

Escoamento Multifásico em Microcanais

Estudo para aplicação a um sistema de refrigeração de painéis
fotovoltaicos de alta concentração

Iva Andrea Alvarinho Gonçalves

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. António Luís Nobre Moreira

Prof. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

Júri

Presidente: Prof. José Manuel da Silva Chaves Ribeiro Pereira

Orientador: Prof. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

Vogal: Prof. Rui Alberto Madeira Macedo de Lima

Junho 2022

Em Português:

DECLARAÇÃO

Declaro que o presente documento é um trabalho original da minha autoria e que cumpre todos os requisitos do Código de Conduta e Boas Práticas da Universidade de Lisboa.

Em Inglês:

DECLARATION

I declare that this document is an original work of my own authorship and that it fulfills all the requirements of the Code of Conduct and Good Practices of the Universidade de Lisboa.

Agradecimentos

Gostava de agradecer, em primeiro lugar, à minha família “de casa”: Mãe, Pai, Tio, Iara, Nina, João, Eva e a pequenina que está a chegar. Não só por terem tornado possível todo o meu percurso académico, mas por todos os “mimos” extra que me deram e dão sempre que preciso, mesmo estando longe.

Em segundo lugar, agradeço especialmente à Professora Ana Moita, por ter sido uma orientadora com uma disponibilidade incrível, pelos conselhos úteis e pela motivação que sempre me deu para a elaboração deste documento e por me ter dado a oportunidade deste desafio.

Agradeço, também, ao Pedro Pontes, por todo o apoio e conhecimentos transmitidos no laboratório, bem como pela ajuda técnica ao longo do trabalho. Ao David, que partilhou o laboratório comigo durante a maior parte do tempo, a todos os colegas que por lá passaram e ao Michał, que foi o bom amigo que eu precisava nestes últimos meses de escrita, o meu muito obrigada a todos.

Não posso deixar de agradecer ao Professor Manuel Sardinha, por se ter disponibilizado para me ajudar com a impressão 3D dos moldes, no Laboratório de Desenvolvimento de Produto, e me ter deixado fazer tantas tentativas quanto as que foram necessárias.

Quero agradecer ao Francisco pelo percurso que fez comigo desde o início da faculdade, partilhando todos os momentos bons e maus, e partilhando, também, comigo, a sua família, que me acolheu sem pensar duas vezes, a quem também agradeço.

Por fim, agradeço ao CSDN, por toda a companhia e apoio constantes ao longo do curso. Por todas as noites mal dormidas, passadas a estudar e em projetos, e todos os dias de alegria que se seguiam. Gervas, Silvinha, Campos, Coelho, Tiago e Francisco: obrigada por terem sido e continuarem a ser a minha família longe de casa.

Agradecimentos Institucionais

Quero agradecer à Fundação para a Ciência e a Tecnologia, por ter possibilitado este trabalho através do seu parcial financiamento, com o projeto “PTDC/EME-TED/7801/2020: COOLSPOT – Estratégias interfaciais de arrefecimento para tecnologias de conversão com elevadas potências de dissipação”.

Resumo

No presente trabalho foi elaborada uma caracterização do escoamento bifásico em microcanais, para aplicação a um sistema de arrefecimento de painéis fotovoltaicos de alta concentração. O escoamento deu-se sobre uma folha de aço inoxidável aquecida por efeito de Joule, simulando o aquecimento sofrido por uma célula fotovoltaica sujeita à radiação solar.

Foram testados cinco microcanais com larguras diferentes, seis fluxos de calor e quatro caudais volumétricos e os testes foram divididos em duas rondas de ensaios. Na primeira, explorou-se os efeitos do caudal volumétrico e dos seis fluxos de calor no escoamento, mantendo sempre o mesmo canal. Na segunda, foram usados quatro canais diferentes, de forma a estudar a influência do diâmetro hidráulico no escoamento, tendo-se testado com três fluxos de calor. Ao longo das duas rondas, procurou-se compreender a dinâmica das bolhas formadas, conforme as condições a que o escoamento era sujeito, e identificar as instabilidades que, characteristicamente, surgem em escoamentos bifásicos em microcanais, bem como as suas possíveis causas.

Ao fim das duas rondas de ensaios, foi possível estabelecer relações entre as variáveis aplicadas, os valores obtidos de pressão e temperatura e os fenómenos de escoamento observados. Foi, também, possível, identificar caminhos a seguir em trabalhos futuros, de modo a dar continuidade ao estudo para a procura da maximização da eficiência do uso de escoamentos bifásicos em microcanais como método de arrefecimento.

Palavras-chave: permutador de calor por microcanais, instabilidades em escoamento bifásico, regimes de escoamento bifásico, fluxo de calor, fluxo mássico, frequência de bolhas

Abstract

The present thesis focused on the characterization of a two-phase flow in microchannels, for application in a cooling system for high concentration photovoltaic solar panels. The liquid flowed over a stainless-steel foil, heated by Joule effect, in order to simulate the heating caused on a photovoltaic cell when it's exposed to solar radiation.

Five microchannels with different widths were tested, as well as six heat fluxes and four volumetric flow rates and the tests were divided into two rounds. On the first one, the effects of the volumetric flow rate and of the six heat fluxes were studied, keeping the same channel. On the second round, four different channels were used, to study the influence of the hydraulic diameter on the flow, and three heat fluxes were tested. Through the two rounds of experiments, it was sought to understand the bubble dynamics, depending on the conditions applied to the flow, and to identify the instabilities that are, characteristically, found in two phase flows in microchannels, trying to find possible causes for them.

At the end of the two rounds of experiments, it was possible to establish relations between the applied variables, the obtained values of pressure and temperature, and the observed flow phenomena. It was also possible to identify paths to follow in future works, in order to continue the studies for the maximization of the efficiency of cooling devices with two phase flow microchannels.

Keywords: microchannel heat sink, flow boiling instabilities, flow boiling patterns, heat flux, mass flux, bubble frequency

Índice

Agradecimentos.....	iii
Agradecimentos Institucionais.....	iv
Resumo	v
Abstract.....	vi
Nomenclatura	x
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Figuras	xiv
1. Introdução	2
1.1. Motivação	2
1.2. Estado da Arte (Permutadores de Calor com Microcanais).....	3
1.3. Objetivos.....	4
1.4. Estrutura da Dissertação	4
2. Fundamentos Teóricos.....	6
2.1. Escoamento Interno: considerações gerais	6
2.2. Caracterização Hidrodinâmica de um Escoamento Interno.....	6
2.2.1. Camada Limite Hidrodinâmica	7
2.3. Queda de Pressão.....	8
2.3.1. Escoamento Monofásico Completamente Desenvolvido.....	8
2.3.2. Escoamento Monofásico em Desenvolvimento	9
2.3.3. Escoamento Bifásico	9
2.4. Caracterização Térmica de um Escoamento Interno	10
2.4.1. Camada Limite Térmica	10
2.4.2. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção.....	11
2.4.3. Balanço de Energia	11
2.4.4. Número de Nusselt	12
2.5. Ebulação	14
2.5.1. Transferência de Calor por Convecção no caso da Ebulação	15
2.5.2. Tipos de Ebulação	15
2.6. Regimes de Escoamento Bifásico, em Ebulação por Convecção Forçada	16

3.	Metodologia e Implementação	19
3.1.	Descrição da Instalação Experimental e da Sua Construção	19
3.1.1.	Moldes para Microcanais	21
3.1.2.	Microcanais	25
3.1.3.	Conjunto do Microcanal	26
3.1.4.	Visualização com câmara de alta velocidade	27
3.1.5.	Termopares	29
3.1.6.	Sensores de Pressão	29
3.1.7.	Bomba de seringa e respetivo aquecimento	30
3.1.8.	Alimentação Elétrica	31
3.2.	Condições de Funcionamento	31
3.2.1.	HFE 7100 (<i>3M™ NOVEC™ Fluido de Alta Tecnologia</i>)	31
3.2.2.	Caudal	32
3.2.3.	Folha de aço e alimentação elétrica	34
3.2.4.	Aquisição de Imagem	36
3.2.5.	Aquisição de Pressão e Temperatura no Microcanal	36
3.2.6.	Incertezas	37
3.3.	Método Experimental	37
3.3.1.	Procedimento Experimental	38
3.3.2.	Plano de Ensaios	40
4.	Apresentação de Resultados e Discussão	43
4.1.	Queda de Pressão e Fator de Atrito	43
4.1.1.	Cálculo dos Valores Teóricos	43
4.1.2.	Cálculo dos Valores Experimentais	44
4.2.	Análise Térmica	49
4.2.1.	Temperatura da Folha de Aço	49
4.2.2.	Temperatura do Fluido na Entrada	50
4.2.3.	Balanço de Energia	51
4.3.	Regimes de Escoamento Bifásico	55
4.3.1.	Definição dos Regimes	55
4.3.2.	Análise dos Regimes Observados	57

4.4.	Frequências das bolhas	61
4.5.	Análise dos Diâmetros e Velocidades de Descolamento.....	65
4.5.1.	Diâmetros de Descolamento	66
4.5.2.	Velocidades de Descolamento	67
5.	Conclusões e Trabalho Futuro.....	70
5.1.	Principais Conclusões	70
5.2.	Propostas para Trabalho Futuro.....	72
	Referências	73

Nomenclatura

Acrónimos e abreviaturas

HFE 7100 – Hidrofluoréter 7100

PDMS – polidimetilsiloxilano

PID – proporcional, integral, derivativo

CC – corrente contínua

DAQ – dispositivo de aquisição

PLA – ácido polilático

lam – laminar

turb – turbulento

conv – convecção

Parâmetros adimensionais

Re – número de Reynolds

Pr – número de Prandtl

Nu – número de Nusselt

Po – número de Poiseuille

Ja – número de Jakob

Bo – número de Bond

x^+ – coordenada longitudinal adimensionalizada

Símbolos romanos

D – diâmetro

D_h – diâmetro hidráulico

P_s – perímetro da secção

A_s – área da secção

A – área

A_f – área horizontal da folha de aço inoxidável

A_p – área perpendicular da folha de aço inoxidável

u – perfil de velocidades

u_m – velocidade média do escoamento

$x_{cd,h}$ – comprimento de entrada hidrodinâmico

$x_{cd,t}$ – comprimento de entrada térmico

Δp – queda de pressão

f – fator de atrito de Fanning

f_{app} – fator de atrito aparente

L – comprimento

x – coordenada longitudinal

y – coordenada perpendicular

c_p – calor específico

k – condutividade térmica

q'' – fluxo de calor

q – taxa de transferência de calor

T – temperatura

T_f – temperatura da folha de aço inoxidável

T_m – temperatura média do escoamento

T_s – temperatura na saída do canal

T_e – temperatura na entrada do canal

T_{sat} – temperatura de saturação

p_s – pressão na saída do canal

p_e – pressão na entrada do canal

g – aceleração da gravidade

h – coeficiente de transferência de calor por convecção

\dot{m} – caudal mássico

h_{fg} – calor latente

w – largura

h – altura

e – espessura

Q – caudal volumétrico

G – fluxo mássico

R – resistência elétrica

P – potência

U – tensão

I – corrente

S – saída do canal

C – centro do canal

E – entrada do canal

Símbolos gregos

ρ – massa volúmica

ρ_l – massa volúmica da fase líquida

ρ_g – massa volúmica da fase gasosa

μ - viscosidade dinâmica

ν – viscosidade cinemática

δ – espessura da camada limite hidrodinâmica

δ_t – espessura da camada limite térmica

γ – Tensão superficial

ρ^* – resistividade

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Números de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido, em canais com diferentes secções transversais, com a condição de fronteira de fluxo de calor imposto constante. Tabela adaptada de Incropera <i>et al.</i> [6].	13
Tabela 2.2: Números de Nusselt para a situação de “região de entrada térmica”, para canais com diferentes razões de aspeto (α). Tabela adaptada de Phillips [10]......	14
Tabela 3.1: Propriedades do HFE 7100 a 61°C.....	32
Tabela 3.2: Comprimentos de entrada térmico e hidrodinâmico, para vários pares largura/caudal, em milímetros e em mililitros por minuto, respetivamente.	33
Tabela 3.3: Caudais volumétrico (Q) e mássico (m) e fluxo mássico (G), usados nos ensaios.....	34
Tabela 3.4: Velocidades e números de Reynolds para cada par caudal volumétrico – largura de canal.	34
Tabela 3.5: Dimensões e propriedades da folha de aço inoxidável (AISI 304).	35
Tabela 3.6: Valores de tensão selecionados nos testes e correspondentes valores de corrente, taxa de transferência de calor e fluxo de calor imposto, nas unidades indicadas.	36
Tabela 3.7: Definições escolhidas para a captura de imagens.....	36
Tabela 3.8: Teste de controlo dos sensores de pressão absoluta Wika A-10 [18]......	37
Tabela 3.9: Incertezas.	37
Tabela 3.10: Valores de fluxo de calor para a primeira ronda de ensaios.....	41
Tabela 3.11: Características dos canais e dos escoamentos para a primeira ronda de ensaios.....	41
Tabela 3.12: Valores de fluxo de calor para a segunda ronda de ensaios.....	41
Tabela 3.13: Características dos canais e dos escoamentos para a segunda ronda de ensaios.....	41
Tabela 4.1: Fatores de atrito de Fanning e queda de pressão teóricos, para cada caudal volumétrico da primeira ronda de ensaios.	44
Tabela 4.2: Fatores de atrito de Fanning e queda de pressão teóricos, para cada par diâmetro hidráulico - caudal volumétrico da segunda ronda de ensaios.....	47
Tabela 4.3: Temperatura média da folha de aço na primeira ronda de ensaios, no momento da filmagem, em função do fluxo de calor imposto.....	50
Tabela 4.4: Temperatura média da folha de aço na segunda ronda de ensaios, no momento da filmagem, em função do fluxo de calor imposto.....	50
Tabela 4.5: Diferença de temperaturas, teórica e aproximada, entre a saída e a entrada do microcanal.	52

Lista de Figuras

Figura 2.1: Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica num escoamento laminar, num tubo circular. Imagem adaptada de Incropera <i>et al.</i> [6].....	7
Figura 2.2: Fatores de atrito aparente, compilados por Phillips [10] para canais de secção retangular com escoamento em desenvolvimento, para diferentes razões de aspeto, em função da coordenada longitudinal adimensionalizada. Imagem retirada de Shah & London [9].....	9
Figura 2.3: Desenvolvimento da camada limite térmica num escoamento laminar, num tubo circular. Imagem adaptada de Incropera <i>et al.</i> [6].	10
Figura 2.4: Variação de temperaturas ao longo de x , para transferência de calor num tubo, por fluxo imposto constante na superfície. Imagem adaptada de Incropera <i>et al.</i> [6].	12
Figura 2.5: Curva de ebullição típica para água a 1 atm: superfície sujeita a fluxo de calor q''_s , em função da temperatura de excesso ΔT_e . Imagem adaptada de Incropera <i>et al.</i> [6].	16
Figura 2.6: Regimes de escoamento em ebullição convectiva forçada num tubo, segundo Incropera <i>et al.</i> [6]. Imagem adaptada de Incropera <i>et al.</i> [6].....	17
Figura 2.7: Imagens de regimes de escoamento bifásico disponibilizadas por: a) Wambganss <i>et al.</i> [5] e b) Harirchian & Garimella [11]. As imagens aqui disponibilizadas são adaptadas dos trabalhos originais.	18
Figura 3.1: Esquema da instalação experimental: 1) Microcanal de PDMS; 2) Conjunto de válvulas e tubos de circulação do fluido; 3) Folha de aço inoxidável; 4) Bomba de seringa; 5) Aquecimento da seringa; 6) Controlador PID de controlo da temperatura imposta à seringa; 7) Reservatório; 8) Fonte de tensão de CC; 9) Multímetro; 10) Termopar de contacto; 11) Controlador PID para observação da temperatura da folha; 12) Cabos elétricos e respetivos “contactos” de cobre; 13) Conjunto de medição da pressão na entrada e saída do canal (constituído por dois tubos com fluido, dois sensores de pressão e o DAQ NI USB-6008); 14) Conjunto de medição da temperatura na entrada e saída do canal (constituído por dois termopares de imersão e o DAQ DT9828 da <i>Data Translation</i>); 15) Câmara de alta velocidade; 16) Foco de luz grande; 17) Foco de luz pequeno; 18) Computador de aquisição e tratamento de dados.....	19
Figura 3.2: Fotografia da disposição inicial da instalação: 1) Conjunto de microcanal, folha de aço, placas de acrílico, placas de madeira, tubos de circulação de fluido e fios elétricos com respetivos “contactos” de cobre; 2) Bomba de seringa e aquecimento da seringa; 3) Reservatório do fluido que sai; 4) Fonte de tensão de CC; 5) Multímetro; 6) Conjunto de medição da pressão na entrada e saída do canal (constituído por dois tubos com fluido, dois sensores de pressão, o DAQ NI USB-6008 e uma estrutura de apoio, de perfis de alumínio); 7) Conjunto de medição da temperatura na entrada e saída do canal (constituído por dois termopares de imersão do tipo K e o DAQ DT9828 da <i>Data Translation</i>); 8) Câmara de alta velocidade; 9) Estrutura de suporte, constituída por perfis de alumínio; 10) Computador de aquisição e tratamento de dados.	21
Figura 3.3: Desenho CAD do molde para os microcanais, em milímetros.	22
Figura 3.4: a) Impressora 3D <i>Ultimaker 3</i> [16]; b) Exemplo dos moldes impressos em PLA.	22

