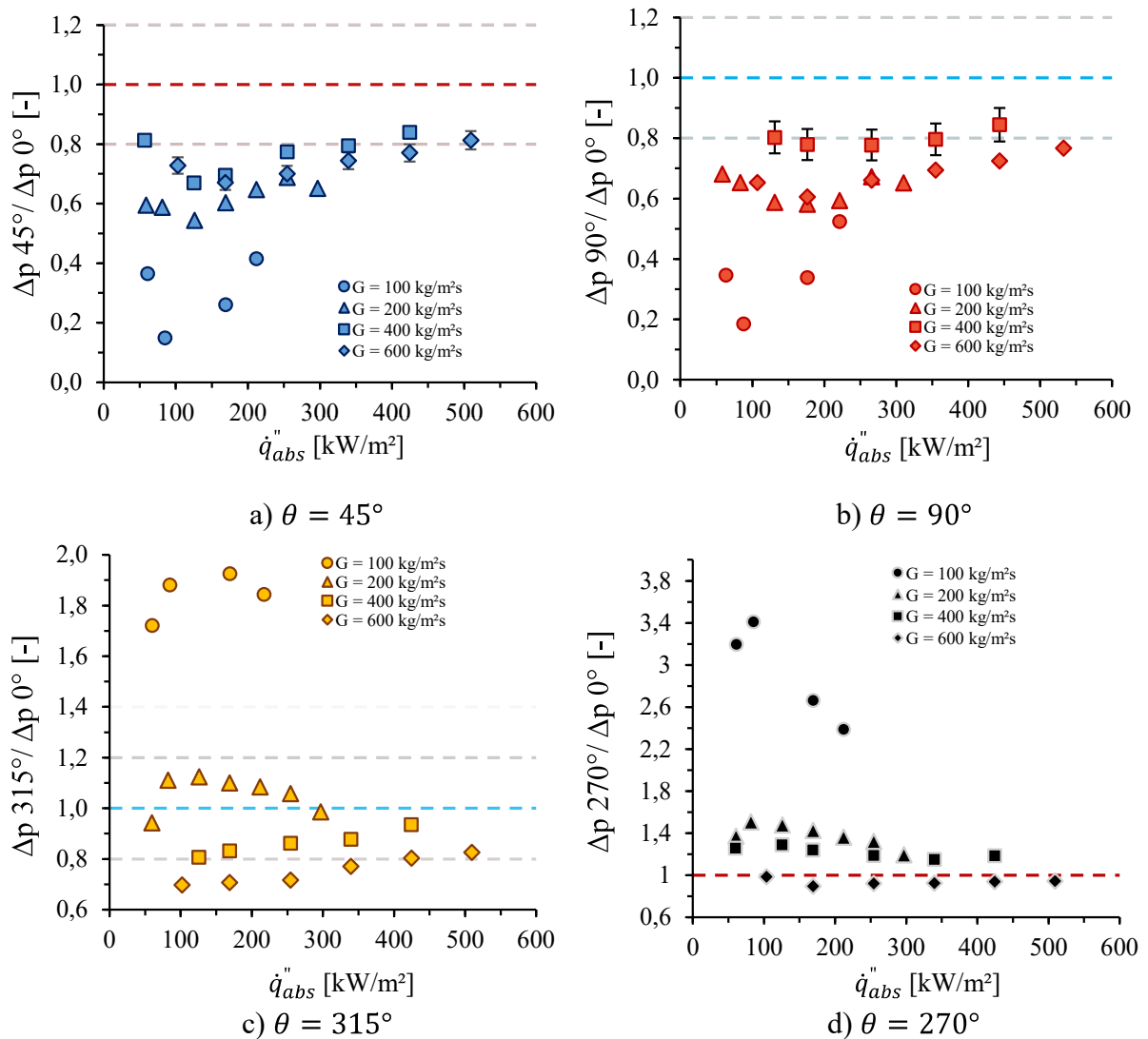
Figura 4.20 - Imagens do escoamento de cada orientação para  $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



Fonte: Próprio autor.

Além desta análise qualitativa realizada com auxílio das imagens, também foi feita um estudo quantitativo. Tal investigação se deu a partir do cálculo da razão da perda de pressão de orientações não horizontais pela perda de pressão do escoamento horizontal correspondente. A Fig. 4.21 apresenta as razões de  $\Delta p$  para as orientações  $\theta = 45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $270^\circ$  e  $315^\circ$ , respectivamente.

Figura 4.21 – Razão do  $\Delta p$  de orientações não horizontais pela  $\Delta p$  horizontal.



Fonte: Próprio autor.

A partir da Figura 4.21 são observados três comportamentos: i) Para os escoamentos ascendentes ( $45^\circ$  e  $90^\circ$ ), independente do fluxo de calor aplicado e da velocidade mássica, as razões da perda de pressão são inferiores a 1; ii) Para o escoamento sujeito a  $\theta = 315^\circ$ , as razões de perda de pressão são superiores a 1 para velocidades mássicas de 100 e 200 kg/m<sup>2</sup>s,

enquanto para o escoamento com  $\theta = 270^\circ$  isto ocorre para velocidades mássicas de 100, 200 e 400 kg/m<sup>2</sup>s; iii) Com incrementos do fluxo de calor, as razões da perda de pressão tendem a valores constantes, independentemente da orientação.

Ambas as análises apresentadas indicam que é evidente a influência da orientação na perda de pressão. Entretanto, tal influência varia com a magnitude da velocidade do escoamento, como foi visto para as orientações  $\theta = 270^\circ$  e  $315^\circ$ . Deve-se ressaltar que as alterações na velocidade mássica modificam a dinâmica do escoamento bifásico, e a atuação das forças de empuxo em sentido paralelo ou contrário ao escoamento altera visivelmente as interações entre as bolhas de vapor, bem como a velocidade de remoção de vapor do dissipador de calor.

### 4.3 Análise geral e conclusões

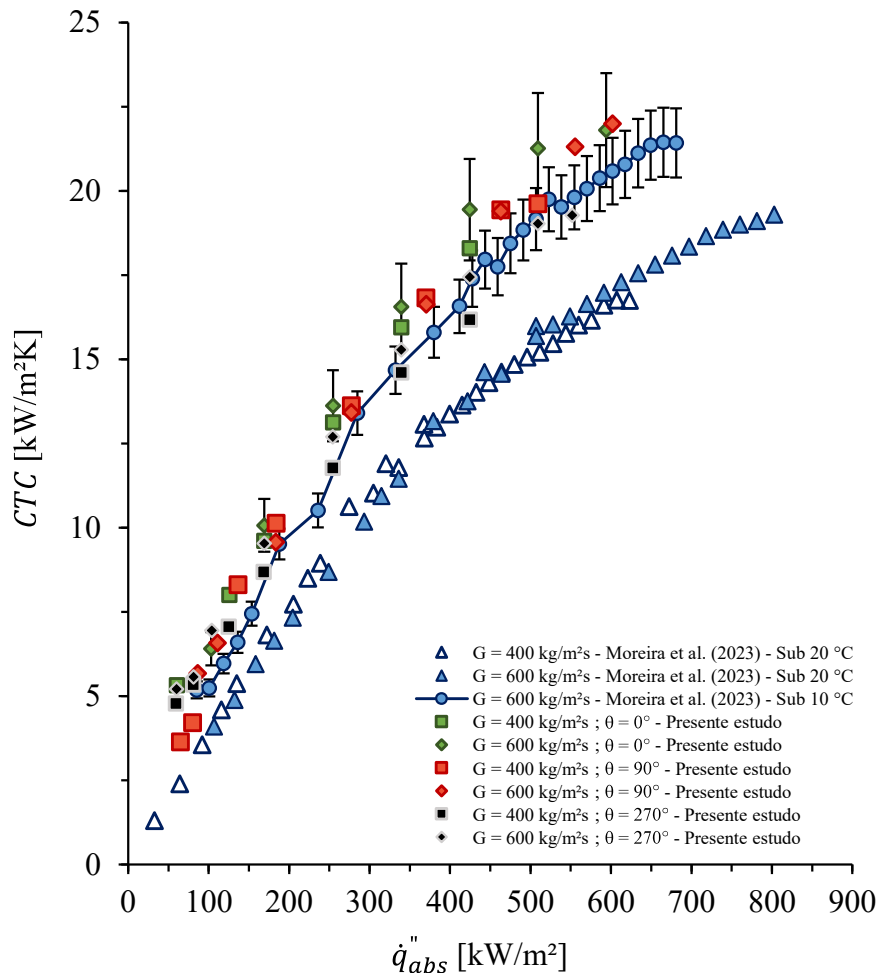
A Fig. 4.22 ilustra a variação do CTC com  $\dot{q}_{abs}''$  obtidos em Moreira *et al.* (2023) e no presente estudo para velocidades mássicas de 400 e 600 kg/m<sup>2</sup>s.