Figura 3.5: a) <i>Original Prusa SL1</i> e embalagem de resina; b) <i>Original Prusa SL1</i> com peças prontas ainda coladas à superfície de impressão; c) <i>Original Prusa SL1</i> , <i>Original Prusa CW1</i> aberta, embalagem de resina, moldes já curados, espátula e materiais de limpeza.....	24
Figura 3.6: a) Moldes impressos com defeito, em resina; b) Moldes impressos corretamente, em resina, com ângulos de impressão de 46,771° (esquerda) e 0° (direita), ainda com os suportes.	24
Figura 3.7: Moldes impressos corretamente, em resina, que foram utilizados na segunda fase dos ensaios, com larguras de, da esquerda para a direita, 1,00mm, 0,75mm, 0,50mm e 0,25mm.....	24
Figura 3.8: Molde envolto em fita de alumínio antes (a)) e depois (b)) de conter a mistura de PDMS.25	
Figura 3.9: Imagens pós-ensaios dos microcanais utilizados na segunda fase dos mesmos, com (a)) e sem (b)) os respetivos moldes em resina. Podem observar-se marcas brancas provenientes da pasta térmica que permitia uma melhoria da leitura de temperatura pelo termopar colocado entre a folha de aço e o microcanal.	26
Figura 3.10: Microcanais produzidos em molde de resina (esquerda) e em molde em PLA (direita)..	26
Figura 3.11: “Conjunto do Microcanal”: a) Primeiro plano de cortes e de furos, usando como referência um conjunto provisório de contactos de cobre, uma folha de aço e um microcanal de PDMS; b) Disposição final do conjunto, fora da instalação e sem o segundo par de válvulas de ligação.	27
Figura 3.12: a) Câmara de alta velocidade, com a lente <i>AF MICRO NIKKOR 60mm</i> (fotografia retirada de [18]); b) Lente 506285 <i>Leica Germany</i> ; c) Estrutura de perfis de alumínio para suporte da câmara de alta velocidade e dos microcanais.	28
Figura 3.13: Focos de luz de a) 50 W e b) 20 W usados para iluminar os microcanais.....	29
Figura 3.14: Sensores de pressão com o DAQ <i>NI USB-6008</i> , fixos numa estrutura de perfis de alumínio.	30
Figura 3.15: Bomba de seringa e respetivo aquecimento: 1) Bomba de seringa; 2) Seringa; 3) Resistências elétricas cobertas com isolamento; 4) Controlador PID de imposição da temperatura das resistências.....	30
Figura 3.16: Fonte de tensão (em baixo) e multímetro (em cima).	31
Figura 3.17: Instalação experimental durante a realização de um ensaio: a) Visão de cima; b) Visão em detalhe do “Conjunto do Microcanal”: 1) Microcanal e folha de aço; 2) Termopar de contacto; 3) Termopar de imersão para medição da temperatura na entrada do canal; 4) Termopar de imersão para medição da temperatura na saída do canal; 5) Tubo conectado a um dos sensores de pressão, para medição da pressão na saída do canal; 6) Contacto de cobre, soldado a fio elétrico e coberto com fita isolante; 7) Foco de luz grande; 8) Câmara de alta velocidade.....	40
Figura 4.1: Pressão em função do fluxo de calor, na primeira ronda de ensaios: a) Médias da pressão real na entrada do canal; b) Médias da queda de pressão real.....	45
Figura 4.2: a) Fatores de atrito de Fanning reais, em função do fluxo de calor, na primeira ronda de ensaios; b) Razão entre os fatores de atrito de Fanning reais e teóricos, em percentagem, em função do fluxo de calor, na primeira ronda de ensaios.	45
Figura 4.3: Médias da pressão real na entrada do canal, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) $Q = 1,0 \text{ ml/min}$; b) $Q = 1,5 \text{ ml/min}$	47

Figura 4.4: Médias da queda de pressão real na entrada do canal, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) $Q = 1,0 \text{ ml/min}$; b) $Q = 1,5 \text{ ml/min}$	47
Figura 4.5: Fatores de atrito de Fanning reais, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) $Q = 1,0 \text{ ml/min}$; b) $Q = 1,5 \text{ ml/min}$	48
Figura 4.6: Razão entre os fatores de atrito de Fanning reais e teóricos, em percentagem, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) $Q = 1,0 \text{ ml/min}$; b) $Q = 1,5 \text{ ml/min}$	48
Figura 4.7: Temperaturas de entrada e de saída, na primeira ronda de ensaios, para cada caudal mássico, em função do fluxo de calor imposto.	53
Figura 4.8: a) Média da diferença de temperaturas entre a saída e a entrada do microcanal, na primeira ronda de ensaios, para cada caudal mássico, em função do fluxo de calor imposto; b) Razão entre valores do gráfico a) e correspondentes valores teóricos.....	53
Figura 4.9: Temperaturas de entrada e de saída, na segunda ronda de ensaios, para cada fluxo mássico, com o caudal volumétrico de $1,0 \text{ ml/min}$, em função do fluxo de calor imposto.	54
Figura 4.10: Temperaturas de entrada e de saída, na segunda ronda de ensaios, para cada fluxo mássico, com o caudal volumétrico de $1,5 \text{ ml/min}$, em função do fluxo de calor imposto.	54
Figura 4.11: Média da diferença de temperaturas entre a saída e a entrada do microcanal, na segunda ronda de ensaios, para cada fluxo mássico, em função do fluxo de calor imposto.	54
Figura 4.12: Médias da razão entre valores dos gráficos da Figura 4.11 e correspondentes valores teóricos.	55
Figura 4.13: Imagens exemplificativas dos regimes de escoamento, captadas durante a 2 ^a ronda de ensaios, exceto a imagem e), que foi captada durante a primeira ronda: a) "Entrada"; $G = 31,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,026 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$; b) "Saída"; $G = 47,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,026 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$; c) "Saída"; $G = 47,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,696 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$; d) "Saída"; $G = 31,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,696 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$; e) "Saída" da 1 ^a ronda; $G = 59,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 571 \mu\text{m}$; $q'' = 2,403 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$. A direção do escoamento, nas imagens, é vertical, de cima para baixo.	57
Figura 4.14: Regimes de escoamento bifásico observados na primeira ronda de ensaios.	59
Figura 4.15: Regimes de escoamento bifásico observados na segunda ronda de ensaios, em que os retângulos azuis e cor-de-laranja enquadram os ensaios feitos com os caudais de $1,0 \text{ ml/min}$ e $1,5 \text{ ml/min}$, respetivamente.	61
Figura 4.16: Frequências de aparecimento de bolhas na primeira ronda de ensaios, nas zonas de entrada, centro e saída do canal, em função do fluxo de calor imposto.....	63
Figura 4.17: Frequências de aparecimento de bolhas na segunda ronda de ensaios, na zona de entrada do canal, em função do fluxo de calor imposto.	64
Figura 4.18: Frequências de aparecimento de bolhas na segunda ronda de ensaios, na zona de saída do canal, em função do fluxo de calor imposto.	65
Figura 4.19: Valores médios de diâmetros de descolamento de bolhas nos quatro canais analisados na segunda ronda de ensaios, para os três fluxos de calor fornecidos e para o caudal volumétrico de $Q = 1,5 \text{ ml/min}$, em função do tempo.	66

Figura 4.20: Valores médios de velocidades de descolamento de bolhas nos quatro canais analisados na segunda ronda de ensaios, para os três fluxos de calor fornecidos e para o caudal volumétrico de $Q = 1,5 \text{ ml/min}$, em função do tempo 68

1. Introdução

Neste capítulo aborda-se, em primeiro lugar, a motivação para este trabalho, que está ligada à necessidade de mais e melhores energias limpas e renováveis e de equipamentos e tecnologias que as tornem mais eficientes. Em segundo lugar, apresenta-se o Estado da Arte no âmbito do escoamento bifásico em microcanais para contextualizar o presente trabalho. Em terceiro lugar, os objetivos do trabalho e, por fim, a estrutura da dissertação.

1.1. Motivação

O problema da natureza finita dos combustíveis fósseis, que ainda constituem grande parte das fontes de energia do mundo, e das alterações climáticas por eles causadas já está presente na nossa sociedade há muitos anos. No entanto, o consumo de energia tem aumentado exponencialmente neste século, desde que a população mundial começou a viajar em massa por meios aéreos e desde o início do aumento do surgimento de novas tecnologias, que se continua a fazer notar. Embora se tenham encontrado já várias alternativas a estas fontes de energia, nenhuma ainda é capaz de as substituir na totalidade, pelo que é premente investir na pesquisa de novas alternativas energéticas e no desenvolvimento das já existentes, como por exemplo a energia solar.

A energia solar é das energias renováveis e limpas com maior potencial, mas que, contudo, é pouco aproveitado, devido à muito baixa eficiência dos painéis fotovoltaicos. É, então, evidente, que o maior esforço feito na área tem sido no sentido de colmatar esta barreira, sendo um dos resultados desse trabalho a criação de painéis fotovoltaicos de alta concentração.

Os painéis fotovoltaicos de alta concentração, por sua vez, são painéis que, através de lentes e espelhos, concentram a radiação solar numa área muito menor, que é mais adequada ao tamanho das células fotovoltaicas e que torna o aproveitamento do espaço e da própria radiação solar muito mais eficiente. Contudo, esta solução traz um novo obstáculo: o sobreaquecimento das células fotovoltaicas que, além de diminuir a sua eficiência, as danifica, tornando necessária a implementação de um sistema de arrefecimento ativo, mais uniforme e mais robusto do que um simples arrefecimento passivo a ar, (por exemplo, com alhetas), como o que é usado nos painéis fotovoltaicos convencionais.

Um sistema de arrefecimento ativo promissor é o de um permutador de calor por microcanais com um fluido circulante, cuja baixa razão área/volume permite que uma grande quantidade de calor seja retirada do elemento a ser arrefecido, com pouco desperdício de fluido não aquecido no interior do canal.

Neste contexto, o presente trabalho encontra-se incluído num projeto mais amplo, desenvolvido em parceria entre o IN+/Instituto Superior Técnico, no seio do grupo de investigação onde esta tese foi desenvolvida, a Universidade Federal do Rio de Janeiro, no Brasil, a GALP e a PETROGALP. Este projeto considera o desenvolvimento de um painel fotovoltaico de pequenas dimensões, que integre um sistema de arrefecimento baseado em microcanais, para ser usado como apoio/complemento no fornecimento de energia elétrica, em condições ambientais mais adversas, que implicam necessidades mais exigentes de arrefecimento do referido painel.

Este trabalho contribui para o estudo fundamental dos fenómenos de mudança de fase e dinâmica das bolhas nos microcanais, para avaliar o potencial do uso de escoamento bifásico neste sistema de arrefecimento, contrabalançando a potencial vantagem de tirar partido do calor latente de vaporização com desvantagens associadas a instabilidades no escoamento causadas pelas bolhas, variações de pressão e temperatura, queda significativa de pressão e aumento do atrito, entupimento dos canais, entre outros problemas, que a compreensão da física dos fenómenos aqui explorada, pode ajudar a resolver.

1.2. Estado da Arte (Permutadores de Calor com Microcanais)

A pesquisa na área dos permutadores de calor com microcanais começou a ganhar forma na segunda metade do século passado.

Anteriormente, no entanto, a crescente necessidade da indústria de refrigeração de retirar cada vez maiores quantidades de calor de componentes com dimensões cada vez mais pequenas impulsionou muito o desenvolvimento dos chamados permutadores de calor compactos (*CHE – Compact Heat Exchangers*). Estes dispositivos podiam ser formados, por exemplo, por conjuntos de alhetas ou de tubos, próximos uns dos outros e de diâmetros pequenos. Funcionavam principalmente com gases (nomeadamente ar) e caracterizavam-se por terem elevadas razões de transferência de calor área/volume. [1, 2]

Procurava-se que estes permutadores fossem progressivamente mais compactos e eficientes, mas uma aparente estagnação num fluxo de transferência de calor de 20 W/cm^2 levou à suposição de que se teria atingido o máximo e que, fisicamente, não seria possível extrair uma maior quantidade de calor. Foi, então, o trabalho de Tuckerman & Pease [3] que, em 1981, veio mostrar que, transitando para a microescala e utilizando um líquido como fluido refrigerante, um permutador de calor com as dimensões certas retirava 790 W/cm^2 de calor, e poderia até chegar a retirar mais de 1000 W/cm^2 .

Como tal, abriu-se caminho para uma miríade de estudos de permutadores de calor com microcanais, e estes elevados valores têm vindo a ser posteriormente confirmados por diversos autores, como por exemplo Lee & Mudawar (2009) [4].

Contudo, apesar das promissoras conclusões sobre a capacidade de retirar calor, vários autores procuravam ainda encontrar as condições ótimas de funcionamento, como o fluido mais adequado em termos das suas propriedades termofísicas, e como a geometria e os materiais mais adequados para se conseguir atingir o maior coeficiente de transmissão de calor h , enquanto simultaneamente se retardava ao máximo a ocorrência do fluxo de calor crítico q''_{crit} .

Ao mesmo tempo que se desenvolvia esta busca pela melhoria da transmissão de calor em microcanais com escoamento monofásico, vários estudos foram sendo feitos, em que se procurava explorar o escoamento em ebulição, ou seja, bifásico, mas em canais de dimensões maiores (normalmente de 3mm para cima). Segundo Wambsganss *et al.* (1991) [5], desde os anos 50 que vários autores procuravam conhecer as características deste tipo de escoamento, como Richardson (1958) e Lowry & Kawaji (1988), dando especial importância à observação dos diferentes regimes de escoamento que

surgiam, sendo que Hosler disse, em 1968, que “conhecer o regime de escoamento em escoamentos bifásicos é análogo a saber se o fluido é turbulento ou laminar em escoamentos monofásicos”.

O trabalho de Wambsganss *et al.* [5] foi, então, pioneiro na aplicação do escoamento em ebulação a microcanais.

1.3. Objetivos

Tal como acima referido, o presente trabalho encontra-se incluído num projeto mais amplo, que considera o desenvolvimento de um painel fotovoltaico de pequenas dimensões, que integre um sistema de arrefecimento baseado em microcanais, para ser usado como apoio/complemento no fornecimento de energia elétrica, em condições ambientais mais adversas, que implicam necessidades mais exigentes de arrefecimento do referido painel. Em particular, este trabalho pretende contribuir para o estudo fundamental dos fenómenos observados no escoamento bifásico, que ocorre em microcanais quando o fluido é sujeito a um fluxo de calor constante, que é imposto na superfície por onde circula. Através da análise da dinâmica das bolhas, consoante as condições e variáveis a que o escoamento é sujeito, procura-se, ainda, conhecer as instabilidades que, caracteristicamente, surgem em escoamentos bifásicos em microcanais e identificar as suas causas, de modo a serem controladas.

Com o fim de replicar o efeito térmico da radiação solar numa célula fotovoltaica, utilizou-se uma folha de aço inoxidável (AISI 304), que foi aquecida por efeito de Joule com corrente elétrica fornecida por uma fonte de tensão. Enquanto a folha recebia estes fluxos de calor, um fluido refrigerante em ebulação, o hidrofluoréter HFE 7100, escoava sobre a mesma, num microcanal com paredes de PDMS (polidimetilsiloxano).

Foram testados vários valores de fluxo de calor fornecido à folha, de fluxos mássicos e de diâmetros hidráulicos. Para cada combinação destes três fatores, procurou-se:

- Observar e identificar os regimes de escoamento resultantes;
- Avaliar a capacidade de quantificar e de reproduzir um escoamento semelhante;
- Registar a frequência de aparecimento de bolhas;
- Avaliar o efeito da geometria, fluxo mássico e fluxo de calor no escoamento e na dinâmica das bolhas e quais as suas consequências para as perdas de carga (e consequente necessidade de bombagem) e nos mecanismos de transmissão de calor.