Nota-se a partir da Fig. 4.22 que dada uma mesma velocidade mássica, orientação e um mesmo grau de subresfriamento na entrada da seção de testes, a relação entre o CTC e o fluxo de calor absorvido é similar entre os dados obtidos no presente estudo e por Moreira *et al.* (2023). Além disso, nota-se que ainda que para orientações distintas as curvas do CTC vs.  $\dot{q}_{abs}''$  para uma mesma condição são próximas. Esta análise mostra que independentemente da orientação o elevado desempenho relatado na literatura para dissipadores com formato duplo-V e seção transversal divergente se mantem.

De fato, nota-se que dado um mesmo valor de calor efetivamente absorvido os dados de Moreira *et al.* (2023) apresentam valores superiores de superaquecimento da parede, como pode ser visto na Fig. 4.23, que apresenta curvas de ebulição incluindo os dados do presente estudo. Vale ressaltar que Moreira *et al.* (2023) utilizaram em seu trabalho uma pressão de saturação de aproximadamente 132,5 kPa fixada na saída dos canais, correspondente a uma temperatura de 41 °C, enquanto no presente estudo esta pressão foi de 99,5 kPa, correspondente a uma temperatura de saturação de 33 °C. Além disso, o ângulo de inclinação interno dos canais em Duplo-“V” é diferente entre ambos os estudos, sendo no presente estudo de 45° e em Moreira *et al.* (2023) de 30°. Desta diferença de ângulos internos têm-se que a área da seção transversal pela qual o fluido escoar e o diâmetro hidráulico são maiores no caso dos canais com ângulo

interno de 45°. Assim, especula-se que o superaquecimento superior observado por Moreira *et al.* (2023) esteja relacionado a tais diferenças.

Figura 4.22 – Comparação entre o  $CTC$  e  $\dot{q}_{abs}''$  para os dados experimentais de Moreira *et al.* (2023) e dados do presente estudo.

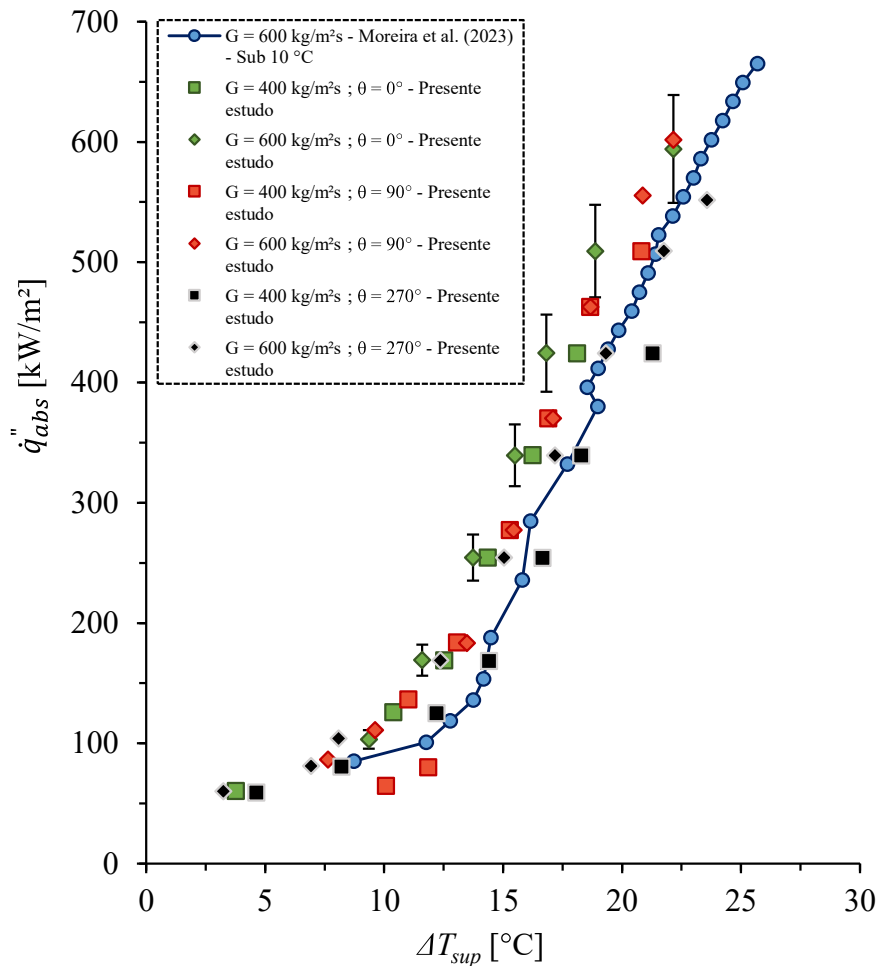


Fonte: Próprio autor.

Comportamento distintos para a curva de ebulição com diferentes ângulos internos também foi observado por Moreira *et al.* (2022). Os autores realizaram testes em dois dissipadores compostos de microcanais com formato Duplo-“V” e ângulos internos de 30° e 60°, e relataram que o dissipador com maior abertura do ângulo interno apresentou melhor desempenho. Os autores justificaram tal comportamento na magnitude da parcela transversal da força de evaporação, que com incrementos do ângulo interno é superior e intensificam o movimento transversal das bolhas. Conseqüentemente, segundo estes autores o movimento das bolhas de vapor intensifica efeitos convectivos associados a remolhamento da parede após o

desprendimento de bolhas, elevando assim a taxa de transferência de calor e resultando em maior grau de organização das fases.

Figura 4.23 - Comparação entre o  $\dot{q}_{abs}''$  e  $\Delta T_{sup}$  para os dados experimentais de Moreira *et al.* (2023) e dados do presente estudo.



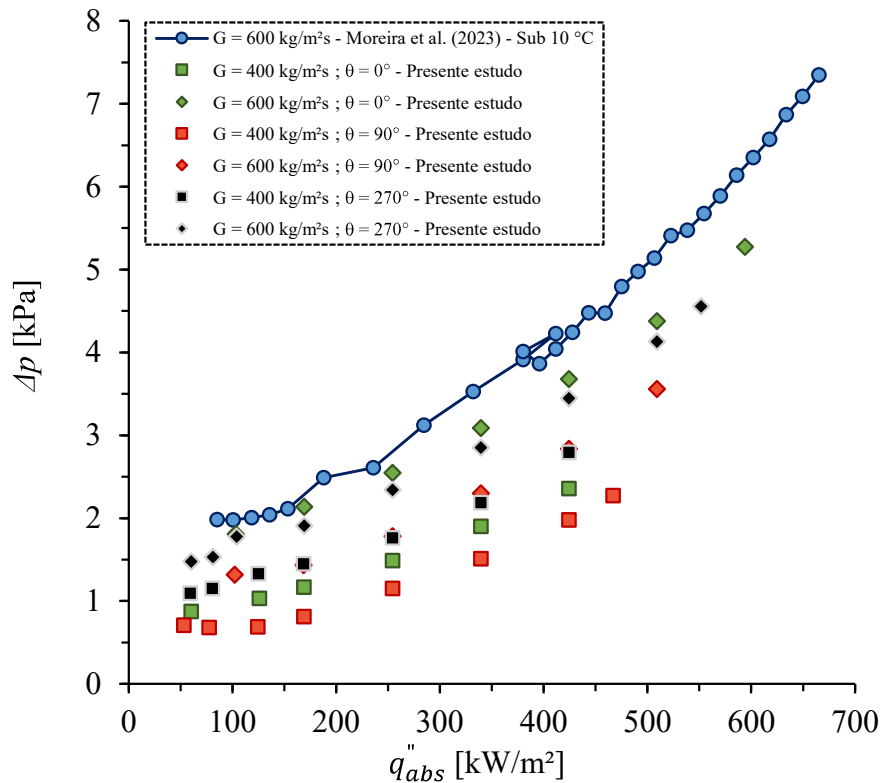
Fonte: Próprio autor.

Compara-se também os resultados obtidos para a perda de pressão. A Fig. 4.24 apresenta a relação entre a perda de pressão e o fluxo de calor absorvido para os dados do presente estudo e de Moreira *et al.* (2023).

De acordo com a Figura 4.24 as perdas de pressão obtidas no presente estudo foram inferiores às reportadas por Moreira *et al.* (2023), mas o comportamento das curvas de pressão em função do fluxo de calor é similar. É possível que as diferenças observadas estejam associadas à mudança do ângulo interno dos canais, uma vez que outros parâmetros e condições de operação são similares, exceto a pressão de saturação. Este comportamento, com a variação

do ângulo interno, também foi observado por Moreira *et al.* (2022), onde o dissipador com ângulo interno inferior apresentou valores de perdas de pressão superiores, independentemente da vazão mássica. De acordo com os autores, este resultado era esperado, visto que a área da seção transversal é superior com incrementos do ângulo interno, conseqüentemente houve um aumento de velocidade mássica nos experimentos com a amostra de menor ângulo interno para uma vazão fixa. No caso do presente estudo, apesar de apresentar a mesma velocidade mássica do trabalho de Moreira *et al.* (2023), o maior ângulo interno reduz a área molhada, resultando em menor atrito entre o fluido e a superfície.

Figura 4.24 – Comparação entre o  $\Delta p$  e  $\dot{q}_{abs}''$  para os dados experimentais de Moreira *et al.* (2023) e dados do presente estudo.



Fonte: Próprio autor.

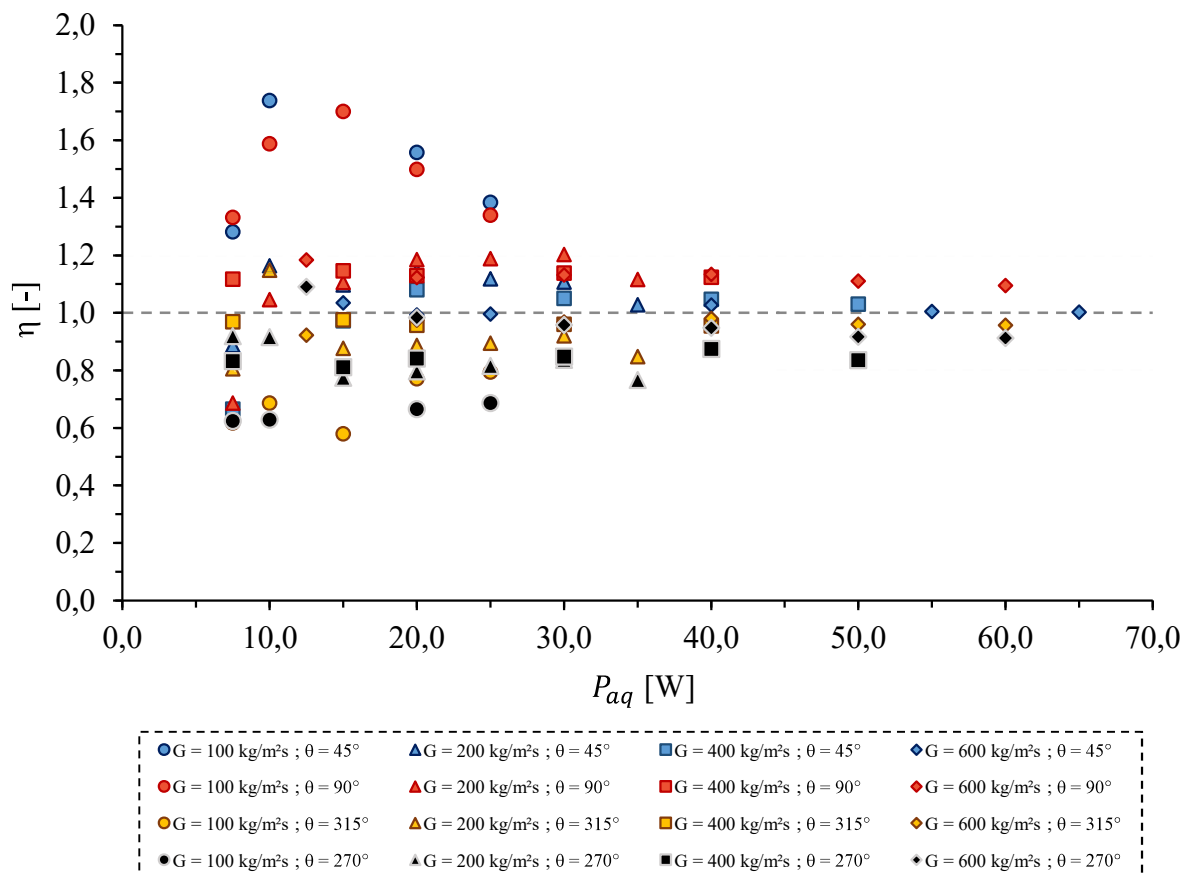
Por fim, é feita uma análise para avaliar se há alguma orientação com desempenho termohidráulico superior, o que foi conduzido ao se quantificar como as alterações observadas na transferência de calor estão acompanhadas por variações de potência de bombeamento. Assim, para realizar tal análise utiliza-se o fator de aprimoramento de Webb (1981), baseado no coeficiente de transferência de calor e perda de pressão para as orientações não horizontais e horizontal. Tal fator é definido por:

$$\eta_{\theta} = \frac{(CTC_{\theta}/CTC_{\theta=0^{\circ}})}{(\Delta p_{\theta}/\Delta p_{\theta=0^{\circ}})^{1/3}} \quad (23)$$

na qual  $\theta$  indica ângulos diferentes da orientação horizontal, tomada como referência. O expoente da razão entre as perdas de pressão deriva-se a partir da razão de potência de bombeamento da superfície original e modificada, no caso do presente estudo, do canal posicionado horizontalmente e inclinado. Tal valor ocorre quando se considera as potências de bombeamento e áreas de troca de calor iguais para ambos os casos.

Isto posto, calculou-se este fator para os dados do presente trabalho variando-se a potência aplicada. A relação entre o fator definido por Webb (1981) e a potência aplicada é ilustrada na Fig. 4.25, a qual inclui o fator calculado para cada orientação e velocidade mássica, variando-se a potência aplicada, esta figura também inclui uma linha correspondente a  $\eta = 1$ .

Figura 4.25 – Relação entre  $\eta$  e  $P_{aq}$  para variadas velocidades mássicas e orientações.



Fonte: Próprio autor.

Foram observados três comportamentos a partir da Fig. 4.25: i) Os escoamentos ascendentes ( $\theta = 45^\circ$  e  $90^\circ$ ) apresentaram majoritariamente valores de  $\eta$  superiores a 1, enquanto os escoamentos descendentes estão associados a valores inferiores a 1; ii) Com incremento da potência de aquecimento, independentemente da orientação, os valores de  $\eta$  tendem ao valor 1 e iii) Os dados com velocidade mássica de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  apresentam maiores desvios em relação ao valor unitário quando comparados aos demais.

De acordo com os resultados para o fator de Webb (1981), há influência clara da orientação no desempenho termohidráulico do dissipador, notadamente para valores reduzidos do fluxo de calor e da velocidade mássica, o que é majoritariamente governado pelas alterações significativas de perda de pressão relatadas na seção 4.2. Esta análise obtida com o emprego do fator definido por Webb (1981) está de acordo com as conclusões obtidas a partir da revisão da literatura tal como com os resultados obtidos experimentalmente. Nas quais notou-se que, ao comparar as razões entre coeficientes de transferência de calor e perda de pressão de escoamentos horizontais por não horizontais, os valores destas razões tendem a se distanciar do valor unitário para valores reduzidos de  $G$  e  $\dot{q}''$ .



## 5 Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros

O presente estudo consistiu em uma análise experimental do efeito da orientação do escoamento no desempenho de um dissipador baseado em multimicrocanais com seção transversal divergente durante a ebulição convectiva do fluido refrigerante HFO-1336mzz(Z). Realizou-se ampla revisão da literatura sobre o tema, a fim de identificar as principais tendências relatadas na literatura e compará-las com os comportamentos observados para os dados levantados neste estudo. A partir da análise da literatura foram identificados critérios de caracterização dos efeitos predominantes durante a ebulição convectiva em microcanais, os quais foram aplicados ao presente estudo. Ensaios experimentais foram realizados em bancada existente no laboratório, variando-se a orientação do escoamento, velocidade mássica e fluxo de calor. Levantou-se resultados para o coeficiente de transferência de calor, perda de pressão, fluxo crítico de calor e imagens do escoamento a partir de uma câmera de alta velocidade. Estes dados foram criteriosamente analisados e discutidos permitindo conclusões e sugestões para trabalhos futuros apresentadas neste capítulo.

### 5.1 Conclusões

As principais conclusões extraídas deste estudo são:

- A análise dos dados experimentais provenientes dos estudos levantadas na literatura indicaram que na maior parte dos casos os escoamentos ascendentes ( $\theta = 45^\circ$  e  $90^\circ$ ) apresentam desempenho térmico superior às demais orientações. De maneira geral o escoamento vertical ascendente apresenta perdas de pressão inferiores em relação às demais orientações, o que de maneira geral é atribuído à ação das forças de empuxo no mesmo sentido que o escoamento, favorecendo o desprendimento das bolhas e implicando que estas apresentem dimensões inferiores.
- A partir da comparação de razões do CTC entre escoamentos não horizontais e horizontais envolvendo dados experimentais levantados na literatura, notou-se que efeitos gravitacionais significativos, associados ao ângulo de inclinação do escoamento, são observados em condições de velocidade mássica e fluxo de calor reduzidos.