1.4. Estrutura da Dissertação

A presente dissertação é constituída pelos capítulos da Introdução, dos Fundamentos Teóricos, da Metodologia e Implementação, da Apresentação de Resultados e Discussão, e das Conclusões e Trabalho Futuro. Na Introdução é abordada a motivação para o trabalho, bem como o estado da arte no campo da pesquisa sobre escoamento bifásico em microcanais. Nos Fundamentos Teóricos é feita uma revisão da bibliografia acerca de escoamentos internos e a sua caracterização hidrodinâmica e térmica. Na Metodologia e Implementação é feita uma descrição da instalação experimental, da manufatura dos canais e dos ensaios realizados e suas condições de funcionamento. Na Apresentação de Resultados e Discussão são abordados todos os fenómenos observados e valores calculados e são

discutidas as possíveis razões para os mesmos se verificarem. Por fim, nas Conclusões e Trabalho Futuro, apresentam-se as principais descobertas realizadas com o presente trabalho, bem como sugestões para que se possa dar continuidade ao estudo da otimização do escoamento bifásico em microcanais.

2. Fundamentos Teóricos

Neste capítulo irão abordar-se os diversos conceitos teóricos necessários ao estudo de um sistema de arrefecimento por microcanais, começando por considerações gerais em relação a escoamentos internos, passando pela caracterização hidrodinâmica e térmica dos mesmos, e terminando com a caracterização dos fenómenos que ocorrem quando o escoamento é bifásico.

2.1. Escoamento Interno: considerações gerais

Este trabalho procura compreender alguns dos fenómenos que ocorrem durante o escoamento interno de um fluido num canal. Como tal, é necessário conhecer os parâmetros que descrevem e caracterizam não só o fluido em questão, mas também este tipo de escoamentos.

Um escoamento interno é aquele que está confinado por paredes sólidas, como um tubo, e em que, por essa razão, as camadas limite hidrodinâmica e térmica que se formam junto a uma superfície não se podem continuar a desenvolver sem restrições, ao contrário do que acontece num escoamento externo. [6]

Um dos parâmetros adimensionais mais importantes na caracterização de qualquer escoamento e, portanto, do escoamento interno, é o número de Reynolds (Re). Num escoamento interno, num canal circular e num não circular, este número é definido pelas Equações (2.1) e (2.2), respetivamente [6]:

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad (2.1)$$

$$Re_D = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{u_m D_h}{\nu} \quad (2.2)$$

Em que ρ representa a massa volúmica do fluido em questão, μ e ν a sua viscosidade dinâmica e cinemática, respetivamente, e u_m a velocidade média do escoamento. Sendo D o diâmetro de um canal circular, D_h é o diâmetro hidráulico que representa o canal não circular onde o fluido circula. Para um canal com secção retangular, como os microcanais em estudo neste trabalho, o diâmetro hidráulico caracteriza-se pela Equação (2.3):

$$D_h = \frac{4A_s}{P_s} \quad (2.3)$$

Em que A_s e P_s são a área e o perímetro da secção transversal do canal, respetivamente.

2.2. Caracterização Hidrodinâmica de um Escoamento Interno

O número de Reynolds indica a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas presentes no escoamento. Assim, permite averiguar se este é laminar, caso as forças viscosas sejam suficientemente importantes para amortecer eventuais instabilidades do escoamento, ou se é turbulento, caso sejam as de inércia a prevalecer, podendo as instabilidades no escoamento ser ampliadas. Existe também uma gama de valores do número de Reynolds que define uma região de transição entre estes dois regimes.

A identificação dos regimes de escoamento torna-se mais complexa na ocorrência de mudança de fase. Segundo Lockhart & Martinelli [7], a transição para o regime de escoamento turbulento num

escoamento bifásico tem de ser avaliada tendo em conta o número de Reynolds de ambas as fases do escoamento, admitindo-se que as fases líquida e gasosa são turbulentas quando os seus números de Reynolds específicos forem superiores a 2000.

Segundo Incropera *et al.* [6], o início da transição para escoamento turbulento, isto é, o momento em que este deixa de poder ser considerado laminar, dá-se quando o número de Reynolds atinge valores por volta dos 2300 num escoamento interno completamente desenvolvido. Visto que, neste trabalho, o maior número de Reynolds estudado é da ordem de 10^2 , assume-se que todos os escoamentos são laminares.

2.2.1. Camada Limite Hidrodinâmica

Quando um escoamento com velocidade uniforme se depara com a presença de uma parede sólida, começa a formar-se sobre esta uma camada limite hidrodinâmica, de espessura δ , causada pelas forças viscosas do fluido. Num escoamento interno, as camadas limite formam-se em todas as paredes do canal e acabam por se juntar, como se pode ver na Figura 2.1, adaptada de Incropera *et al.* [6]:

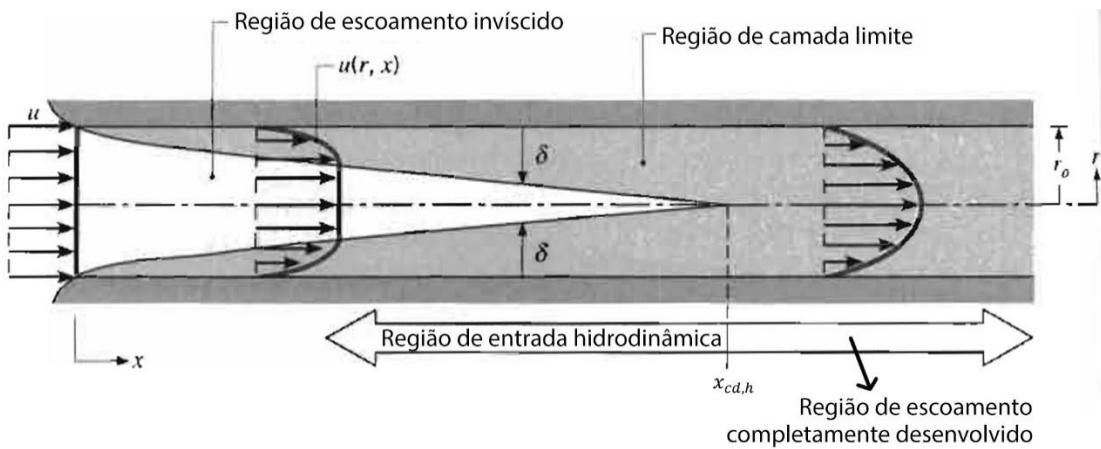


Figura 2.1: Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica num escoamento laminar, num tubo circular.

Imagen adaptada de Incropera *et al.* [6].

Como se pode inferir pelo perfil de velocidades representado pela letra u , o fluido sofre uma desaceleração, em relação à sua velocidade inicial aproximadamente uniforme, tanto maior quanto mais perto da parede estiver. Junto a esta, a sua velocidade é considerada nula, devido à condição de não escorregamento.

A espessura das camadas limite cresce ao longo do escoamento, que se considera completamente desenvolvido a partir do momento em que elas se juntam. De aí em diante, o perfil de velocidades passa a ter uma forma parabólica, mas constante, deixando de depender da coordenada longitudinal do canal. A distância percorrida por um escoamento até se tornar completamente desenvolvido hidrodinamicamente é designada por comprimento de entrada hidrodinâmico, $x_{cd,h}$. Para escoamento laminar, este valor é calculado pela Equação (2.4) [6]:

$$(x_{cd,h})_{lam} \approx 0,05 Re_D D_h \quad (2.4)$$

Caso se estivesse numa situação de escoamento turbulento, o comprimento de entrada hidrodinâmico seria calculado pela Equação (2.5) [6], embora fosse um valor aproximado, devido a não haver uma expressão consensualmente aceite para o cálculo deste valor.

$$10D_h \lesssim (x_{cd,h})_{turb} \lesssim 60D_h \quad (2.5)$$

2.3. Queda de Pressão

A queda de pressão, que se quantifica frequentemente usando o fator de atrito, é outro parâmetro muito utilizado para caracterizar um escoamento interno. No estudo de escoamento bifásico, a queda de pressão pode ser consideravelmente grande, particularmente à microescala, em virtude dos problemas causados pela presença de bolhas de vapor nos canais. Assim, tem uma importância acrescida, pois irá afetar a potência de bombagem que é necessária para que o fluido circule. Caso a queda de pressão e, consequentemente, a potência de bombagem sejam demasiado elevadas, o sistema todo pode não ser eficiente.

Na literatura existem diversas abordagens em relação ao cálculo da queda de pressão e do fator de atrito, pelo que, neste capítulo, irá efetuar-se uma análise baseada na de Kandlikar *et al.* [8] no seu livro *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*.

2.3.1. Escoamento Monofásico Completamente Desenvolvido

Para um escoamento unidimensional de um fluido incompressível num tubo liso, tem-se que a queda de pressão devido ao atrito, Δp , ao longo de um canal de comprimento L , pode ser caracterizada pela Equação (2.6) [8]:

$$\Delta p = \frac{2f \rho u_m^2 L}{D_h} \quad (2.6)$$

Em que f é o fator de atrito de Fanning, um parâmetro que é amplamente usado na literatura referente à transferência de calor. Este fator é calculado tendo em conta o tipo de escoamento, a rugosidade das paredes e a geometria dos canais.

Para escoamento laminar completamente desenvolvido, o fator de atrito de Fanning pode ser calculado através da Equação (2.7) [8]:

$$f = \frac{Po}{Re} \quad (2.7)$$

Em que Po representa o número de Poiseuille. Shah & London [9] forneceram a Equação (2.8), que permite calcular este parâmetro com base na razão de aspetto de um canal, α .

$$Po = fRe = 24(1 - 1,3553\alpha + 1,9467\alpha^2 - 1,7012\alpha^3 + 0,9564\alpha^4 - 0,2537\alpha^5) \quad (2.8)$$

A razão de aspetto é a razão entre o lado menor e o lado maior de um canal, pelo que, no presente trabalho, ela é dada por $\alpha = w/h$, em que w é a largura e h a altura do microcanal. Visto que a altura dos microcanais em estudo é sempre de 1mm e sempre maior ou igual à largura, neste caso $\alpha = w$.

2.3.2. Escoamento Monofásico em Desenvolvimento

Tendo em conta que em microcanais a queda de pressão tende a ser elevada, principalmente em escoamento bifásico, o comprimento dos mesmos costuma ser relativamente curto. Assim, é frequente que haja uma parte significativa do canal na qual o escoamento ainda não está completamente desenvolvido. Para contabilizar o atrito nesta zona do canal, é usado o fator de atrito aparente, f_{app} , que consiste na representação de uma média do fator de atrito ao longo do canal, contabilizando a queda de pressão devido ao atrito e devido aos efeitos da secção de desenvolvimento do escoamento. Desta forma, a queda de pressão desde o início do canal até uma coordenada x passa a ser representada pela Equação (2.9) [8]:

$$\Delta p = \frac{2f_{app}\rho u_m^2 x}{D_h} \quad (2.9)$$

O fator de atrito aparente é calculado, tal como o fator de atrito de Fanning, através da razão entre o número de Poiseuille e o número de Reynolds. Em 1987, Phillips [10] compilou, a partir da literatura disponível, vários valores do número de Poiseuille para o caso do fator de atrito aparente, em canais retangulares, e apresentou-os em função da coordenada longitudinal adimensionalizada, x^+ , para diferentes valores da razão de aspetto, no esquema que está representado na Figura 2.2:

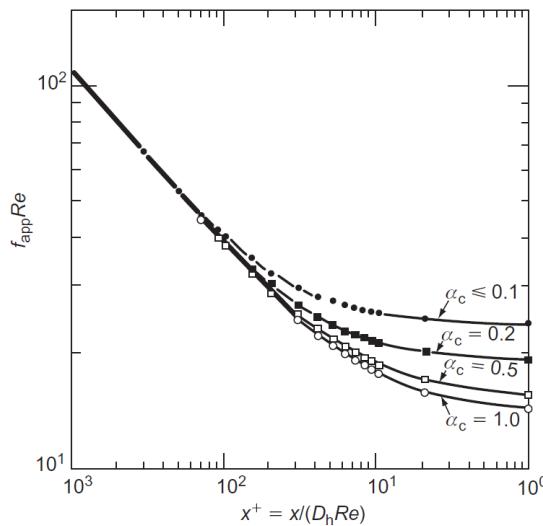


Figura 2.2: Fatores de atrito aparente, compilados por Phillips [10] para canais de secção retangular com escoamento em desenvolvimento, para diferentes razões de aspetto, em função da coordenada longitudinal adimensionalizada. Imagem retirada de Shah & London [9].

2.3.3. Escoamento Bifásico

No caso do escoamento bifásico, o cálculo para a queda de pressão é mais complicado, pois é necessário ter em conta várias componentes, como se pode ver na Equação (2.10) [8]:

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_{f,1-ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_e \quad (2.10)$$

Em que Δp_c é referente à contração na entrada e Δp_e à expansão na saída, $\Delta p_{f,1-ph}$ e $\Delta p_{f,tp}$ à queda de pressão devido ao atrito em escoamento monofásico e bifásico, respetivamente, em que o primeiro

inclui os efeitos da secção de entrada, Δp_a à aceleração associada à evaporação e Δp_g à aceleração gravitacional.

2.4. Caracterização Térmica de um Escoamento Interno

Além do número de Reynolds, um dos parâmetros mais importantes para caracterizar termicamente um escoamento é o número de Prandtl, Pr . Este parâmetro é uma propriedade do fluido e traduz a razão entre a taxa de difusão viscosa e a taxa de difusão térmica. Pode ser calculado através da Equação (2.11) [6]:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.11)$$

Em que c_p é o calor específico do fluido a pressão constante, μ a viscosidade dinâmica e k a condutividade térmica.

Se o número de Prandtl for maior do que 1, significa que a camada limite hidrodinâmica se desenvolve mais rápido que a térmica e, portanto, o comprimento de entrada térmico será maior do que o hidrodinâmico, que é o caso no presente trabalho. Se Prandtl for menor do que 1, acontece o contrário.

2.4.1. Camada Limite Térmica

Da mesma forma que na análise hidrodinâmica, quando um escoamento com temperatura constante encontra uma superfície a uma temperatura superior, irá formar-se sobre esta uma camada limite térmica, de espessura δ_t , fazendo com que o perfil de temperaturas deixe de ser constante. Ocorre uma transferência de calor por condução para o elemento de fluido mais próximo da parede, que adquire a temperatura da superfície, como se pode visualizar pela Figura 2.3, adaptada de Incropera *et al.* [6]:

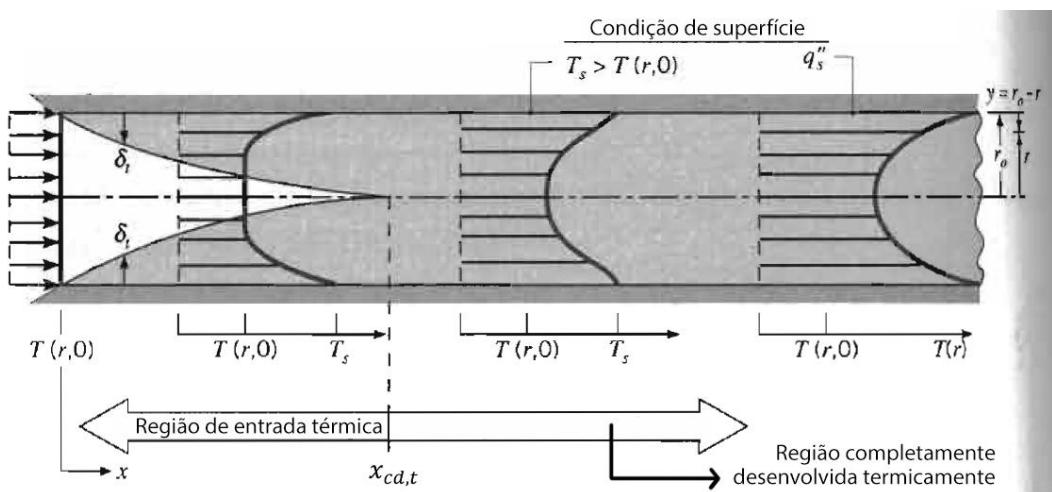


Figura 2.3: Desenvolvimento da camada limite térmica num escoamento laminar, num tubo circular. Imagem adaptada de Incropera *et al.* [6].

De seguida, a transferência de calor desse elemento para os seguintes dá-se por convecção, até que a camada limite encontre uma restrição externa (outra camada limite ou as restantes paredes do canal), no caso do escoamento interno. A partir desse momento, o escoamento passa a considerar-se

completamente desenvolvido termicamente e a distância percorrida pelo fluido até lá é denominada por comprimento de entrada térmico, $x_{cd,t}$. Para escoamento laminar, este valor é calculado pela Equação (2.12) [6]:

$$(x_{cd,t})_{lam} \approx 0,05 Re_D Pr D_h \quad (2.12)$$

Se se pretendesse calcular o comprimento de entrada para regimento turbulento, uma aproximação do mesmo podia ser obtida através da Equação (2.13):

$$(x_{cd,t})_{turb} \approx 10 D_h \quad (2.13)$$

2.4.2. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

Neste trabalho é estudada a transferência de calor de uma superfície quente, sujeita a um fluxo de calor imposto constante, q'' , para um fluido que escoa no interior de um canal com apenas uma parede aquecida. Visto que o elemento de fluido mais próximo da parede aquecida está parado, como se verificou no subcapítulo 2.2.1, a transferência de calor que ocorre para este elemento de fluido acontece por condução, sendo traduzida pela lei de Fourier através da Equação (2.14) [6]:

$$q'' = k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (2.14)$$

Em que k_f é referente à condutividade térmica do fluido e y é a coordenada perpendicular à superfície aquecida.

Tal como foi mencionado no subcapítulo 2.4.1, a transferência de calor da superfície para o fluido acontece, também, por convecção, e pode ser representada pela lei de arrefecimento de Newton, que se pode ver na Equação (2.15) [6]:

$$q'' = h(T_s - T_m) \quad (2.15)$$

Em que T_s é a temperatura da superfície e T_m a temperatura média do escoamento, ambas numa dada coordenada x . h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, que não depende da coordenada x quando o escoamento está completamente desenvolvido.

2.4.3. Balanço de Energia

Num escoamento interno, pode ser feito um balanço de energia entre a saída e a entrada do canal para averiguar a relação entre a diferença de temperaturas e a transferência de calor por convecção, assumindo, para tal, que a transferência de calor por condução é desprezável. Sendo $T_{m,s}$ a temperatura média do fluido na saída do canal, $T_{m,e}$ a temperatura média do fluido na entrada do canal, e \dot{m} o caudal mássico do escoamento, tem-se que a transferência de calor por convecção no interior do canal pode ser representada pela Equação (2.16) [6]:

$$q = q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,s} - T_{m,e}) \quad (2.16)$$

Numa situação de fluxo de calor imposto constante na superfície, em que A é a área dessa superfície, que está em contacto com o fluido, tem-se a Equação (2.17):

$$q_{conv} = q'' \cdot A \quad (2.17)$$

Assim, juntando as Equações (2.16) e (2.17), obtém-se a Equação (2.18) , que representa a fórmula para calcular a diferença de temperaturas teórica entre a entrada e a saída do canal, com base no fluxo de calor imposto, no fluxo mássico e no calor específico do fluido.

$$(T_{m,s} - T_{m,e}) = \frac{q'' A_f}{\dot{m} c_p} \quad (2.18)$$

Em que se substituiu A por A_f , adaptando ao presente trabalho, visto que esta será a equação utilizada no subcapítulo 4.2.2 e que A_f designa a área da folha de aço.

Se as Equações (2.16) e (2.17) forem escritas para uma qualquer coordenada x do canal, em vez de para o comprimento L , é fácil averiguar que a temperatura média do fluido, numa dada posição x , varia linearmente ao longo do canal, na situação de fluxo de calor constante, como se pode ver na Figura 2.4, adaptada de Incropera *et al.* [6]:

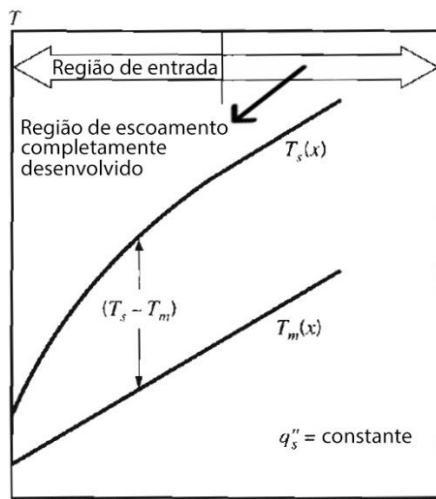


Figura 2.4: Variação de temperaturas ao longo de x , para transferência de calor num tubo, por fluxo imposto constante na superfície. Imagem adaptada de Incropera *et al.* [6].

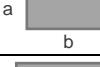
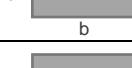
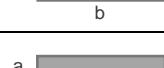
2.4.4. Número de Nusselt

Para completar a caracterização térmica do escoamento, é necessário conhecer outro parâmetro adimensional, o número de Nusselt, Nu . Este parâmetro é igual ao gradiente adimensional de temperatura numa superfície e designa a razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. O número de Nusselt é uma constante em alguns tipos de escoamento, e outros depende da posição longitudinal e dos números de Reynolds e de Prandtl. Para um canal não circular, pode ser representado pela Equação (2.19) [6]:

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (2.19)$$

A Tabela 2.1, adaptada de Incropera *et al.* [6], mostra alguns exemplos de números de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido em canais com diferentes geometrias, para a condição de fluxo de calor imposto constante.

Tabela 2.1: Números de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido, em canais com diferentes secções transversais, com a condição de fronteira de fluxo de calor imposto constante. Tabela adaptada de Incropera *et al.* [6].

Secção Transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$
	—	4,36
	1,00	3,61
	1,43	3,73
	2,00	4,12
	3,00	4,79
	4,00	5,33
	8,00	6,49
	∞	8,23
Aquecido  Isolado	∞	5,39
	—	3,11

Em muitos casos, contudo, a parte do canal onde o escoamento ainda não está completamente desenvolvido hidrodinamicamente é desprezável, mas a parte onde ainda não está completamente desenvolvida termicamente não é. Isto acontece quando o número de Prandtl é elevado e considera-se que se está numa situação de “região de entrada térmica”. Para este caso, Phillips [10] compilou alguns números de Nusselt disponíveis na literatura, para microcanais de secção retangular, como se pode ver na Tabela 2.2:

Tabela 2.2: Números de Nusselt para a situação de “região de entrada térmica”, para canais com diferentes razões de aspeto (α). Tabela adaptada de Phillips [10].

Número de Nusselt						
x^*	$\alpha \leq 0,1^*$	$\alpha = 0,250$	$\alpha = 0,333$	$\alpha = 0,500$	$\alpha \leq 1,000$	$\alpha \geq 10^{**}$
0,00010	31,40	26,70	27,00	23,70	25,20	31,60
0,00250	11,90	10,40	9,90	9,20	8,90	11,20
0,00500	10,00	8,44	8,02	7,46	7,10	9,00
0,00556	9,80	8,18	7,76	7,23	6,86	8,80
0,00625	9,50	7,92	7,50	6,96	6,60	8,50
0,00714	9,30	7,63	7,22	6,68	6,32	8,20
0,00833	9,10	7,32	6,92	6,37	6,02	7,90
0,01000	8,80	7,00	6,57	6,05	5,69	7,49
0,01250	8,60	6,63	6,21	5,70	5,33	7,20
0,01670	8,50	6,26	5,82	5,28	4,91	6,70
0,02500	8,40	5,87	5,39	4,84	4,45	6,20
0,03300	8,30	5,77	5,17	4,61	4,18	5,90
0,05000	8,25	5,62	5,00	4,38	3,91	5,55
0,10000	8,24	5,45	4,85	4,22	3,71	5,40
1,00000	8,23	5,35	4,77	4,11	3,60	5,38

$x^* = x / (Re \cdot Pr \cdot D_h)$; * - placas paralelas, ambos os lados aquecidos; ** - placas paralelas, um dos lados aquecido.

2.5. Ebulação

A palavra “ebulação” refere-se ao processo de mudança de fase de uma substância quando esta acontece numa interface entre os estados sólido-líquido ou sólido-vapor. Visto que envolve movimento de fluido, a ebulação é considerada uma forma de transferência de calor por convecção, tal como a condensação. No entanto, o seu potencial nesta área é consideravelmente maior do que quando não existe mudança de fase, dado que muita energia sob a forma de calor pode ser retirada de uma superfície com apenas pequenas diferenças de temperatura, tirando-se partido do calor latente de vaporização h_{fg} . Este calor latente, aliado às forças de impulsão que se criam devido à interação-líquido vapor, fazem com que o coeficiente de transferência de calor por convecção, h , e a taxa de transferência de calor por convecção, q , sejam, geralmente, muito maiores quando há ebulação. [6]

Devido a este elevado potencial, têm sido exploradas muitas aplicações de ebulação no arrefecimento de elementos sujeitos a fluxos de calor muito elevados, como equipamentos eletrónicos avançados. No entanto, à ebulação estão associadas também várias incertezas e instabilidades, como está explicitado no subcapítulo 1.3 e como será explorado ao longo deste trabalho.

2.5.1. Transferência de Calor por Convecção no caso da Ebulação

Como se referiu acima, uma das formas de ocorrer ebulação é numa interface sólido-líquido. Neste caso, a ebulação acontece quando a temperatura da superfície, T_s , excede a temperatura de saturação do fluido, T_{sat} , sendo que a diferença entre a primeira e a segunda é designada por temperatura de excesso, ΔT_e . Assim, a lei de arrefecimento de Newton para ebulação (sem ser num escoamento interno) toma a forma que está representada na Equação (2.20) [6]:

$$q'' = h(T_s - T_{sat}) = h \Delta T_e \quad (2.20)$$

O número de Nusselt, que é proporcional ao coeficiente de convecção, h , depende de um número consideravelmente maior de fatores no caso da ebulação, como está explicitado na Equação

$$Nu_L = f \left[\frac{\rho g (\rho_l - \rho_v) L^3}{\mu^2}, Ja, Pr, Bo \right] \quad (2.21)$$

Em que ρ_l e ρ_v são as densidades das fases líquida e gasosa do fluido, respetivamente, e L o comprimento característico do estudo em questão. Ja é referente ao número de Jakob, parâmetro adimensional que é dado pela fórmula da Equação (2.22) [6] e que traduz a razão entre a máxima energia sensível absorvida pelo fluido e a energia latente absorvida pelo fluido. Bo é, também, um parâmetro adimensional e representa o número de Bond, que é a razão entre a força de impulsão e a força de tensão superficial.

$$Ja = \frac{\rho_l c_{p,l} \Delta T}{\rho_v h_{fg}} \quad (2.22)$$

2.5.2. Tipos de Ebulação

O processo de ebulação caracteriza-se pela formação de bolhas, junto à superfície aquecida, que depois se destacam e crescem. Contudo, estes mecanismos e os da interação entre as bolhas formadas, podem acontecer de várias formas e dependem da natureza da superfície, das propriedades do fluido e da temperatura de excesso.

Pode-se classificar a ebulação como sub-arrefecida, quando as bolhas começam a formar-se antes da temperatura do líquido atingir a temperatura de saturação, ou como saturada, em que a temperatura do líquido é ligeiramente superior à de saturação quando as bolhas se formam.

A ebulação pode, ainda, acontecer num meio estático, chamada nesse caso de ebulação em piscina, ou num escoamento, denominada então de ebulação por convecção forçada, que é a que está em causa no presente trabalho. No entanto, para se compreender os fenómenos da ebulação por convecção forçada, também é necessário ter em conta a ebulação em piscina.

Foi no âmbito do estudo da ebulação em piscina, que Nukiyama identificou os diferentes regimes deste tipo de ebulação e elaborou a curva conhecida como a curva de ebulação de Nukiyama, que é geralmente

usada como base nos estudos de ebulação. Na Figura 2.5, adaptada de Incropera *et al.* [6] está uma representação desta curva, com indicação dos regimes correspondentes a cada ΔT_e .

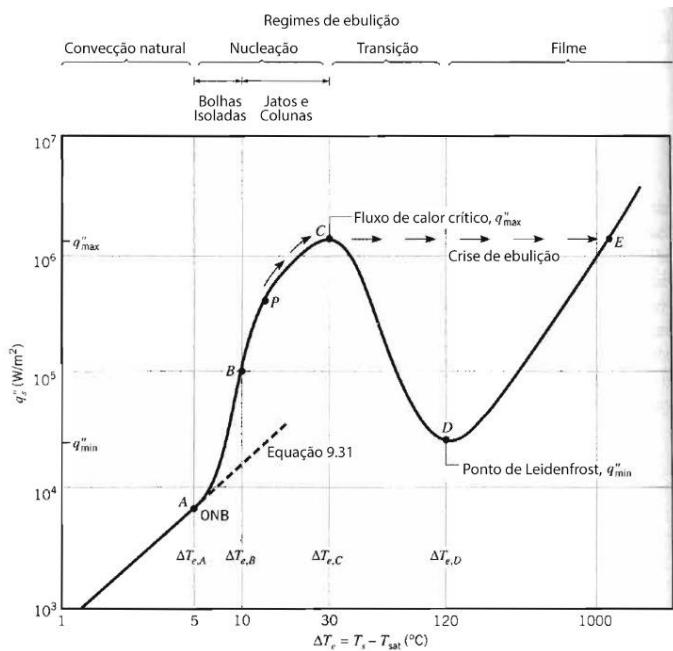


Figura 2.5: Curva de ebulação típica para água a 1 atm: superfície sujeita a fluxo de calor q''_s , em função da temperatura de excesso ΔT_e . Imagem adaptada de Incropera *et al.* [6].

Os pontos designados na imagem por A, P e C têm uma relevância maior para o presente trabalho pois ajudam a compreender a ebulação por convecção forçada. O ponto designado por A indica o *onset of nucleate boiling*, ou seja, o início da nucleação de bolhas isoladas. O ponto P refere-se ao coeficiente de convecção máximo e o ponto C ao fluxo de calor crítico (designado por C, na imagem).

2.6. Regimes de Escoamento Bifásico, em Ebulação por Convecção Forçada

Na literatura existem vários estudos em que são registados os regimes de escoamento bifásico observados, embora o número destes estudos diminua quando se trata de escoamento em microcanais e quando o fluido se trata de HFE 7100. No entanto, as definições dos regimes diferem de autor para autor e dependem consideravelmente das condições estudadas por cada um. Assim, de seguida apresenta-se algumas definições presentes na literatura que serviram de base para a análise feita neste documento, no capítulo 4.

A Figura 2.6 foi adaptada de Incropera *et al.* [6] e retrata um escoamento bifásico vertical num tubo, em que o fluido está, inicialmente, sub-arrefecido e depois torna-se saturado e vai passando por vários regimes, até estar totalmente no estado gasoso.

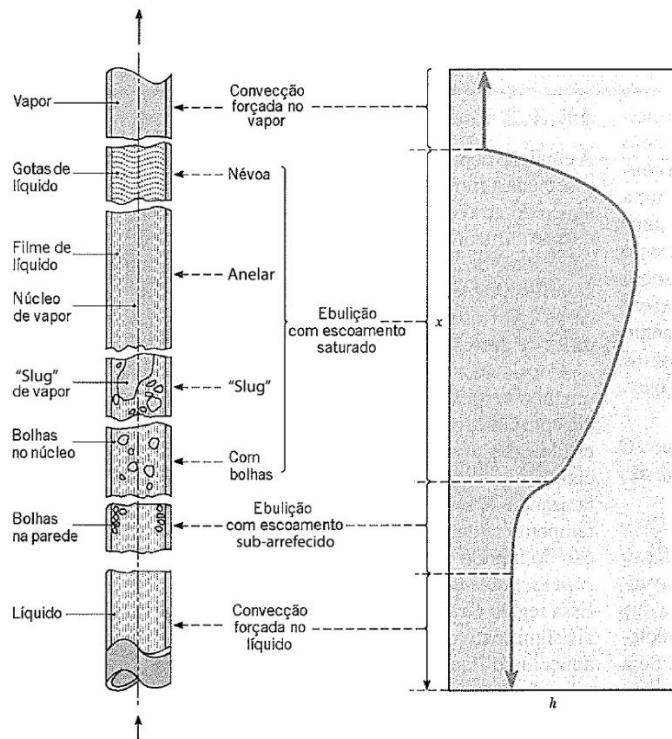


Figura 2.6: Regimes de escoamento em ebulação convectiva forçada num tubo, segundo Incropera *et al.* [6].

Imagen adaptada de Incropera *et al.* [6].

Wambsganss *et al.* [5] consideraram seis tipos de regimes de escoamento: “stratified”, “wave”, “plug”, “slug”, “bubble” e “annular”; e apresentaram exemplos de cada um, que se podem ver na Figura 2.7 a), adaptada de Wambsganss *et al.* [5]. Harirchian & Garimella [11] observaram cinco principais regimes de escoamento, sendo eles “bubbly”, “slug”, “churn”, “wispy-annular” e “annular”, tendo ainda identificado um sexto regime, “inverted-annular”, pós secagem do canal. Imagens destes regimes disponibilizadas pelos autores podem ver-se na Figura 2.7 b), adaptada de Harirchian & Garimella [11]. Harirchian & Garimella mencionam, ainda, que os regimes se podem alternar ou até acontecer em simultâneo num mesmo canal.