- A partir dos dados levantados neste estudo, verificou-se que o fluxo crítico de calor se eleva com aumento da velocidade mássica para a configuração de dissipador avaliada. Também se verificou influência da orientação, na qual escoamento ascendentes apresentam valores superiores de FCC. Tal comportamento é similar ao verificado para a ebulição convectiva em canais de reduzido diâmetro.
- Independentemente da orientação do escoamento verificou-se os seguintes comportamentos: i) Independentemente da velocidade mássica o CTC aumenta com o incremento do fluxo de calor; e ii) Os efeitos da velocidade mássica no CTC não são significativos nas condições experimentais avaliadas durante este estudo.
- De maneira geral, a alteração da orientação do escoamento não implicou em efeitos significativos no desempenho térmico, com escoamentos descendentes apresentando desempenhos ligeiramente inferior aos escoamentos horizontal e ascendentes. Tais diferenças quando observadas estão predominantemente associadas a valores reduzidos de velocidade mássica e fluxo de calor, de maneira análoga aos comportamentos verificados na literatura.
- A partir da análise das imagens do escoamento constatou-se que a redução do CTC para escoamentos descendentes ( $\theta = 270^\circ$  e  $315^\circ$ ) em relação ao horizontal, encontra-se relacionada com a estagnação de bolsões de vapor sobre os canais, promovida pela atuação das forças de empuxo em sentido contrário ao do escoamento. Já para os escoamentos ascendentes ( $\theta = 45^\circ$  e  $90^\circ$ ) foi observado o escoamento de bolhas de com diâmetro inferior comparada aos do escoamento horizontal, ao longo dos canais, o que foi associado à atuação das forças de empuxo neste mesmo sentido, auxiliando o escoamento a deslocar as bolhas. Contudo, essa redução no tamanho e do tempo de permanência das bolhas no dissipador de calor pode estar associada à redução do efeito de evaporação da camada de líquida delgada formada com a passagem de uma grande bolha de vapor sobre os canais.
- Conforme esperado, incrementos da velocidade mássica e do fluxo de calor resultaram em perdas de pressão superiores. Tal comportamento está associado à velocidades do escoamento bifásico superiores.
- Os efeitos da orientação na perda de pressão foram mais evidentes do que na transferência de calor. Para  $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$  a perda de pressão para escoamento horizontal foi superior às demais. No entanto, com o decréscimo da velocidade mássica, se observou valores superiores de perda de pressão para os escoamentos descendentes,

com o escoamento horizontal apresentando valores intermediários e os escoamentos ascendentes com valores inferiores.

- A partir das imagens obtidas constatou-se que para os escoamentos ascendentes há uma maior organização das fases, caracterizada pela separação das fases em caminhos bem definidos, enquanto para escoamentos descendentes verifica-se estagnação de bolsões de vapor, que parece estar associado ao incremento da perda de pressão.
- Assim como observado para o CTC, efeitos gravitacionais significativos na perda de pressão estão associados a valores reduzidos de fluxo de calor e se intensificam para escoamentos com velocidades mássicas reduzidas.
- O maior valor de fluxo de calor dissipado foi de 601,9 kW/m<sup>2</sup> para o escoamento vertical ascendente e  $G = 600$  kg/m<sup>2</sup>s, correspondendo a uma temperatura da parede de 60,3 °C e perda de pressão de aproximadamente 3,8 kPa.
- Os dados experimentais de CTC e  $\Delta p$  do presente estudo estão coerentes com aqueles apresentado em Moreira *et al.* (2023), para um dissipador de calor com geometria próxima a deste trabalho, diferenciando-se pelo ângulo interno dos canais em duplo-“V” de 45° em relação a 30° do estudo anterior. Ressalta-se que o CTC do presente estudo foi ligeiramente superior ao do estudo anterior e a perda de pressão inferior para uma condição experimental similar.
- Uma análise dos dados levantados neste estudo empregando o fator de intensificação proposto por Webb (1981) demonstrou que há um desempenho geral superior para o dissipador operando segundo escoamentos ascendentes em relação ao horizontal, especialmente para valores reduzidos de fluxo de calor, comportamento que se intensifica com a redução da velocidade mássica. Já para escoamentos descendentes, o desempenho avaliado segundo este fator de intensificação é inferior ao do escoamento posicionado horizontalmente.
- Com base nos dados obtidos e analisados, avalia-se que o dissipador ensaiado no presente estudo apresenta condições de ser empregado em aplicações em que haja variações da orientação durante operação. Tal constatação baseia-se no fato de que, apesar de observadas variações do CTC e  $\Delta p$  com a orientação, estas não foram significativas.

## 5.2 Recomendações para trabalhos futuros

Com base na análise dos resultados da literatura e nos resultados do presente estudo, são feitas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Ampliar o banco de dados para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão em variadas orientações, isto pode ser feito utilizando valores intermediários de velocidade mássica e outros fluidos. Esta ampliação pode fornecer bases para a criação de critérios que caracterizem a relevância de efeitos gravitacionais a partir das condições experimentais.
- Realizar experimentos com aquecimento na face superior para os ângulos  $\theta = 135^\circ$ ,  $180^\circ$  e  $225^\circ$ . Isto deve ser feito para verificar a influência da orientação do escoamento com a superfície aquecida na região superior, uma vez que tal posicionamento ocorre em aplicações com células solares.
- Realização de experimentos com uma superfície plana, utilizando a mesma variação da altura entre o topo dos canais e a região divergente, a fim de verificar se os efeitos observados nesse trabalho são relacionados de maneira mais relevante à geometria divergente ou aos canais em duplo-“V”.
- Avaliar o impacto de diferentes geometrias no efeito da orientação. Tais variações na geometria podem ser feitas alterando-se o diâmetro hidráulico, ângulo de inclinação da região divergente sobre os canais, formato e comprimento dos canais. Esta análise pode mostrar geometrias que favorecem/reduzem os efeitos gravitacionais, isto pode auxiliar na seleção de geometria adequada de acordo com a necessidade da aplicação.
- Avaliar o efeito do subresfriamento do fluido na entrada da seção de testes a fim de compreender como estas variações podem impactar na transferência de calor e na perda de pressão.
- Com base nos dados disponíveis na literatura e do presente trabalho, tentar identificar regiões nas quais os efeitos gravitacionais são significativos e buscar delimitar tais regiões com parâmetros que levem em conta tanto o fluxo de calor com a velocidade mássica. A criação de critérios que delimitem a relevância de efeitos gravitacionais pode reduzir custos de projetos, mitigar falhas durante aplicações e aumentar a eficiência de um processo de troca de calor.

## 6 Referências Bibliográficas

- ABO-ZAHHAD, E. M. et al. Thermal and structure analyses of high concentrator solar cell under confined jet impingement cooling. **Energy Conversion and Management**, v. 176, p. 39–54, nov. 2018.
- AGOSTINI, B.; BONTEMPS, A. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 26, n. 2, p. 296–306, abr. 2005.
- AL TARABSHEH, A. et al. Performance of photovoltaic cells in photovoltaic thermal (PVT) modules. **IET Renewable Power Generation**, v. 10, n. 7, p. 1017–1023, ago. 2016.
- AL-ROUSAN, N.; ISA, N. A. M.; DESA, M. K. M. Advances in solar photovoltaic tracking systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 2548–2569, fev. 2018.
- ALDOSSARY, A.; MAHMOUD, S.; AL-DADAH, R. Technical feasibility study of passive and active cooling for concentrator PV in harsh environment. **Applied Thermal Engineering**, v. 100, p. 490–500, maio 2016.
- BABA, S. et al. Proposal of experimental setup on boiling two-phase flow on-orbit experiments onboard Japanese experiment module “KIBO”. **Journal of physics**, v. 327, p. 012055–012055, 6 dez. 2011.
- BALASUBRAMANIAN, K. R.; PETER, R. J.; KRISHNAN, R. A. Recent hypotheses on the parameters of microchannel flow boiling: a comprehensive overview. **Microfluidics and Nanofluidics**, v. 26, n. 10, 19 set. 2022.
- BALASUBRAMANIAN, K.; R. AJITH KRISHNAN; SURESH, S. Spatial orientation effects on flow boiling performances in open microchannels heat sink configuration under a wide range of mass fluxes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 99, n. 99, p. 392–406, 1 dez. 2018.
- BAO, Z. Y.; FLETCHER, D. F.; HAYNES, B. S. Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, n. 18, p. 3347–3358, set. 2000.
- BERGLES, A. E. et al. **Bibliography on augmentation of convective heat and mass transfer-II**. Disponível em: <<https://www.osti.gov/biblio/5028987>>. Acesso em: 17 jun. 2024.
- BILEN, K.; ERDOĞAN, İ. Effects of cooling on performance of photovoltaic/thermal (PV/T) solar panels: A comprehensive review. **Solar Energy**, v. 262, p. 111829, 15 set. 2023.

- BP, British Petroleum. Statistical review of world energy 2022. **London: BP**, 2021.
- CAMERON, W. J.; REDDY, K. S.; MALLICK, T. K. Review of high concentration photovoltaic thermal hybrid systems for highly efficient energy cogeneration. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 163, p. 112512, jul. 2022.
- CHÁVEZ TORO, Cristian Alfredo. **Transferência de calor e perda de pressão durante a ebulição convectiva de hidrocarbonetos em um dissipador de calor baseado em multi-microcanais**. 2016. Tese (Doutorado em Térmica e Fluidos) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016. doi:10.11606/T.18.2017.tde-03052017-160433. Acesso em: 2024-05-03.
- CHEN, L. et al. Performance evaluation of high concentration photovoltaic cells cooled by microchannels heat sink with serpentine reentrant microchannels. **Applied Energy**, v. 309, p. 118478, mar. 2022.
- CHENG, P.; WU, H. Y. Mesoscale and Microscale Phase-Change Heat Transfer. **Advances in Heat Transfer**, p. 461–563, 2006.
- CHENG, X.; WU, H. Improved flow boiling performance in high-aspect-ratio interconnected microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 165, p. 120627, fev. 2021.
- CICCHITTI, A. et al. **TWO-PHASE COOLING EXPERIMENTS: PRESSURE DROP, HEAT TRANSFER AND BURNOUT MEASUREMENTS**. Disponível em: <<https://www.osti.gov/biblio/4181977>>. Acesso em: 11 ago. 2023.
- DWIVEDI, P. et al. Advanced cooling techniques of P.V. modules: A state of art. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 21, n. 21, p. 100674, out. 2020.
- COOPER, M. G. **ADVANCES IN HEAT TRANSFER. VOLUME 16 Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A Wide-Ranging Examination Using Reduced Properties**. [s.l: s.n.].
- CRISCUOLO, G. et al. High heat flux flow boiling of R1234yf, R1234ze(E) and R134a in high aspect ratio microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 186, p. 122215, maio 2022.
- CRISCUOLO, G. et al. Heat transfer and pressure drops during high heat flux flow boiling of low-GWP refrigerants in 200 µm-wide multi-microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 220, p. 124882, mar. 2024.
- CUI, P.; LIU, Z. Experimental study on flow boiling in ultrahigh-aspect-ratio copper

microchannel heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v. 223, p. 119975, mar. 2023.

GAO, W.; XU, X.; LIANG, X. Experimental study on the effect of orientation on flow boiling using R134a in a mini-channel evaporator. **Applied Thermal Engineering**, v. 121, p. 963–973, jul. 2017.

HONG, S. et al. Development of two-phase flow microchannel heat sink applied to solar-tracking high-concentration photovoltaic thermal hybrid system. **Energy**, v. 212, p. 118739, dez. 2020.

HSU, L.-C. et al. An experimental study of inclination on the boiling heat transfer characteristics of a micro-channel heat sink using HFE-7100. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 62, p. 13–17, mar. 2015.

HUANG, H.; THOME, J. R. An experimental study on flow boiling pressure drop in multi-microchannel evaporators with different refrigerants. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 80, p. 391–407, jan. 2017.

JAVIDAN, M.; MOGHADAM, A. J. Experimental investigation on thermal management of a photovoltaic module using water-jet impingement cooling. **Energy Conversion and Management**, v. 228, p. 113686, jan. 2021.

JU, X. et al. A review of the concentrated photovoltaic/thermal (CPVT) hybrid solar systems based on the spectral beam splitting technology. **Applied Energy**, v. 187, p. 534–563, fev. 2017a.

JU, X. et al. A review on the development of photovoltaic/concentrated solar power (PV-CSP) hybrid systems. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 161, p. 305–327, mar. 2017b.

JU, X. et al. A review of concentrated photovoltaic-thermal (CPVT) hybrid solar systems with waste heat recovery (WHR). **Science Bulletin**, v. 62, n. 20, p. 1388–1426, out. 2017c.

KABIR, E. et al. Solar energy: Potential and future prospects. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 894–900, fev. 2018.

KALDELLIS, J. K.; KAPSALI, M.; KAVADIAS, K. A. Temperature and wind speed impact on the efficiency of PV installations. Experience obtained from outdoor measurements in Greece. **Renewable Energy**, v. 66, p. 612–624, jun. 2014.

KANNAN, N.; VAKEESAN, D. Solar energy for future world: - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 62, p. 1092–1105, set. 2016.

KANDLIKAR, S. G. A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 112, n. 1, p. 219–

228, 1 fev. 1990.

KANDLIKAR, S. G. Controlling bubble motion over heated surface through evaporation momentum force to enhance pool boiling heat transfer. **Applied Physics Letters**, v. 102, n. 5, 4 fev. 2013.

KANDLIKAR, S. G. et al. Enhanced Flow Boiling Over Open Microchannels With Uniform and Tapered Gap Manifolds. **Journal of Heat Transfer**, v. 135, jun. 2013.

KANDLIKAR, S. G.; BALASUBRAMANIAN, P. An Experimental Study on the Effect of Gravitational Orientation on Flow Boiling of Water in 1054 Å 197 µm Parallel Minichannels. **Journal of Heat Transfer**, v. 127, ago. 2005.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of Microchannel Flow Passages-- Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology. **Heat Transfer Engineering**, v. 24, n. 1, p. 3–17, jan. 2003.

KIM, S.-M.; MUDAWAR, I. Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for mini/micro-channel saturated flow boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 58, n. 1-2, p. 718–734, mar. 2013a.

KIM, S.-M.; MUDAWAR, I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 64, p. 1239–1256, set. 2013.

KURTZ, S. et al. Historical Analysis of Champion Photovoltaic Module Efficiencies. **IEEE Journal of Photovoltaics**, v. 8, n. 2, p. 363–372, mar. 2018.

KRISHNAN, R. A.; BALASUBRAMANIAN, K. R.; SURESH, S. The effect of heating area orientation on flow boiling performance in microchannels heat sink under subcooled condition. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 110, p. 276–293, jul. 2017.

KRISHNAN, R. A.; BALASUBRAMANIAN, K. R.; SURESH, S. An experimental investigation on the effect of gravitational orientation on flow boiling performance in different channel sizes ranges from minichannels to microchannels. **Heat and Mass Transfer**, v. 56, n. 5, p. 1391–1420, 11 dez. 2020.

LEÃO, H. L. S. L. et al. An analysis of the effect of the footprint orientation on the thermal-hydraulic performance of a microchannels heat sink during flow boiling of R245fa. **Applied Thermal Engineering**, v. 90, p. 907–926, nov. 2015.

LEÃO, Hugo Leonardo Souza Lara. **Análise experimental dos efeitos do fluido e da orientação do escoamento no desempenho de dissipadores de calor baseados na ebulição**



- convectiva em microcanais**. 2014. Dissertação (Mestrado em Térmica e Fluidos) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014. doi:10.11606/D.18.2014.tde-19082014-102054. Acesso em: 2024-05-03.
- LEE, H. et al. Micro-channel evaporator for space applications – 1. Experimental pressure drop and heat transfer results for different orientations in earth gravity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 77, p. 1213–1230, out. 2014a.
- LEE, H. et al. Micro-channel evaporator for space applications – 2. Assessment of predictive tools. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 77, p. 1231–1249, out. 2014b.
- LEE, V. Y. S.; KARAYIANNIS, T. G. Influence of system pressure on flow boiling in microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 215, p. 124470, nov. 2023.
- LEE, S. et al. Experimental investigation on boiling heat transfer performance of fractal microchannels for high heat dissipation applications. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 52, p. 103754–103754, 1 dez. 2023.
- LI, W. et al. Flow boiling of HFE-7100 in silicon microchannels integrated with multiple micro-nozzles and reentry micro-cavities. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 123, p. 354–366, ago. 2018.
- LI, W.; WU, Z. A general correlation for adiabatic two-phase pressure drop in micro/mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 13-14, p. 2732–2739, jun. 2010.
- LI, Y.; WU, H. Experiment investigation on flow boiling heat transfer in a bidirectional counter-flow microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 187, p. 122500, maio 2022.
- LI, W. et al. Subcooled flow boiling on hydrophilic and super-hydrophilic surfaces in microchannel under different orientations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 129, p. 635–649, fev. 2019.
- LIANG, R. et al. Experiment research of solar PV/T cogeneration system on the building façade driven by a refrigerant pump. **Energy**, v. 161, p. 744–752, out. 2018.
- LIN, S. et al. LOCAL FRICTIONAL PRESSURE DROP DURING VAPORIZATION OF R-12 THROUGH CAPILLARY TUBES. **Int. J. Multiphase Flow**, v. 17, n. 1, p. 95–102, 1991.
- LIUT, Z.; WINTERTON, R. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. **ht. J. Heal Mass Trun&**, v. 34, n.

11, p. 2759–2766, 1991.

MALVIKA, A.; ARUNACHALA, U. C.; VARUN, K. Sustainable passive cooling strategy for photovoltaic module using burlap fabric-gravity assisted flow: A comparative Energy, exergy, economic, and enviroeconomic analysis. **Applied Energy**, v. 326, p. 120036, nov. 2022.

MARINHEIRO, M. M. et al. **Detailed transient assessment of a small-scale concentrated solar power plant based on the organic Rankine cycle.**

MICHELI, L. et al. Performance, limits and economic perspectives for passive cooling of High Concentrator Photovoltaics. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 153, p. 164–178, ago. 2016.

MIKIELEWICZ, D.; MIKIELEWICZ, J.; TESMAR, J. Improved semi-empirical method for determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 19-20, p. 3949–3956, set. 2007.

MOREIRA, D. C. et al. Combining liquid inertia and evaporation momentum forces to achieve flow boiling inversion and performance enhancement in asymmetric Dual V-groove microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 194, p. 123009, set. 2022.

MOREIRA, D. C. et al. Flow boiling of R1336mzz(Z) in tapered microgaps with asymmetric dual-V microchannels. **Applied Thermal Engineering**, v. 228, p. 120440–120440, 1 jun. 2023.