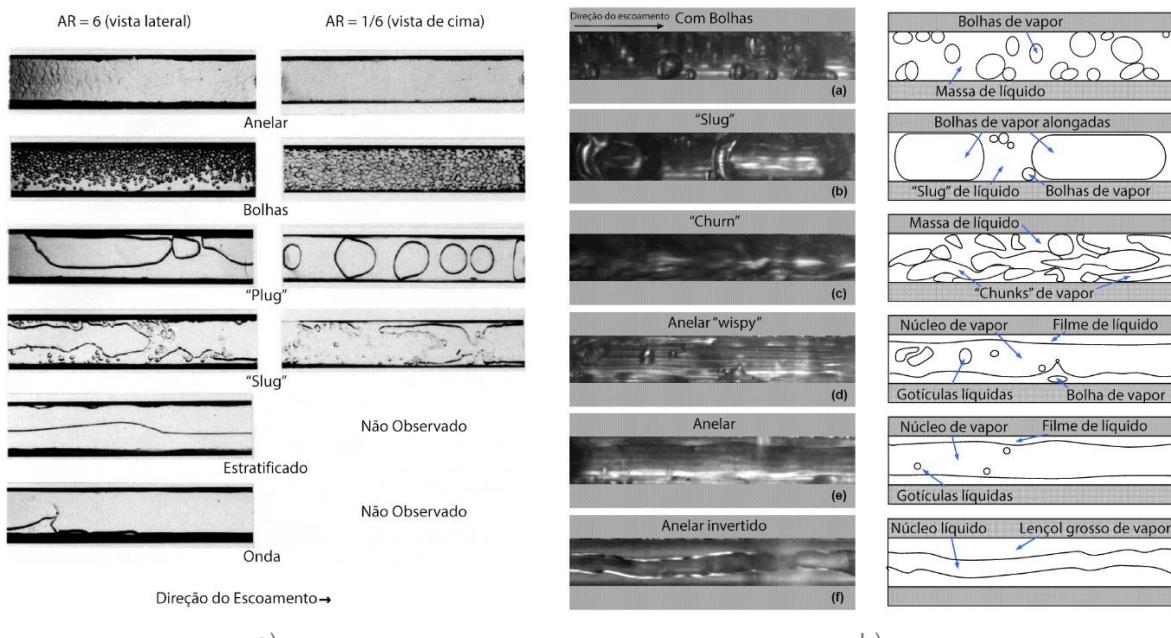


Figura 2.7: Imagens de regimes de escoamento bifásico disponibilizadas por: a) Wambganss *et al.* [5] e b) Harirchian & Garimella [11]. As imagens aqui disponibilizadas são adaptadas dos trabalhos originais.

Outros autores também referiram ter observado regimes alternando-se entre si, e reportaram ainda regimes com nomenclaturas como “escoamento líquido alternado com bifásico” (Greene *et al.* [12]), “bolhas isoladas” (Kew & Cornwell e Wang *et al.*, ambos segundo Harirchian & Garimella [11]), “bolhas dispersas” (Venzon [13] e Huo *et al.*, segundo Harirchian & Garimella [11]), “bolhas alongadas” (Wang *et al.*, segundo Harirchian & Garimella [11]), “bolhas confinadas” (Kew & Cornwell, segundo Harirchian & Garimella [11]) e “condição de *dryout*” (Kandlikar [14]).

3. Metodologia e Implementação

São ainda escassos os estudos de escoamentos em ebulação em microcanais, com vista ao arrefecimento de superfícies que necessitem de dissipar elevadas taxas de calor, como a de uma célula fotovoltaica, o que faz com que este trabalho tenha um cariz relativamente pioneiro. Como tal, os microcanais, a grande maioria da instalação experimental e parte da programação para aquisição e tratamento de dados, foram idealizadas e construídas dentro do âmbito deste projeto, de maneira a responder às necessidades que se punham. Além disso, a instalação foi também alterada ao longo dos ensaios, pois novas necessidades foram surgindo ou sendo descobertas à medida que o trabalho avançava.

Na primeira parte deste capítulo será, então, explicitado todo o processo acima mencionado. Na segunda parte, serão abordados os cálculos e detalhes de execução que foi necessário ter em conta para a correta realização dos ensaios. Na terceira parte, será feita a descrição passo-a-passo do planeamento e realização dos ensaios.

3.1. Descrição da Instalação Experimental e da Sua Construção

A instalação experimental utilizada no presente trabalho está representada no esquema da Figura 3.1.

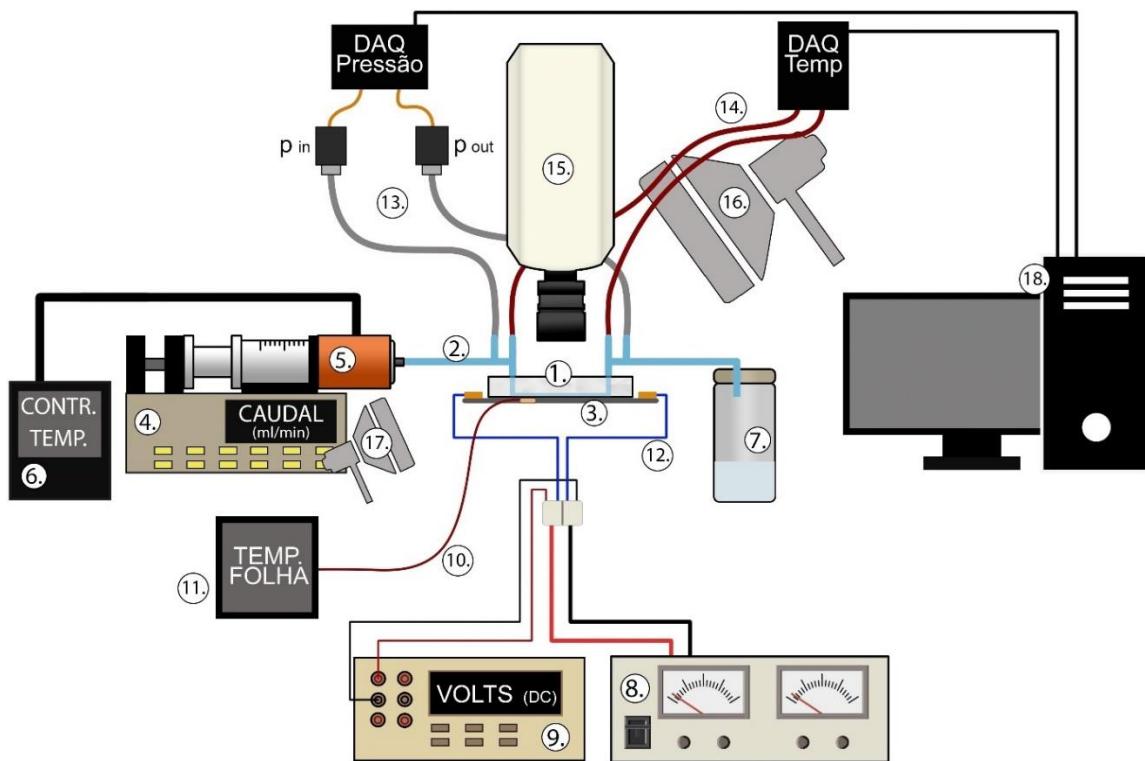


Figura 3.1: Esquema da instalação experimental: 1) Microcanal de PDMS; 2) Conjunto de válvulas e tubos de circulação do fluido; 3) Folha de aço inoxidável; 4) Bomba de seringa; 5) Aquecimento da seringa; 6) Controlador PID de controlo da temperatura imposta à seringa; 7) Reservatório; 8) Fonte de tensão de CC; 9) Multímetro; 10) Termopar de contacto; 11) Controlador PID para observação da temperatura da folha; 12) Cabos elétricos e respetivos “contactos” de cobre; 13) Conjunto de medição da pressão na entrada e saída do canal (constituído por dois tubos com fluido, dois sensores de pressão e o DAQ NI USB-6008); 14) Conjunto de medição da temperatura na entrada e saída do canal (constituído por dois termopares de imersão e o DAQ DT9828 da Data

Translation); 15) Câmara de alta velocidade; 16) Foco de luz grande; 17) Foco de luz pequeno; 18) Computador de aquisição e tratamento de dados.

Um microcanal único de PMDS (Figura 3.1: 1) está colocado sobre uma folha de aço inoxidável (AISI 304), pressionado contra ela por duas placas de acrílico, superior e inferiormente. A folha de aço (Figura 3.1: 3) é aquecida por efeito de Joule, recebendo corrente elétrica direta através de dois contactos de cobre, que estão soldados a fios elétricos (Figura 3.1: 12) que, por sua vez, estão ligados a uma fonte de corrente elétrica contínua, analógica, *HP 6274B DC Power Supply*, onde se regula a corrente elétrica fornecida à folha de aço (Figura 3.1: 8). Através do multímetro digital *Tektronix DMM 4020 5-1/2 Digit Multimeter* (Figura 3.1: 9), foi medida a tensão na folha, de forma a saber-se com exatidão a potência fornecida a esta, visto que o valor calculado da resistência da folha é pouco preciso. Através do microcanal escoa o hidrofluorréter HFE 7100 (*3M™ NOVEC™ 7100 Fluido de Alta Tecnologia*), com ponto de ebulação de 61°C [15], à pressão ambiente, impulsionado por uma bomba de seringa (Figura 3.1: 4) com caudais volumétricos reguláveis. À volta da seringa está uma manga de aquecimento (Figura 3.1: 5), com resistências elétricas no seu interior, que estão ligadas a um controlador PID (Proporcional, Integral, Derivativo). O controlador permite controlar as resistências num sistema tudo/nada (liga/desliga) mediante a informação recebida por um termopar colocado próxima da saída da seringa (Figura 3.1: 6). Depois de aquecido, o fluido escoa para os tubos de circulação Figura 3.1: 2) e passa, então, pelo microcanal, onde entra em ebulação ao contactar com a folha de aço, que está a uma temperatura superior a 60°C. Esta temperatura é lida por um termopar do tipo K (Figura 3.1: 10), colocado sobre a folha e por baixo do microcanal de PDMS. O termopar está ligado a um controlador PID (Figura 3.1: 11) que funciona apenas como expositor da temperatura medida pelo termopar. O escoamento é gravado por uma câmara de alta velocidade (*Phantom v4.2 Vision Research*) (Figura 3.1: 15), gravação, essa, que só é possível graças aos dois focos de luz que iluminam o microcanal (Figura 3.1: 16 e 17). Esta filmagem é feita perpendicularmente à folha e parte dela fica gravada no computador (Figura 3.1: 18), sendo as imagens posteriormente processadas. Junto à entrada e à saída do microcanal estão dois termopares do tipo K (Figura 3.1: 14) e dois tubos que se ligam a sensores de pressão absoluta (Wika A-10) (Figura 3.1: 13). Os dados, tanto dos termopares como dos sensores de pressão, são lidos por dispositivos de aquisição de dados (DAQs) e processados no programa *LabVIEW* através de uma rotina criada no âmbito do trabalho. Por fim, o HFE 7100 sai do sistema para um reservatório à pressão atmosférica, que se manteve fechado sempre que possível, para que não houvesse contaminação nem evaporação de fluido (Figura 3.1: 7).

A Figura 3.2 apresenta uma fotografia de uma versão inicial e simplificada da instalação, com os seus principais componentes.

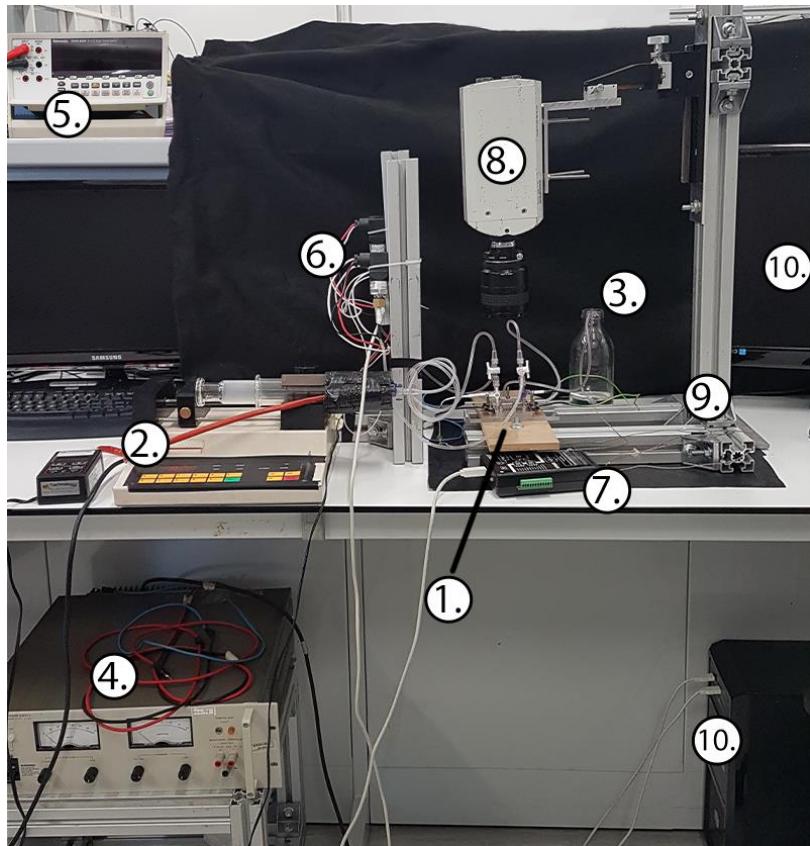


Figura 3.2: Fotografia da disposição inicial da instalação: 1) Conjunto de microcanal, folha de aço, placas de acrílico, placas de madeira, tubos de circulação de fluido e fios elétricos com respetivos “contactos” de cobre; 2) Bomba de seringa e aquecimento da seringa; 3) Reservatório do fluido que sai; 4) Fonte de tensão de CC; 5) Multímetro; 6) Conjunto de medição da pressão na entrada e saída do canal (constituído por dois tubos com fluido, dois sensores de pressão, o DAQ NI USB-6008 e uma estrutura de apoio, de perfis de alumínio); 7) Conjunto de medição da temperatura na entrada e saída do canal (constituído por dois termopares de imersão do tipo K e o DAQ DT9828 da Data Translation); 8) Câmara de alta velocidade; 9) Estrutura de suporte, constituída por perfis de alumínio; 10) Computador de aquisição e tratamento de dados.

3.1.1. Moldes para Microcanais

Tomando como referência valores utilizados em trabalhos anteriores e a ordem de grandeza da área de troca de calor das células fotovoltaicas que se pretende arrefecer, que é de 1 cm^2 , foram calculadas e escolhidas as dimensões que iriam ser utilizadas nos microcanais e, por conseguinte, nos moldes. Decidiu-se testar quatro canais diferentes, todos com 40 mm de comprimento e 1 mm de altura, e com larguras de 0,25 mm, 0,50 mm, 0,75 mm e 1,00 mm, resultando em diâmetros hidráulicos de, aproximadamente, 400 μm , 667 μm , 857 μm e 1000 μm , sendo que os canais teriam, ainda, entradas e saídas circulares com diâmetros de 2 mm. Os moldes foram, assim, desenhados no *software* de modelação geométrica *Onshape*, como se pode ver na Figura 3.3.

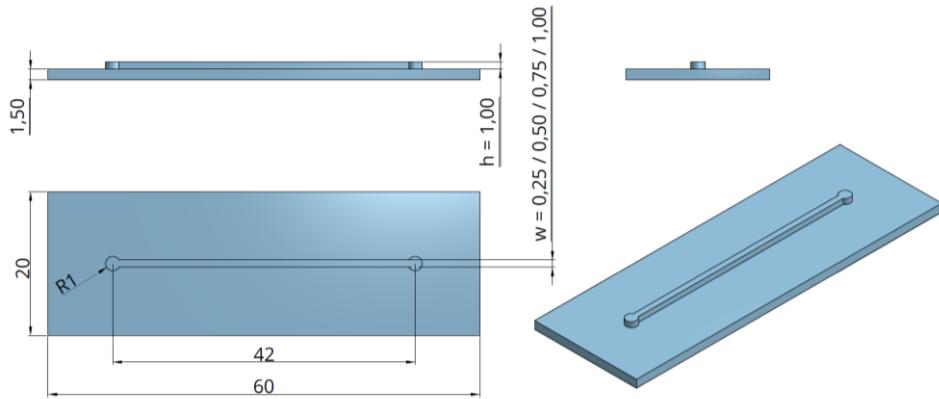


Figura 3.3: Desenho CAD do molde para os microcanais, em milímetros.

A seguir ao *design*, o principal requisito para os microcanais e para os respetivos moldes, consistia em que tivessem uma superfície o mais lisa possível, de maneira não só a diminuir a dissipação por fricção aquando da passagem do fluido, mas também a permitir que o canal fosse transparente o suficiente para uma visualização clara e precisa dos fenómenos.