MOREIRA, D. C.; RIBATSKI, G.; KANDLIKAR, S. G. **Review of Enhancement Techniques with Vapor Extraction during Flow Boiling in Microchannels.** Proceedings of ASME. **Anais...** In: 18 INTERNATIONAL CONFERENCE ON NANOCHANNELS, MICROCHANNELS AND MINICHANNELS. ASME, 2020. Acesso em: 11 ago. 2023

MODI, A. et al. A review of solar energy based heat and power generation systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 67, p. 1047–1064, jan. 2017.

MURPHY, W.; BLACK, J.; HASTINGS, G. **Handbook of Biomaterial Properties.** 2. ed. [s.l.] Springer New York, NY, 2016. p. 676

NASCIMENTO, Francisco Júlio do. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e da perda de pressão em um dissipador de calor baseado em microcanais.** 2012. Dissertação (Mestrado em Térmica e Fluidos) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012. doi:10.11606/D.18.2012.tde-14082012-113947. Acesso em: 2024-05-03.

NAYAK, P. K. et al. Photovoltaic solar cell technologies: analysing the state of the art. **Nature Reviews Materials**, v. 4, n. 4, p. 269–285, 28 mar. 2019.

NIJSSE, F. J. M. M. et al. The momentum of the solar energy transition. **Nature Communications**, v. 14, n. 1, 17 out. 2023.

PIASECKA, M. Correlations for flow boiling heat transfer in minichannels with various orientations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 81, p. 114–121, fev. 2015.

RAMESH, K. N.; SHARMA, T. K.; RAO, G. A. P. Latest Advancements in Heat Transfer Enhancement in the Micro-channel Heat Sinks: A Review. **Archives of Computational Methods in Engineering**, v. 28, n. 4, p. 3135–3165, 16 set. 2020.

RIBATSKI, G. A Critical Overview on the Recent Literature Concerning Flow Boiling and Two-Phase Flows Inside Micro-Scale Channels. **Experimental Heat Transfer**, v. 26, n. 2-3, p. 198–246, mar. 2013.

SAISORN, S.; WONGPROMMA, P.; WONGWISES, S. The difference in flow pattern, heat transfer and pressure drop characteristics of mini-channel flow boiling in horizontal and vertical orientations. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 101, p. 97–112, abr. 2018.

SHARAF, O. Z.; ORHAN, M. F. Concentrated photovoltaic thermal (CPVT) solar collector systems: Part II – Implemented systems, performance assessment, and future directions. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 50, p. 1566–1633, out. 2015a.

SHARAF, O. Z.; ORHAN, M. F. Concentrated photovoltaic thermal (CPVT) solar collector systems: Part I – Fundamentals, design considerations and current technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 50, p. 1500–1565, out. 2015b.

SKOPLAKI, E.; PALYVOS, J. A. On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations. **Solar Energy**, v. 83, n. 5, p. 614–624, maio 2009.

TAMVADA, S. R.; ALIPANAH, M.; MOGHADDAM, S. Membrane-Based Two Phase Heat Sinks for High Heat Flux Electronics and Lasers. **IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology**, v. 11, n. 10, p. 1734–1741, out. 2021.

TRAN, T. N.; WAMBSGANSS, M. W.; FRANCE, D. M. Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 22, n. 3, p. 485–498, jun. 1996.

TUCKERMAN, D. B.; PEASE, R. F. W. High-performance heat sinking for VLSI. **IEEE Electron Device Letters**, v. 2, n. 5, p. 126–129, maio 1981.

- WANG, B. et al. Dynamic instabilities of flow boiling in micro-channels: A review. **Applied Thermal Engineering**, v. 214, p. 118773–118773, 1 set. 2022.
- WANG, C.-C. et al. Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 36, p. 143–148, jan. 2012.
- WANG, D. et al. Improved flow boiling performance and temperature uniformity in counter-flow interconnected microchannel heat sink. **Applied thermal engineering**, v. 241, p. 122370–122370, 1 mar. 2024.
- WEBB, R. L. Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces In Heat Exchanger Design. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 24, n. 4, p. 715–726, 1981.
- WOODCOCK, C. et al. Piranha Pin Fin (PPF) — Advanced flow boiling microstructures with low surface tension dielectric fluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 90, p. 591–604, nov. 2015.
- WOODCOCK, C. et al. Ultra-high heat flux dissipation with Piranha Pin Fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 128, p. 504–515, jan. 2019.
- ZHANG, H. Y.; PINJALA, D. **Flow Boiling Heat Transfer in Microchannel Heat Sinks of Different Flow Orientations**. Proceedings of IPACK. **Anais...** In: INTERPACK. ASME, 2005. Acesso em: 11 ago. 2023
- ZHOU, J. et al. Micro-Channel Heat Sink: A Review. **Journal of Thermal Science**, v. 29, n. 6, p. 1431–1462, nov. 2020a.
- ZHOU, P. et al. Experimental investigation on bubble contact diameter and bubble departure diameter in horizontal subcooled flow boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 149, p. 119105, mar. 2020b.
- ZHU, Y.; WU, X.; ZHAO, R. R32 flow boiling in horizontal mini channels: Part II Flow-pattern based prediction methods for heat transfer and pressure drop. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 115, p. 1233–1244, dez. 2017.
- ZIMMERMANN, S. et al. A high-efficiency hybrid high-concentration photovoltaic system. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 89, p. 514–521, out. 2015.



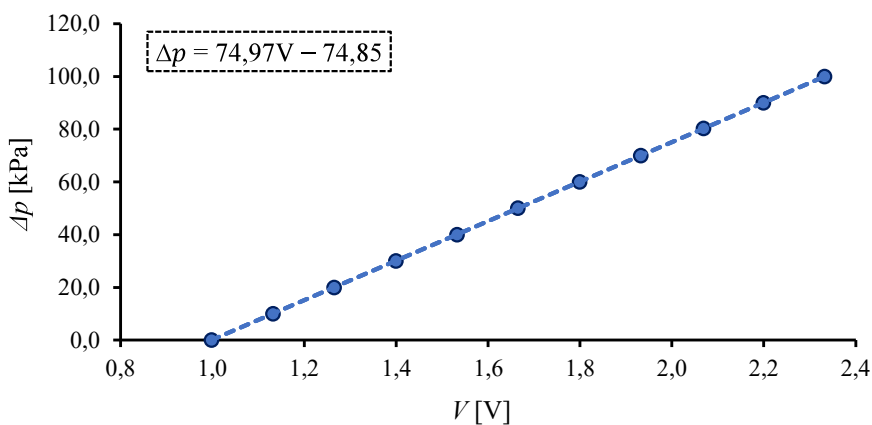
## APÊNDICE A - Calibrações

Este apêndice trata dos processos de calibração dos transdutores de pressão e termopares utilizados durante os ensaios experimentais. São descritos os procedimentos e equipamentos utilizados.

Os transdutores de pressão diferencial foram calibrados utilizando o instrumento de calibração da fabricante *Fluke* (modelo: 721-3603) com precisão de 0,025% do fundo de escala. Este calibrador possui um sensor de baixa de pressão de até 2,5 bar e um sensor de alta pressão de até 20 bar. Assim, a calibração é feita conectando-se uma linha de pressão a bomba de teste pneumático (*Fluke* 700PTP-1) diretamente na entrada do transdutor e outra linha no sensor, enquanto a saída do transdutor foi mantida aberta para atmosfera. O sinal emitido pelo transdutor foi adquirido pelo sistema de aquisição, que indica o valor da diferença de potencial para cada pressão imposta. Assim foram levantadas curvas de calibração entre a pressão registrada no sensor e a diferença de potencial indicada no *LabView* e fornecida pelos transdutores. As Figuras A.1 e A.2 ilustram as curvas de calibração obtidas para os transdutores de pressão diferencial da seção de testes e válvula agulha, respectivamente.

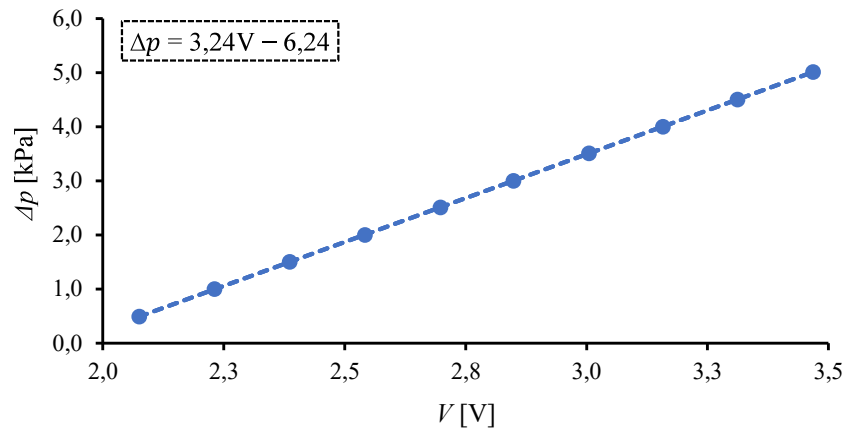
Ressalta-se que foi tomada a precaução de calibrar ambos os transdutores apenas para a faixa em que atuam, baseado em experimentos prévios, visando atingir uma maior precisão. A incerteza foi avaliada com intervalo de confiança de 95%, associada com as medidas de cada transdutor. Também foi contabilizada a incerteza do calibrador. A Tabela A.1 apresenta os coeficientes de calibração e as respectivas incertezas.