Desta forma, recorreu-se, inicialmente, à tecnologia FFF – *Fused Filament Fabrication*, de impressão 3D aditiva de filamentos de polímeros termoplásticos, para fabricar os moldes em PLA – ácido poliláctico (Figura 3.4 b)). O equipamento utilizado foi a impressora *Ultimaker 3* (Figura 3.4 a)), no Laboratório de Desenvolvimento de Produto, do Departamento de Engenharia Mecânica, o *software* foi o *Ultimaker Cura* e o diâmetro de extrusor escolhido foi de 0,25 mm, a dimensão mínima que se pretendia estudar nos canais.

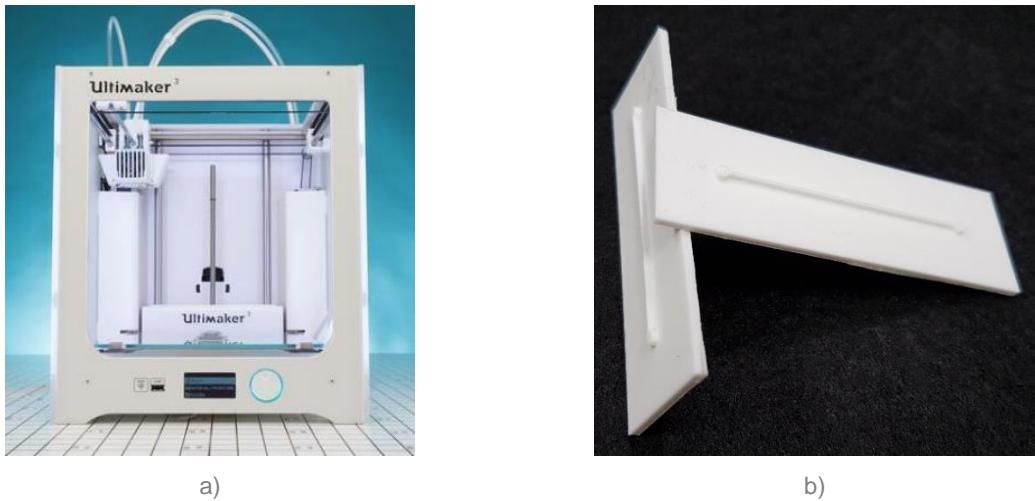


Figura 3.4: a) Impressora 3D *Ultimaker 3* [16]; b) Exemplo dos moldes impressos em PLA.

Para a segunda fase do trabalho, tendo-se tornado evidente que as imperfeições presentes nas superfícies do microcanal de PDMS interferiam com a visualização do escoamento, optou-se por imprimir novos moldes, desta feita utilizando a tecnologia SLA – *Stereolithography*, que funciona com polímeros termofixos habitualmente designados por “resinas”. Esta tecnologia permite uma maior precisão de impressão, produzindo moldes com melhor acabamento superficial, que resultam em canais mais transparentes, mas não tinha sido utilizada para o fabrico dos canais iniciais por ser uma

opção mais dispendiosa e por exigir, também, um maior conhecimento do processo de preparação dos ficheiros para impressão e um maior cuidado no manuseamento do equipamento.

O equipamento utilizado para este processo foi a *Original Prusa SL1* para impressão dos moldes e a *Original Prusa CW1* para a sua cura, ambas pertencentes ao Laboratório de Desenvolvimento de Produto.

Os ficheiros dos moldes desenhados no software *Onshape* foram gravados no formato “STL” e abertos no software *Prusa Slicer*, onde foi levada a cabo a preparação para a sua impressão, em que a maior questão era encontrar o ângulo de impressão em que as superfícies se formassem direitas e sem defeitos. Para tal, foi observado o seguinte processo iterativo:

- 1) Colocou-se moldes a diferentes ângulos sobre a superfície de impressão;
- 2) Seleccionou-se a opção de auto-gerar pontos de suporte, tendo estes aparecido apenas junto às arestas mais próximas da superfície de impressão;
- 3) Exportou-se o ficheiro com os moldes editados para formato SL1 e procedeu-se à sua impressão na *Original Prusa SL1*, com uma altura de impressão de 0,025 mm (*Ultra Detail*);
- 4) Depois de concluída a impressão, retirou-se as peças da superfície de impressão com uma espátula e colocou-se as mesmas num “banho” de álcool isopropílico, dentro da *Original Prusa CW1* e procedeu-se ao processo de cura;
- 5) Findo o processo de cura, as peças foram secas e os suportes foram partidos com um alicate;
- 6) Guardou-se a quantidade remanescente de resina e limpou-se todos os materiais utilizados com álcool isopropílico;
- 7) Avaliou-se a qualidade das peças formadas, tendo-se concluído que:
 - o os ângulos mais adequados eram os de 0º e 46,771º (baseado na fórmula $\text{arctg}(\text{altura de impressão}/\text{largura de pixel da máquina em questão})$, sendo que este seria o valor obtido para uma altura de impressão de 0,050 mm) [17];
 - o as peças com poucos suportes formavam-se empenadas ou com falta de material;
 - o com quatro peças juntas havia mais probabilidade de elas serem mal impressas ou serem danificadas no momento em que eram retiradas da superfície;
- 8) Ajustou-se a velocidade de impressão e repetiu-se o processo, desta vez inserindo pontos de suporte manualmente, de maneira a estes cobrirem toda a superfície, utilizando apenas 3 peças de cada vez e definindo o ângulo de 46,771º para todas, tendo-se obtido resultados satisfatórios, que foram posteriormente utilizados nos ensaios da segunda fase do trabalho.

Nas Figuras Figura 3.5, Figura 3.6 e Figura 3.7, podem observar-se alguns dos componentes mencionados acima.

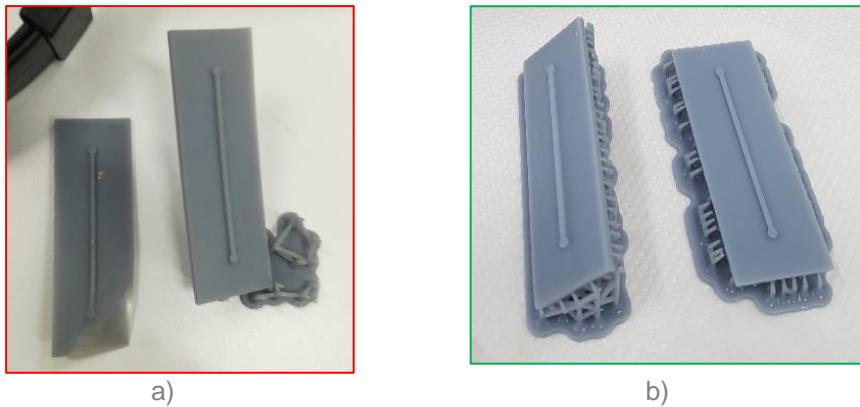


a)

b)

c)

Figura 3.5: a) *Original Prusa SL1* e embalagem de resina; b) *Original Prusa SL1* com peças prontas ainda coladas à superfície de impressão; c) *Original Prusa SL1*, *Original Prusa CW1* aberta, embalagem de resina, moldes já curados, espátula e materiais de limpeza.



a)

b)

Figura 3.6: a) Moldes impressos com defeito, em resina; b) Moldes impressos corretamente, em resina, com ângulos de impressão de $46,771^\circ$ (esquerda) e 0° (direita), ainda com os suportes.

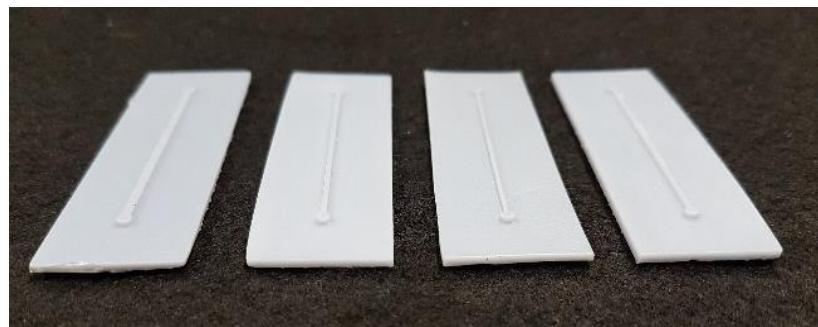


Figura 3.7: Moldes impressos corretamente, em resina, que foram utilizados na segunda fase dos ensaios, com larguras de, da esquerda para a direita, 1,00mm, 0,75mm, 0,50mm e 0,25mm.

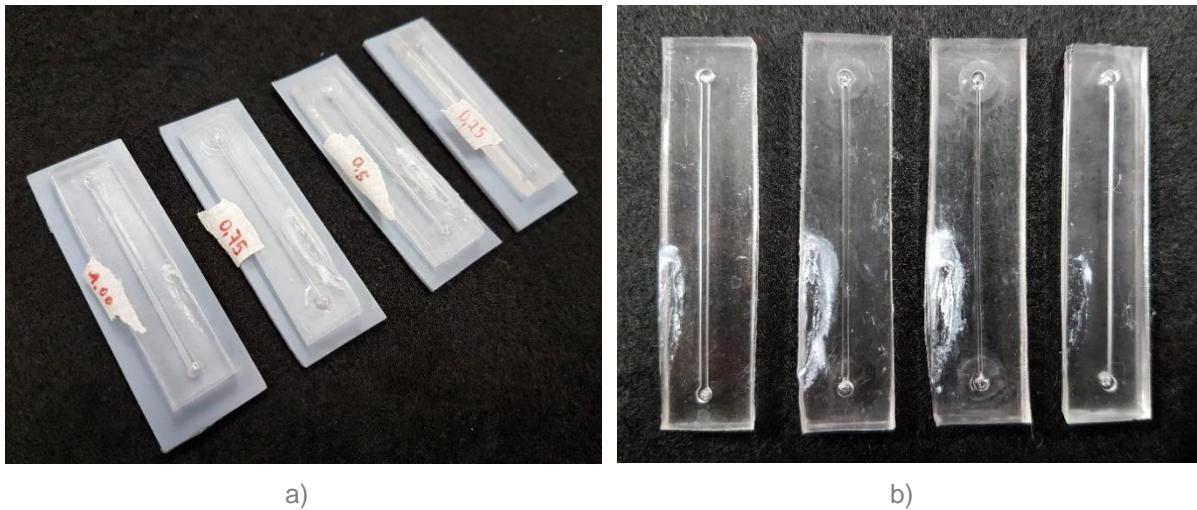
3.1.2. Microcanais

O material escolhido para constituir os microcanais foi o PDMS (polidimetilsiloxano) curado, um tipo de silicone que é amplamente utilizado na indústria por apresentar várias vantagens. Entre elas, as mais relevantes para o presente trabalho são a sua elevada resistência a temperaturas altas, o facto de ser transparente e de ter um baixo custo, de ser fácil de moldar e de ter uma boa capacidade de selagem com superfícies planas, pelo que não é necessário utilizar métodos externos de selagem, como adesivos ou *o-rings*.

Para o fabrico dos microcanais, o primeiro passo do procedimento foi envolver cada molde em fita de alumínio, com a parte colante apenas em contacto com o molde, de modo a completar os moldes com paredes amovíveis. A seguir, a mistura de PDMS com agente de cura foi preparada e colocada nos moldes, que ficaram a repousar durante 48 horas, o tempo necessário para a cura completa dos mesmos. A mistura que se utilizou foi de 10:1 de base de PDMS para agente de cura na primeira fase dos ensaios, com os moldes em PLA, e de cerca de 9:1 na segunda fase dos ensaios, com os moldes em resina, pois verificou-se que o PDMS continuava viscoso após 72 horas de cura. A solução de aumentar ligeiramente a quantidade de agente de cura em relação à base provou-se eficiente. Na Figura 3.8 pode ver-se um molde envolto em fita de alumínio antes e depois de conter a mistura de PDMS. Na Figura 3.9 apresenta-se os 4 microcanais utilizados na segunda fase dos ensaios, já depois de terem sido utilizados. Por fim, na Figura 3.10 consegue ver-se um microcanal proveniente de um molde em resina (à esquerda) e um proveniente de um molde em PLA (à direita), sendo possível verificar que o microcanal feito com molde em resina tem uma superfície menos rugosa e com menos imperfeições, como havia sido previsto no subcapítulo 3.1.1.



Figura 3.8: Molde envolto em fita de alumínio antes (a)) e depois (b)) de conter a mistura de PDMS.



a)

b)

Figura 3.9: Imagens pós-ensaios dos microcanais utilizados na segunda fase dos mesmos, com (a) e sem (b) os respetivos moldes em resina. Podem observar-se marcas brancas provenientes da pasta térmica que permitia uma melhoria da leitura de temperatura pelo termopar colocado entre a folha de aço e o microcanal.

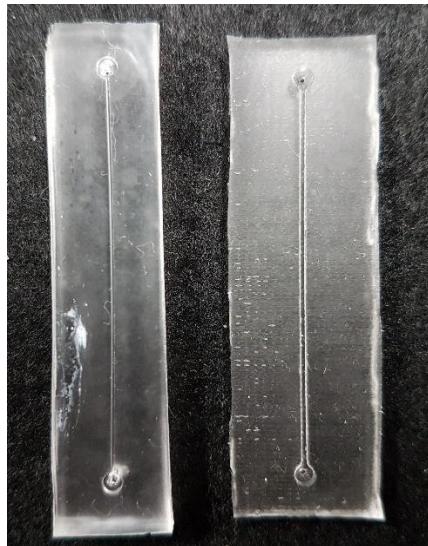


Figura 3.10: Microcanais produzidos em molde de resina (esquerda) e em molde em PLA (direita).

3.1.3. Conjunto do Microcanal

O conjunto denominado nesta secção por “Conjunto do Microcanal” refere-se aos componentes que constituem a parte central da instalação, sendo eles o microcanal de PDMS em si, a folha de aço inoxidável, os contactos de cobre, os fios elétricos, a placa de madeira, as placas de acrílico, as válvulas de ligação e os tubos de circulação do fluido.

As placas foram colocadas por baixo e por cima do microcanal de PDMS, sendo que a de madeira serviu apenas de base para as de acrílico, conectando-as à estrutura de perfis de alumínio. Uma imagem do plano de cortes e furos nas placas pode ver-se na Figura 3.11 a), e uma do conjunto montado mas fora da instalação, sem a placa de madeira e sem o conjunto extra de válvulas de ligação está apresentado na Figura 3.11 b). Uma imagem do conjunto completo e na sua disposição final e em uso pode ver-se no subcapítulo 3.3.1, na Figura 3.17.

Na placa de acrílico inferior foi fixa a folha de aço e foram apafusados dois contactos de cobre que transmitiam corrente elétrica à folha visto que, por sua vez, tinham sido soldados a fios elétricos ligados à fonte de tensão. A folha de aço ficou localizada no centro da placa, e os contactos de cobre nas extremidades da folha. Utilizou-se o metal líquido *Conductonaut*, da marca *Thermal Grizzly*, como condutor elétrico, entre os contactos e a folha, para diminuir as perdas na transferência de corrente elétrica, além de os contactos terem sido cobertos com fita isolante. Cálculos sobre os valores da corrente e do fluxo de calor transmitido serão apresentados no subcapítulo 3.2.3.

A placa de acrílico superior tem uma importância acrescida, visto que foi com ela que se garantiu, através de apafusamento, que se aplicava a pressão correta no canal, sendo que esta não podia ser baixa ao ponto de o canal não selar, nem alta ao ponto de se alterarem as dimensões do mesmo ou de ele se fechar por completo. Mais ainda, além de ser parte da estrutura, a placa de acrílico superior, é, também, parte do circuito do fluido. Como tal, nos pontos coincidentes com o início e o fim dos microcanais, foram feitos dois furos na placa, e em cada um foi colada com a cola epóxi *Araldite* uma válvula, de maneira a garantir-se que não haveria fugas de fluido na entrada e na saída do canal. Estas válvulas tinham a função de conectar o microcanal aos tubos que transportavam o fluido para dentro e para fora do mesmo, aos termopares e aos sensores de pressão, o que se concretizou recorrendo também a um segundo par de válvulas. A ligação do tubo de entrada à bomba de seringa faz-se através de outra válvula, e o tubo em questão tem ainda uma cobertura isolante para se diminuir as perdas de calor no caminho da bomba de seringa para o microcanal.