Figura A.1 – Curva de calibração do transdutor de pressão diferencial da seção de testes.



Fonte: Próprio autor.

Figura A.2 – Curva de calibração do transdutor de pressão diferencial da válvula agulha.



Fonte: Próprio autor.

Tabela A.1 – Coeficientes de calibração e incertezas dos transdutores de pressão diferenciais.

Tipo	Local	Coeficiente linear (kPa/V)	Coeficiente angular (kPa)	Incerteza (kPa)
Diferencial 10 kPa	Válvula agulha	-6,24	3,24	0,063
Diferencial 300 kPa	Seção de testes	-74,85	74,97	0,075

Fonte: Próprio autor.

O circuito de testes principal inclui 9 termopares do tipo K com diâmetro de junta quente de 0,5 mm, onde a localização de cada um pode ser vista na Fig. 3.4. Os termopares foram fabricados no próprio laboratório e foram calibrados utilizando um calibrador de temperatura da fabricante *Fluke* (modelo: 1523) que possui precisão de leitura de  $\pm 0,021$  °C em uma temperatura de trabalho de 0 °C e precisão de  $\pm 0,027$  °C com temperatura de trabalho a 100 °C. O processo de calibração consiste nas seguintes etapas. É conectado uma sonda de temperatura, fabricado pela *Fluke* (modelo: 5616-12), no calibrador e este é conectado ao computador através de uma porta serial RS 232.

A sonda e os termopares são colocados no banho termostático e este é conectado ao computador pessoal, no qual foi desenvolvido um algoritmo de automação de tarefa que determina a temperatura do banho e registra os valores de temperatura medidos pela sonda, através do calibrador, e dos termopares. Nesse algoritmo determinou-se a calibração em uma

faixa de 30 a 90 °C com passo de 10 °C, realizando um total de 5 rampas ascendentes e 5 rampas descendentes, sendo cada rampa ascendente a variação crescente de 30 a 90 °C e cada rampa descendente a variação decrescente de 30 a 90 °C. O algoritmo tem como critério de estabilização da temperatura do banho a variação máxima de 0,05 °C em um intervalo de 2 minutos.

Utilizando os dados levantados, foi realizada uma regressão linear da curva que relaciona a temperatura medida pelo termopar em relação à temperatura medida pela sonda, tal curva é expressa por

$$T_{p,i} = a_i + b_i T_{sonda} \quad (A.1)$$

na qual  $a$  e  $b$  são os coeficientes lineares e angulares da reta e são determinados para cada termopar  $i$ .

O cálculo das incertezas relativas às medidas dos termopares foi realizado por meio do procedimento proposto por Abernethy e Thompson (1973). Assim, a incerteza da medição é dada por

$$u(\text{Termopar}) = [u(\text{sonda}) + t_{95}S] \quad (A.1)$$

onde  $u(\text{sonda})$  é a incerteza da sonda utilizada como referência e  $t_{95}$  indica o valor da distribuição  $t$  de Student com intervalo de confiança de 95%, dado o número de graus de liberdade,  $S$  é o desvio padrão total, dado por

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^k S_i^2}{k}} \quad (A.2)$$

na qual  $k$  é o número de níveis de temperatura para quais as medições foram feitas,  $S_i$  é o desvio padrão de cada termopar, expresso por

$$S_i = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (T_{i,j} - \bar{T}_{i,j})^2}{n - 2}} \quad (A.3)$$



onde  $T_{i,j}$  é a temperatura medida pela sonda no nível de temperatura  $i$  para a curva de calibração  $j$ ,  $\bar{T}_{i,j}$  é a média dos  $T_{i,j}$  e  $n$  é o número de curvas de calibração. Foram calibrados 5 termopares para serem utilizados na seção de testes. Os coeficientes das retas e as incertezas associadas de cada um estão apresentados na Tab. A.2.

Tabela A.2 – Coeficientes das retas de calibração e incertezas dos termopares.

	$Tp_5$	$Tp_3$	$Tp_6$	$Tp_7$	$Tp_8$
Coeficiente linear	-1,347	-1,01	-0,903	-1,628	-1,326
Coeficiente angular	1,002	1,002	1,002	1,002	1,002
Incerteza (°C)	0,12	0,16	0,19	0,16	0,19

Fonte: Próprio autor.



## APÊNDICE B – Avaliação das Incertezas

Esta seção apresenta o roteiro de cálculo das incertezas dos dados obtidos para escoamento monofásico e escoamento bifásico. As incertezas calculadas a partir de outros parâmetros foram avaliadas a partir do método de propagação de incertezas apresentado pelo guia para a expressão da incerteza de medição (ABNT e INMETRO, 2003). A incerteza de uma variável  $X$  que é função de outras variáveis  $X = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n)$  é dada por

$$u(X) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial X}{\partial X_i} u(X_i) \right)^2} \quad (B.1)$$

As incertezas de equipamentos utilizados na bancada para aquisição de dados foram obtidas a partir de dados dos respectivos fabricantes. A incerteza da vazão mássica, diferença de potencial e corrente lidas pela fonte *TDK-Lambda GEN 20-38* e condutividade térmica do cobre são dadas respectivamente por

$$u(\dot{m}) = 0,001 \times \dot{m} \quad (B.2)$$

$$u(V) = 0,0005 \times V \quad (B.3)$$

$$u(I) = 0,0001 \times I + 3,8 \times 10^{-3} \quad (B.4)$$

$$u(k_{Cu}) = 9 \quad (B.5)$$

A incerteza da pressão na saída da seção de testes é dada por

$$u(p_{s,st}) = \sqrt{\left( \frac{\partial p_{s,st}}{\partial p_{e,st}} u(p_{e,st}) \right)^2 + \left( \frac{\partial p_{s,st}}{\partial \Delta p_{st}} u(\Delta p_{st}) \right)^2} = \sqrt{(u(p_{e,st}))^2 + (-u(\Delta p_{st}))^2} \quad (B.6)$$

onde o valor de  $u(\Delta p_{st})$  encontra-se na Tab. A.1. Ressalta-se que o valor de  $u(p_{e,st})$  é de 0,12 kPa e foi definido por Moreira *et al.* (2023) que realizou a calibração do transdutor de pressão

absoluto posicionado na entrada da seção de testes.

A incerteza da distância dos termopares instalado abaixo dos canais até a parede dos canais, assim como a distância entre os termopares foi considerada igual a incerteza do paquímetro modelo Digital ABSOLUTE AOS 150 mm da fabricante *Mitutoyo* utilizado para realizar a medição, dada por

$$u(L) = u(\Delta L) = u(\text{Paquímetro}) = 0,00002 \quad (B.7)$$

A área da superfície dos canais aquecida foi calculada a partir de medidas das suas dimensões, utilizando o mesmo paquímetro, assim a incerteza da área é expressa por

$$u(A_{sa}) = u(\text{Paquímetro}) \sqrt{L_1^2 + L_2^2} \quad (B.8)$$

A incerteza da temperatura média do fluido refrigerante que escoo pelos canais é dada por

$$u(T_f) = \sqrt{\left(\frac{\partial T_f}{\partial T_{p_5}} u(T_{p_5})\right)^2 + \left(\frac{\partial T_f}{\partial T_{p_8}} u(T_{p_8})\right)^2} = 0,5 \sqrt{(u(T_{p_5}))^2 + (u(T_{p_8}))^2} \quad (B.9)$$

O resumo das incertezas que são fixas, portanto, não dependem do valor lido por instrumento estão compilados na Tab. B.1 e serão utilizadas para o cálculo de parâmetros do escoamento monofásico e bifásico.

Tabela B.1 – Incertezas fixas.

Variável	Incerteza
$k_{cu}$ [W/mK]	9
$p_{s,st}$ [kPa]	0,14
$\Delta L, L$ [m]	0,00002
$A_{st}$ [m <sup>2</sup> ]	$2,8 \times 10^{-7}$
$T_f$ [°C]	0,12

Fonte: Próprio autor.

## . Escoamento monofásico

As variáveis calculadas para o escoamento monofásico são: Calor absorvido experimental, potência do aquecedor, calor perdido relativo experimental, temperatura da parede, coeficiente de transferência de calor e calor perdido relativo calculado. As incertezas de cada variável são dadas por

$$u(\dot{Q}_{abs,1\phi}) = \sqrt{\left([i_{s,ts} - i_{e,st}]u(\dot{m})\right)^2 + (-\dot{m}u(i_{e,ts}))^2 + (\dot{m}u(i_{s,ts}))^2} \quad (B.10)$$

onde as incertezas da entalpia do fluido refrigerante na entrada e saída da seção de testes são expressas respectivamente por

$$u(i_{e,ts}) = \sqrt{\left(\frac{\partial i_{e,st}}{\partial T p_2} u(T p_2)\right)^2 + \left(\frac{\partial i_{e,st}}{\partial p_{e,st}} u(p_{e,st})\right)^2} \quad (B.11)$$

$$u(i_{s,ts}) = \sqrt{\left(\frac{\partial i_{s,st}}{\partial T p_8} u(T p_8)\right)^2 + \left(\frac{\partial i_{s,st}}{\partial p_{s,st}} u(p_{s,st})\right)^2} \quad (B.12)$$

nas quais as derivadas parciais das entalpias em relação às temperaturas e às pressões foram calculadas com o software *REFPROP 10.0* (Lemmon *et al.*, 2018). A incerteza da potência fornecida aos canais é expressa por

$$u(P_{aq}) = \sqrt{(Iu(V))^2 + (Vu(I))^2} \quad (B.13)$$

Assim, definem-se a incerteza da temperatura da parede estimada e a incerteza do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente para o escoamento monofásico, dadas por

$$\begin{aligned}
& u(T_{pa,1\emptyset}) \\
&= \sqrt{\left( \left( \frac{1}{3} u(Tp_5) \right)^2 + \left( \frac{1}{3} u(Tp_6) \right)^2 + \left( \frac{1}{3} u(Tp_7) \right)^2 + \left( -\frac{\Delta L + L}{A_{sa} K_{Cu}} u(\dot{Q}_{abs,1\emptyset}) \right)^2 + \dots \right.} \\
&\quad \left. + \left( \frac{\dot{Q}_{abs,1\emptyset}(\Delta x + x)}{A_{sa}^2 K_{Cu}} u(A_{sa}) \right)^2 + 2 \left( -\frac{\dot{Q}_{abs,1\emptyset}}{A_{sa} K_{Cu}} u(L) \right)^2 + \left( \frac{\dot{Q}_{abs,1\emptyset}(\Delta x + x)}{A_{sa} K_{Cu}^2} u(K_{Cu}) \right)^2 \right. \quad (B.14)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& u(CTC_{1\emptyset}) \\
&= \sqrt{\left( \left( -\frac{\dot{Q}_{abs,1\emptyset}}{A_{sa}(T_{pa,1\emptyset} - T_f)} u(T_{pa,1\emptyset}) \right)^2 + \left( \frac{\dot{Q}_{abs,1\emptyset}}{A_{sa}(T_{pa,1\emptyset} - T_f)} u(T_f) \right)^2 + \dots \right.} \\
&\quad \left. + \left( -\frac{\dot{Q}_{abs,1\emptyset}}{A_{sa}^2(T_{pa,1\emptyset} - T_f)} u(A_{sa}) \right)^2 + \left( \frac{1}{A_{sa}(T_{pa,1\emptyset} - T_f)} u(\dot{Q}_{abs,1\emptyset}) \right)^2 \right. \quad (B.15)
\end{aligned}$$

A incerteza do calor perdido relativo calculado, dado pela Eq. 22, é obtido com o cálculo do desvio padrão dos dados ajustados pela curva em relação aos dados experimentais. essa incerteza foi calculada em um intervalo de confiança de 95%.

$$u(\dot{Q}_{p,rel,calc,1\emptyset}) = 2 \times S \quad (B.16)$$

onde S é o desvio padrão, dado por

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\dot{Q}_{p,rel,exp,1\emptyset} - \dot{Q}_{p,rel,calc,1\emptyset})^2}{n - 2}} \quad (B.17)$$

na qual n é o número de pontos.

## . Escoamento bifásico

As incertezas das variáveis do escoamento bifásico foram determinadas a partir da incerteza calor perdido relativo calculado do escoamento monofásico  $\dot{Q}_{p,rel,calc,1\emptyset}$ . Assume-se

que a incerteza do calor perdido relativo do escoamento bifásico é a mesma do calor perdido relativo calculado do escoamento monofásico, uma vez que é a mesma curva que define ambas as variáveis. Assim, foram calculadas as seguintes variáveis para o escoamento bifásico: Calor absorvido, temperatura da parede e o coeficiente de transferência de calor. As expressões para os cálculos das incertezas dessas variáveis são dadas por

$$u(\dot{Q}_{abs,2\phi}) = \sqrt{([1 - \dot{Q}_{p,rel,calc,2\phi}]u(P_{aq}))^2 + (-P_{aq}u(\dot{Q}_{p,rel,calc,2\phi}))^2} \quad (B.18)$$

$$u(T_{pa,2\phi}) = \sqrt{\left(\frac{1}{3}u(Tp_5)\right)^2 + \left(\frac{1}{3}u(Tp_6)\right)^2 + \left(\frac{1}{3}u(Tp_7)\right)^2 + \left(-\frac{\Delta L + L}{A_{sa}K_{Cu}}u(\dot{Q}_{abs,2\phi})\right)^2 + \dots} \\ + \left(\frac{\dot{Q}_{abs,2\phi}(\Delta L + L)}{A_{sa}^2K_{Cu}}u(A_{sa})\right)^2 + 2\left(-\frac{\dot{Q}_{abs,2\phi}}{A_{sa}K_{Cu}}u(L)\right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{abs,2\phi}(\Delta L + L)}{A_{sa}K_{Cu}^2}u(K_{Cu})\right)^2 \quad (B.19)$$

$$u(CTC_{2\phi}) = \sqrt{\left(-\frac{\dot{Q}_{abs,2\phi}}{A_{sa}(T_{pa,2\phi} - T_f)}u(T_{pa,2\phi})\right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{abs,2\phi}}{A_{sa}(T_{pa,2\phi} - T_f)}u(T_f)\right)^2 + \dots} \\ + \left(-\frac{\dot{Q}_{abs,2\phi}}{A_{sa}^2(T_{pa,2\phi} - T_f)}u(A_{sa})\right)^2 + \left(\frac{1}{A_{sa}(T_{pa,2\phi} - T_f)}u(\dot{Q}_{abs,2\phi})\right)^2 \quad (B.20)$$

Além disso, foi calculada também a incerteza das razões da perda de pressão e razões do CTC, entre diferentes orientações. Tais relações são expressas respectivamente por

$$u\left(\frac{\Delta p_{st,j}}{\Delta p_{st,\theta=0^\circ}}\right) = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta p_{\theta=0^\circ}}u(\Delta p_{st})\right)^2 + \left(\frac{\Delta p_j}{\Delta p_{\theta=0^\circ}^2}u(\Delta p_{st})\right)^2} \quad (B.21)$$

$$u\left(\frac{CTC_j}{CTC_{\theta=0^\circ}}\right) = \sqrt{\left(\frac{1}{CTC_{\theta=0^\circ}}u(CTC_{\theta=0^\circ})\right)^2 + \left(\frac{CTC_j}{CTC_{\theta=0^\circ}^2}u(CTC_j)\right)^2} \quad (B.22)$$

onde  $u(CTC_{\theta=0^\circ})$  e  $u(CTC_j)$  são calculados pela Eq. (B.15) e o valor de  $u(\Delta p_{st})$  é apresentado na Tab. A.1. Ressalta-se que o subíndice  $j$  refere-se as demais orientações não horizontais, podendo ser  $\theta = 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ$  e  $315^\circ$ .





## APÊNDICE C – Expansão em série da Taylor para a equação da condução de calor

Este apêndice apresenta a dedução da Eq. (3) apresentada no Cap. 3. A partir da expansão em série de Taylor para três pontos temos que

$$f(x - h) = f(x) - f'(x)h + f''(x)\frac{h^2}{2} + \theta(h^3) \quad (C.1)$$

$$f(x - 2h) = f(x) - 2f'(x)h + 2f''(x)h^2 + \theta(h^3) \quad (C.2)$$

Assim, operando com as duas expressões para eliminar os termos com derivadas de segunda ordem, temos que

$$f(x - h) - \frac{1}{4}f(x - 2h) = \frac{3}{4}f(x) - \frac{1}{2}f'(x)h \quad (C.3)$$

Isolando a primeira derivada e simultaneamente multiplicando e dividindo por 4 a Eq.(C.3), temos que

$$f'(x) = \frac{3f(x) - 4f(x - h) + f(x - 2h)}{2h} \quad (C.4)$$

Deste modo podemos relacionar a função  $f$  com a temperatura de terminado ponto, onde  $f(x) = T_1$ ,  $f(x - h) = T_2$  e  $f(x - 2h) = T_3$ , temos que

$$\frac{dT}{dx} = \frac{3T_1 - 4T_2 + T_3}{2h} \quad (C.5)$$

onde  $h$  é a distância entre os pontos de temperatura subsequentes e no caso do presente estudo representa a distância  $\Delta L$  entre os termopares inseridos abaixo dos canais. Assim, substituindo a Eq. (C.5) na Equação da condução de calor unidimensional, temos que

$$\dot{Q} = k_{Cu}A_{sa} \frac{dT}{dx} = k_{Cu}A_{sa} \times \left( \frac{3T_1 - 4T_2 + T_3}{2h} \right) \quad (C.6)$$





***EESC • USP***