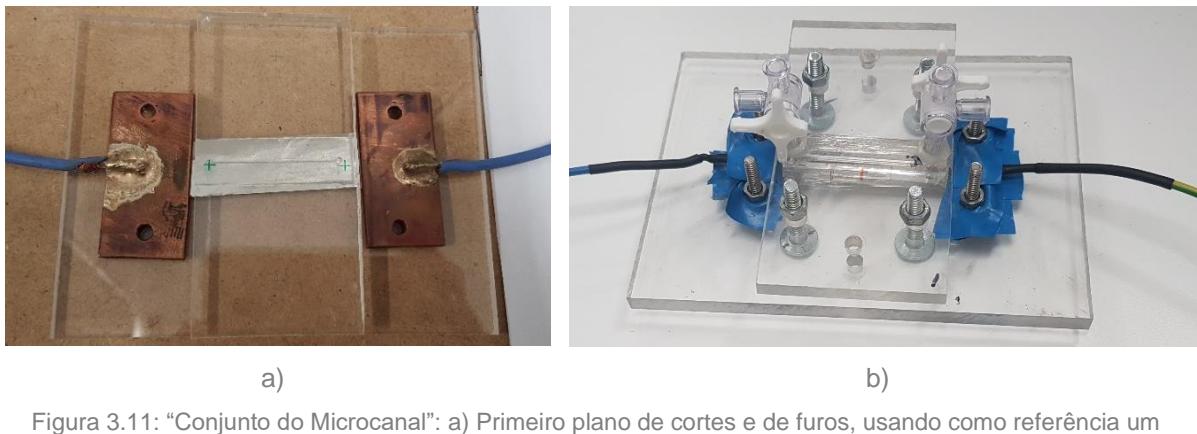


Figura 3.11: “Conjunto do Microcanal”: a) Primeiro plano de cortes e de furos, usando como referência um conjunto provisório de contactos de cobre, uma folha de aço e um microcanal de PDMS; b) Disposição final do conjunto, fora da instalação e sem o segundo par de válvulas de ligação.

3.1.4. Visualização com câmara de alta velocidade

A visualização com câmara de alta velocidade é fulcral neste trabalho, pois pretende-se visualizar e captar nitidamente o escoamento, de forma a ser possível calcular as frequências, velocidades e diâmetros das bolhas, bem como fazer uma análise qualitativa do mesmo, procurando perceber o seu comportamento e identificar todos os regimes de escoamento. Como tal, foi utilizada a câmara de alta velocidade *Phantom v4.2 Vision Research*, que se pode ver na Figura 3.12: a). A câmara foi fixa numa estrutura de perfis de alumínio (Figura 3.12: c)), projetada com vista a sustentar o seu peso e a mantê-la estável e vertical, por cima dos microcanais. A base da câmara possui três manípulos, que permitem

ajustar a sua posição nos três eixos x, y, z. A câmara foi mantida sempre na mesma posição, no eixo transversal ao canal, mas foi deslocada ao longo do eixo longitudinal, conforme a zona do canal que estivesse a ser filmada. Foi, também, ajustada verticalmente sempre que se realizava um novo ensaio, de modo a focar o escoamento o melhor possível.

Na primeira fase de ensaios, a lente usada foi a lente original da câmara, *AF MICRO NIKKOR 60mm*, que é a que está visível na Figura 3.12 a). No entanto, tendo-se concluído que seria necessária uma qualidade de imagem maior, devido à dificuldade de observar um escoamento em ebulição em canais tão pequenos, para a segunda fase de ensaios foi utilizada uma lente microscópica 506285 Leica Germany de 10x de magnificação (Figura 3.12 b)).

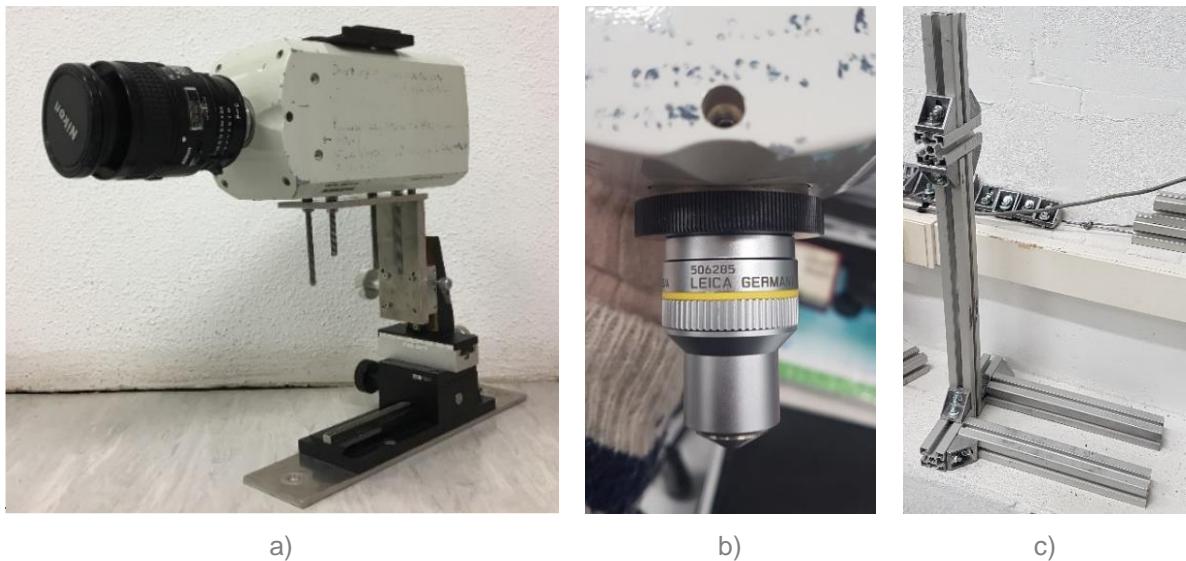
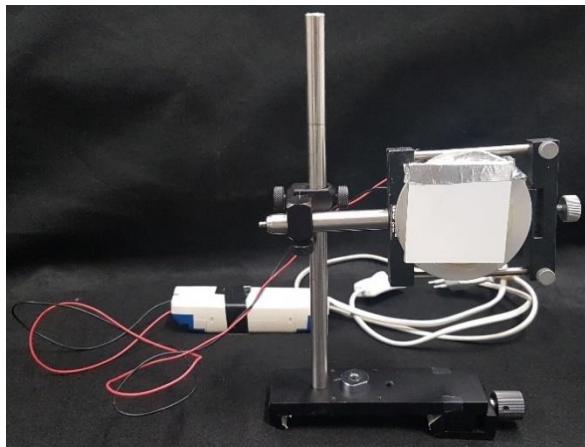


Figura 3.12: a) Câmara de alta velocidade, com a lente *AF MICRO NIKKOR 60mm* (fotografia retirada de [18]); b) Lente 506285 Leica Germany; c) Estrutura de perfis de alumínio para suporte da câmara de alta velocidade e dos microcanais.

A iluminação das regiões de interesse foi alcançada usando dois focos de luz que apontavam diretamente para o microcanal, principalmente no caso da lente microscópica, pois a área de filmagem é muito reduzida, havendo por isso a necessidade de se conseguir uma iluminação maior. Assim, foram utilizados os dois focos de luz que se podem ver na Figura 3.13, à esquerda o de 50 W e à direita o de 20W.



a)



b)

Figura 3.13: Focos de luz de a) 50 W e b) 20 W usados para iluminar os microcanais.

3.1.5. Termopares

Neste trabalho foram usados três termopares para medição de temperatura, todos do tipo K, em que dois eram de imersão e um era de contacto.

O termopar de contacto foi colocado entre o microcanal de PDMS e a folha de aço, próximo da zona de entrada do fluido, mas longe o suficiente do escoamento para não interferir com o mesmo. A sua preparação consistiu em cortar o excesso da película de proteção e em colocar uma pasta térmica na parte inferior do termopar, que ia estar em contacto com a folha de aço, para que a leitura da temperatura fosse a mais precisa possível. Este termopar esteve sempre ligado ao controlador PID *KS 20-I economy*, que servia apenas de expositor da temperatura lida pelo termopar na folha.

Antes da montagem na instalação, fez-se testes aos dois termopares de imersão e verificou-se que ambos funcionavam corretamente e que a diferença de valores medidos entre si era da ordem dos $0,01^{\circ}\text{C}$.

De seguida, os termopares de imersão foram colocados dentro de uma das entradas das válvulas coladas à placa de acrílico, alinhadas com a entrada e a saída do microcanal, de forma a ficarem inseridos no fluido circulante. Para tal, foi necessário isolar a ponta de cada termopar com mangas térmicas e fitas de *teflon* até não haver folgas entre o termopar e a válvula.

A informação de temperatura seria, então, recolhida pelos termopares no escoamento e enviada para o DAQ *DT9828*, que, por sua vez, a transferia para o computador, onde ela era lida e processada, no programa *LabVIEW*.

3.1.6. Sensores de Pressão

Para medir a pressão na entrada e na saída do canal, foram utilizados dois sensores de pressão absoluta do modelo *Wika A-10*, ligados a uma fonte de tensão de 24 V e com esquema elétrico de 3 fios. O sensor ligado à entrada tem um alcance de 250 kPa e o ligado à saída tem um alcance de 160 kPa. Dois tubos com fluido ligam as válvulas junto do microcanal aos sensores de pressão, que transformam a informação e a enviam para o DAQ *NI USB-6008*, que, por sua vez, a transmite para o

computador, onde ela será processada no programa *LabVIEW*. Tanto os sensores como o DAQ estão fixos numa estrutura móvel de perfis de alumínio e podem ver-se na Figura 3.14.



Figura 3.14: Sensores de pressão com o DAQ NI USB-6008, fixos numa estrutura de perfis de alumínio.

3.1.7. Bomba de seringa e respetivo aquecimento

A bomba de seringa utilizada para os ensaios foi a *Harvard Apparatus 22*, que se pode ver na Figura 3.15. A seringa (Figura 3.15: 2) tem um diâmetro interno de 34 mm e tem uma capacidade de 100 ml. Após definir-se o diâmetro da seringa utilizada no painel da bomba, esta permite regular o caudal volumétrico de fluido injetado pela seringa.

Foi utilizada uma manga de aquecimento com resistências elétricas no seu interior (Figura 3.15: 3), ligada a um controlador PID (Figura 3.15: 4), de forma a pré-aquecer o fluido antes de ele ser inserido nos tubos de circulação. O controlador permite escolher o valor da temperatura que se pretende impor ao fluido.

De maneira a diminuir as perdas de calor, foi colocada uma camada de isolamento à volta da manga, bem como do tubo que leva o fluido da bomba para o microcanal.

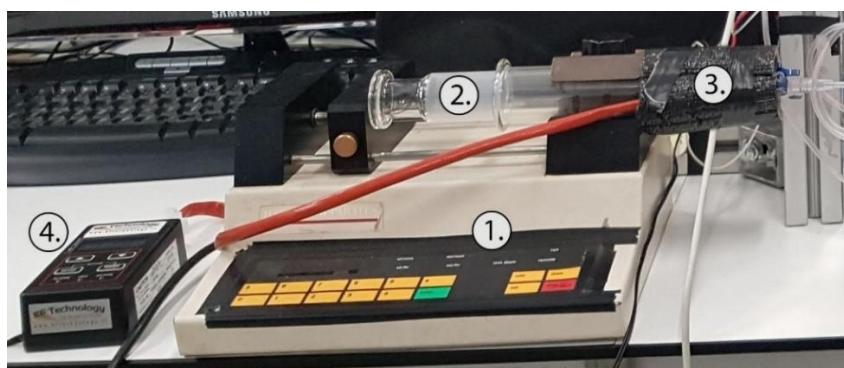


Figura 3.15: Bomba de seringa e respetivo aquecimento: 1) Bomba de seringa; 2) Seringa; 3) Resistências elétricas cobertas com isolamento; 4) Controlador PID de imposição da temperatura das resistências.

3.1.8. Alimentação Elétrica

Para a alimentação elétrica da folha de aço, foi utilizada a fonte de tensão *HP 6274B DC Power Supply*, de corrente contínua. Além disso, utilizou-se o multímetro *Tektronix DMM 4020 5-1/2 Digit Multimeter*, na configuração de medição de tensão, como forma de verificar com maior precisão a potência que estava a ser fornecida à folha de aço. Os cabos da fonte e os do multímetro foram conectados, através de uma caixa de junção, aos fios elétricos que estão ligados à folha de aço pelos contactos de cobre. Ambos os aparelhos podem ver-se na fotografia da Figura 3.16.



Figura 3.16: Fonte de tensão (em baixo) e multímetro (em cima).

3.2. Condições de Funcionamento

Este capítulo apresenta os cálculos e detalhes de execução que, além da montagem da instalação, foi necessário ter em conta para a correta realização dos ensaios, tanto em aspectos materiais como em aspectos computacionais.

3.2.1. HFE 7100 (3M™ NOVEC™ Fluido de Alta Tecnologia)

Como fluido circulante, foi escolhido o hidrofluoréter HFE 7100 (ou *3M™ NOVEC™ 7100 Fluido de Alta Tecnologia*), em primeiro lugar, por ser um fluido refrigerante com ponto de ebulação de 61°C. Isto permite não só estudar um escoamento bifásico requerendo menos energia para aquecimento do fluido, mas também utilizar materiais de apoio, como o acrílico, que não suportariam uma sujeição constante a temperaturas como a de ebulação da água, 100°C. Em segundo lugar, este fluido apresenta vantagens como o facto de ser quimicamente inerte, sem cor e sem cheiro e não ser tóxico. [15]

A Tabela 3.1 apresenta algumas das suas propriedades, como a massa volúmica, a viscosidade dinâmica, a viscosidade cinemática e o número de Prandtl calculados para 61°C, a temperatura de ebulação do HFE 7100 [15, 19]. É de salientar que, dada a baixa tensão superficial do HFE7100, este molha completamente todas as superfícies de trabalho usadas (tanto o PDMS como o aço inoxidável).

Tabela 3.1: Propriedades do HFE 7100 a 61°C.

HFE 7100 (a 61°C)	
Massa volúmica do líquido (ρ_l) [kg/m ³]	1418,602
Viscosidade dinâmica do líquido (μ) [N·s/m ²]	4,30E-04
Viscosidade cinemática do líquido (ν) [m ² /s]	3,03E-07
Calor específico (c_p) [J/(kg·K)]	1183
Condutividade térmica (k) [W/m·K]	0,069
Número de Prandtl ($Pr = c_p \cdot \mu / k$)	7,372
Calor de vaporização (h_{fg}) [kJ/kg]	111,60
Tensão superficial (γ) [N/m]	1,36E-02

3.2.2. Caudal

De maneira a confirmar-se se o comprimento, de 40 mm, inicialmente escolhido para os microcanais seria adequado, foram calculados o número de Reynolds e o comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico correspondente a cada par largura/caudal, para alguns caudais compreendidos entre 1 ml/min e 20 ml/min, para o HFE 7100. Para a elaboração destes cálculos foram usadas as áreas dos microcanais e certos valores apresentados na Tabela 3.1. Importa, contudo, referir, que o comprimento de entrada térmico calculado é apenas uma aproximação do mesmo, visto que a equação existente na literatura e utilizada para o obter foi formulada com base num escoamento num tubo em que toda a parede está sujeita ao mesmo fluxo de calor imposto, e não apenas uma das paredes, como é o caso neste trabalho.

Foi calculado o número de Reynolds para todos os caudais volumétricos a serem aplicados, tendo-se concluído que o escoamento seria sempre laminar, visto que todos os valores obtidos estão abaixo do valor de transição para escoamento turbulento, que é de cerca de 2300.

Os valores de comprimentos de entrada calculados estão, assim, apresentados na Tabela 3.2. Note-se que a largura de 0,40 mm foi acrescentada aos cálculos posteriormente, devido a um erro que se detetou no final da primeira ronda de ensaios. Este erro consistiu no facto de o canal usado, que tinha sido fabricado com 0,75 mm de largura, ter ficado demasiado pressionado pelas placas de acrílico, o que se traduziu na diminuição da sua largura. Recorrendo às imagens com grande potencial de ampliação recolhidas pela câmara, e ao papel milimétrico colocado ao mesmo nível do escoamento, mediu-se a largura do canal em cada filmagem, tendo-se concluído que a média deste valor era, aproximadamente, de 0,40 mm, o que corresponde a um diâmetro hidráulico de 571 μm .

Em relação aos comprimentos de entrada, concluiu-se que, com o comprimento de canal de 40 mm, seria possível realizar os ensaios, mas apenas para os caudais inferiores a 10 ml/min, visto que, nos restantes, o escoamento nunca chegaria a estar completamente desenvolvido termicamente, e apenas em poucos casos estaria completamente desenvolvido hidrodinamicamente, e somente na zona mais próxima do final do canal.

Optou-se, então, por começar por empregar os caudais de 1, 2 e 5 ml/min, nos quais o comprimento de entrada hidrodinâmico seria sempre inferior a 20 mm, ou seja, o escoamento estaria sempre completamente desenvolvido hidrodinamicamente pelo menos na segunda metade do canal. O objetivo seria realizar uma primeira ronda de ensaios, na qual se avaliaria, através da observação do comportamento das bolhas, quais os caudais mais adequados para estudar o escoamento.

Após esta fase, concluiu-se que os caudais de 2 e 5 ml/min produziam escoamentos demasiado irregulares e demasiado similares entre si para poder ser feita uma avaliação correta e útil dos mesmos, com as condições de que se dispunha. Sendo assim, optou-se por não os utilizar para a segunda ronda de ensaios e por acrescentar o caudal de 1,5 ml/min, com o qual já foi possível avaliar o escoamento com maior precisão, sendo este suficientemente diferente do escoamento observado com o caudal de 1 ml/min. Na Tabela 3.2 estão assinalados a verde os dois caudais considerados os que permitiam uma melhor visualização do escoamento e que, por essa razão, foram os utilizados na segunda ronda de ensaios. A amarelo estão os dois caudais que, juntamente com o de 1,0 ml/min, foram empregues na primeira ronda de ensaios, e a vermelho estão os que se decidiu não utilizar de todo.

Tabela 3.2: Comprimentos de entrada térmico e hidrodinâmico, para vários pares largura/caudal, em milímetros e em mililitros por minuto, respetivamente.

		Largura w [mm]									
		0,25	0,40	0,50	0,75	1,00	0,25	0,40	0,50	0,75	1,00
		Comprimento de entrada térmico [mm]					Comprimento de entrada hidrodinâmico [mm]				
Caudal volumétrico Q [ml/min]	1,0	13,0	16,6	18,0	19,9	20,3	1,8	2,2	2,4	2,7	2,8
	1,5	19,5	24,8	27,0	29,8	30,4	2,6	3,4	3,7	4,0	4,1
	2,0	26,0	33,1	36,0	39,7	40,6	3,5	4,5	4,9	5,4	5,5
	5,0	64,9	82,8	90,1	99,3	101,4	8,8	11,2	12,2	13,5	13,8
	10,0	129,8	165,5	180,2	198,6	202,8	17,6	22,5	24,4	26,9	27,5
	15,0	194,6	248,3	270,3	297,9	304,1	26,4	33,7	36,7	40,4	41,3
	20,0	259,5	331,0	360,5	397,2	405,5	35,2	44,9	48,9	53,9	55,0

Recorrendo às propriedades do HFE 7100 e às áreas dos canais, converteu-se os valores dos caudais volumétricos escolhidos em caudais mássicos e em fluxos mássicos, que se apresentam na Tabela 3.3. É preciso notar que os dois fluxos mássicos que estão a uma cor mais clara, correspondentes aos caudais volumétricos de 2 e 5 ml/min para a largura de 0,75mm, foram escolhidos de início, mas acabaram por não ser usados, como foi explicitado acima, tendo sido substituídos pelos fluxos mássicos correspondentes à largura de 0,40mm.

Tabela 3.3: Caudais volumétrico (Q) e mássico (\dot{m}) e fluxo mássico (G), usados nos ensaios.

Q [ml/min]	Caudal mássico (\dot{m}) [kg/s]	Largura w [mm]				
		0,25	0,40	0,50	0,75	1,00
	Fluxo mássico (G) [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$]					
1,0	2,364E-05	94,6	59,1	47,3	31,5	23,6
1,5	3,547E-05	141,9	-	70,9	47,3	35,5
2,0	4,729E-05	-	118,2	-	63,0	-
5,0	1,182E-04	-	295,5	-	157,6	-

As velocidades e números de Reynolds previamente calculados para cada caudal são apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Velocidades e números de Reynolds para cada par caudal volumétrico – largura de canal.

Q [ml/min]	Largura w [mm]									
	0,25	0,40	0,50	0,75	1,00	0,25	0,40	0,50	0,75	1,00
	Velocidade [m/s]					Número de Reynolds				
1,0	0,067	0,042	0,033	0,022	0,017	88	79	73	63	55
1,5	0,100	-	0,050	0,033	0,025	132	-	110	94	83
2,0	-	0,083	-	-	-	-	157	-	-	-
5,0	-	0,208	-	-	-	-	393	-	-	-

3.2.3. Folha de aço e alimentação elétrica

Neste subcapítulo descreve-se o processo de escolha dos fluxos de calor aplicados à folha de aço.

Antes de se realizarem os ensaios em si, procurou-se encontrar as gamas máxima e mínima de potência elétrica aplicada na folha de aço inoxidável. A menor corresponde a um fluxo de calor mínimo, suficientemente elevado para iniciar a ebulição do fluido. A maior corresponde a condições em que o escoamento se encontra próximo da transição para escoamento em estado gasoso. Dentro desta gama, selecionaram-se, então, quatro valores intermédios de potência elétrica, que permitiam a caracterização mais completa do escoamento, através da identificação das principais diferenças observadas com o aumento do fluxo de calor imposto.

As principais dimensões e propriedades [20] da folha de aço estão indicadas na Tabela 3.5, bem como a resistência elétrica, que é calculada seguidamente, na Equação (3.1).

Tabela 3.5: Dimensões e propriedades da folha de aço inoxidável (AISI 304).

Folha de aço inoxidável (AISI 304)	
Comprimento (L) [m]	0,0790
Largura (w) [m]	0,0165
Espessura (e) [m]	$2,0000 \times 10^{-5}$
Área horizontal ($A_f = L \cdot w$) [m ²]	$1,3035 \times 10^{-3}$
Área perpendicular ($A_p = w \cdot e$) [m ²]	$3,3000 \times 10^{-7}$
Resistividade (ρ^*) [$\Omega \cdot m$]	$7,5000 \times 10^{-7}$

Tendo em conta a lei de Ohm, e dado que a corrente elétrica passa de uma ponta à outra da folha, a resistência elétrica, R [Ω], da mesma é dada pela Equação (3.1) [21]:

$$R = \rho^* \frac{L}{A_p} = 7,5 \times 10^{-7} \frac{0,079}{3,3 \times 10^{-7}} = 0,1795 \Omega \quad (3.1)$$

Conhecendo a resistência elétrica, o cálculo para saber a potência, P [W], aplicada na folha, a partir da tensão ou da corrente, é direto e está representado na Equação (3.2):

$$P = UI = (RI)I = RI^2 \quad (3.2)$$

O passo seguinte está ilustrado na Equação (3.3) e consiste em desprezar as perdas e assumir que a potência aplicada na folha e a taxa de transferência de calor (*heat flow rate*) q [W] que a mesma transmite são iguais.

$$P = q \quad (3.3)$$

Por fim, para se obter o fluxo de calor imposto na folha, q'' [W/m²], basta apenas dividir a taxa de transferência de calor pela área da folha, como se pode ver na Equação (3.4):

$$q'' = \frac{q}{A_f} \quad (3.4)$$

Os resultados dos cálculos apresentados acima, bem como os valores de tensão escolhidos inicialmente, são apresentados na Tabela 3.6.

Tal como no caso dos caudais, a escolha dos fluxos de calor que foi descrita neste subcapítulo destinava-se à sua utilização na primeira ronda de ensaios. Seguiu-se, assim, uma seleção mais restrita dos mesmos para a segunda ronda de ensaios, com base na regularidade e na relevância do escoamento que resultava da aplicação do fluxo de calor em questão. Assim, os valores de tensão e consequente fluxo de calor escolhidos para a segunda ronda de ensaios foram os que estão destacados a negrito na Tabela 3.6: 0,49 V, 0,63 V e 0,75 V, ou seja, 1,026 kW/m², 1,696 kW/m² e 2,403 kW/m².

Tabela 3.6: Valores de tensão selecionados nos testes e correspondentes valores de corrente, taxa de transferência de calor e fluxo de calor imposto, nas unidades indicadas.

Tensão U [V]	Corrente I [A]	Taxa de transferência de calor q [W]	Fluxo de calor imposto q'' [kW/m ²]
0,49	2,73	1,3373	1,026
0,53	2,95	1,5645	1,200
0,59	3,29	1,9388	1,487
0,63	3,51	2,2106	1,696
0,70	3,90	2,7291	2,094
0,75	4,18	3,1329	2,403

3.2.4. Aquisição de Imagem

Para a aquisição de imagem, foi utilizado o programa *Phantom Camera Control*, onde foi necessário escolher as especificações adequadas às filmagens da primeira e da segunda ronda de ensaios. A Tabela 3.7 apresenta as definições aplicadas em cada uma das rondas de ensaios.

Todas as imagens capturadas têm a resolução de 512 por 512 pixels. No caso em que a filmagem do escoamento foi efetuada com a lente AF MICRO NIKKOR 60mm, na primeira ronda de ensaios, foi aplicado o fator de calibração de cerca de 20,2 $\mu\text{m}/\text{px}$, tendo o canal sido filmado em três zonas distintas, “Entrada”, “Centro” e “Saída”, cada uma com cerca de 10,3 mm de comprimento. Com a lente 506285 Leica Germany, na segunda ronda de ensaios, o fator de calibração usado foi de cerca de 21,3 $\mu\text{m}/\text{px}$ e o canal foi filmado em apenas duas zonas, “Entrada” e “Saída”, cada uma com cerca de 11 mm de comprimento.

Tabela 3.7: Definições escolhidas para a captura de imagens.

	1 ^a ronda de ensaios	2 ^a ronda de ensaios
Taxa de aquisição [fps]	2600	1000
Tempo de exposição [μs]	381,5	100,0
Tempo de gravação de uma imagem [μs]	384	1000
Tempo total gravado (aprox.) [μs]	3 120 000	4 050 000

3.2.5. Aquisição de Pressão e Temperatura no Microcanal

Os valores de pressão e temperatura medidos na entrada e na saída do canal são enviados para o computador, são processados na rotina do programa *LabVIEW* criada para o efeito, e são analisados tanto no momento do ensaio, através da observação da interface do utilizador do programa, como posteriormente, através do documento de formato .txt por ele criado. Este documento apresenta a

temperatura à entrada e à saída e os seus desvios-padrão, a pressão à entrada e à saída e os seus desvios-padrão, a queda de pressão e o tempo em que cada medição foi feita, registado até às milésimas de segundo.

Para a criação desta rotina, foi necessário ter em conta que os sensores de pressão absoluta não são iguais entre si, visto que medem até 250 kPa e 160 kPa, respetivamente o sensor da entrada e o da saída, como foi referido no subcapítulo 3.1.6. A empresa fornecedora dos sensores realizou um teste de controlo de qualidade aos mesmos, através do qual se pode conhecer as equações adequadas para a conversão de tensão em pressão dos valores registados. As referidas equações podem observar-se na Tabela 3.8.

Tabela 3.8: Teste de controlo dos sensores de pressão absoluta Wika A-10 [18].

Sensor de Pressão Absoluta de 250 kPa		Sensor de Pressão Absoluta de 160 kPa	
Pressão [kPa]	Tensão [V]	Pressão [kPa]	Tensão [V]
0	-0,006	0	-0,014
125	4,990	80	4,986
250	10,016	160	10,016
$Pressão [kPa] = 24,945 \times Tensão[V] + 0,2748$		$Pressão [kPa] = 15,952 \times Tensão[V] + 0,3033$	

3.2.6. Incertezas

As incertezas das contagens das frequências e dos diâmetros e velocidade descolamento são de ± 1 píxel, as dos cálculos de queda de pressão e de temperatura foram avaliadas segundo a abordagem de Moffat [22], e as principais incertezas das restantes medições estão indicadas na Tabela 3.9:

Tabela 3.9: Incertezas.

Parâmetro	Incerteza
Caudal volumétrico (bomba de seringa)	$\pm 0,035\%$
Pressão de entrada	$\pm 1,25$ kPa
Pressão de saída	$\pm 0,8$ kPa
Temperaturas	$\pm 0,5$ °C
Diâmetro de descolamento das bolhas	± 45 µm
Velocidade de descolamento das bolhas	$\pm 0,0029$ m/s

3.3. Método Experimental

Neste capítulo começa-se por abordar o procedimento experimental, isto é, todos os passos que se seguem na realização de um conjunto de ensaios. Na segunda parte do capítulo, apresenta-se o plano de ensaios, que descreve o que foi planeado ensaiar e procurado concluir ao longo do tempo.

3.3.1. Procedimento Experimental

De seguida apresenta-se o procedimento experimental que caracteriza um conjunto de ensaios:

1) Montar o conjunto do microcanal

Antes de montar o conjunto, a superfície da folha de aço é limpa com acetona, e o microcanal e a placa superior de acrílico são limpos com água destilada e os três são secos de seguida. Estando a folha de aço e os contactos de cobre já fixos sobre a placa de acrílico inferior, coloca-se o microcanal a estudar sobre a folha de aço e sob a placa superior de acrílico, alinhando a entrada e saída do microcanal com os furos da placa onde estão coladas as válvulas. De seguida, aplica-se uma quantidade mínima de pasta térmica ao termopar de contacto, de maneira a ela não se espalhar para dentro do escoamento, e coloca-se o termopar entre a folha de aço e o microcanal de PDMS. Coloca-se, ainda, um pedaço de papel milimétrico entre as placas de acrílico, para que se possa depois fazer a calibração da câmara de alta velocidade. Por fim, liga-se todos os tubos e aperta-se os parafusos, procurando um equilíbrio entre garantir a selagem e manter o microcanal com a largura certa, sendo que a largura é medida através de uma imagem recolhida posteriormente pela câmara.

2) Montar a câmara de alta velocidade

A câmara é montada na estrutura de perfis de alumínio, os focos de luz são ligados, e a posição e a ampliação ajustadas. É captada uma imagem do papel milimétrico mencionado no ponto 1 e uma do microcanal, seguindo-se um cálculo da largura do microcanal, que pode resultar numa necessidade de ajuste da pressão aplicada sobre o mesmo.

3) Encher a seringa

Com o auxílio de uma seringa mais pequena e de um tubo semirrígido, o HFE 7100 é retirado do seu recipiente e é injetado dentro da seringa, tentando evitar-se que entrem bolhas de ar.

4) Ligar o aquecimento da seringa

Pretende-se, neste trabalho, estudar um processo de ebulação, que se caracteriza por ser o processo de passagem de uma substância do estado líquido para o gasoso através da formação de bolhas na zona do líquido que está em contacto com uma superfície sólida.

Desta forma, é ideal que o fluido de trabalho esteja a uma temperatura próxima da sua temperatura de ebulação no momento em que atinge a folha de aço, mas inferior, para que não existam já bolhas formadas no seu meio.

Assim, a temperatura definida no controlador PID responsável pelo aquecimento da seringa foi de 50°C, visto que a temperatura de ebulação do HFE 7100 é de 61°C.

Este aquecimento era ligado no mínimo meia hora antes de se iniciar o primeiro ensaio do dia, de modo a haver tempo suficiente para o fluido no interior da seringa se aproximar da temperatura desejada, e mantinha-se sempre ligado ao longo das duas horas que podia durar um ensaio em que se usasse todo o fluido possível de ser utilizado, que estivesse na seringa.

5) Ligar a alimentação elétrica

Os cabos da fonte de calor são conectados numa caixa de junção aos do multímetro e aos fios elétricos do conjunto do microcanal. Seguidamente, a fonte de tensão e o multímetro são

ligados e ajusta-se a tensão e a corrente fornecidas de modo ao valor ser de, aproximadamente, 0,75 V (ver subcapítulo 3.2.3). Ligando, também, o controlador PID cuja função é mostrar a temperatura do termopar de contacto, vai-se controlando a temperatura da folha enquanto aumenta da temperatura ambiente até cerca de 90°C, ajustando sempre os manípulos da fonte de maneira à tensão fornecida continuar a ter o mesmo valor.

6) Realizar o ensaio com a tensão mais elevada

Após ser selecionado o caudal na bomba de seringa, esta é ligada e as válvulas são abertas. Ao mesmo tempo, a câmara de alta velocidade já está a captar imagem e coloca-se a correr o programa LabVIEW, para aquisição da pressão e temperatura. O escoamento é observado no computador e procura-se o momento em que a velocidade de formação de bolhas já estabilizou. Chegado esse momento, são iniciadas as filmagens. Estas imagens são, então, gravadas no computador em formato de imagens e de vídeo, para posterior análise, e cada vídeo corresponde a cerca de 3 segundos na primeira ronda e a cerca de 4 segundos na segunda ronda. O escoamento é pausado desligando a bomba de seringa, as válvulas fechadas e a fonte de tensão desligada por momentos, caso a temperatura da folha esteja demasiado quente para o ensaio que se pretende realizar a seguir.

7) Reduzir a tensão fornecida

De seguida, o procedimento consiste em reduzir a tensão que é dada à folha, repetindo o que está descrito no ponto 6, mas para valores de tensão progressivamente menores, até se chegar ao mais baixo, o de 0,49 V, ajustando sempre o que for necessário. Com este valor de tensão, a temperatura da folha será cerca de 61°C.

8) Novo caudal

Depois de testados todos os valores de tensão requeridos, repete-se os pontos 5 a 7 para um novo caudal.

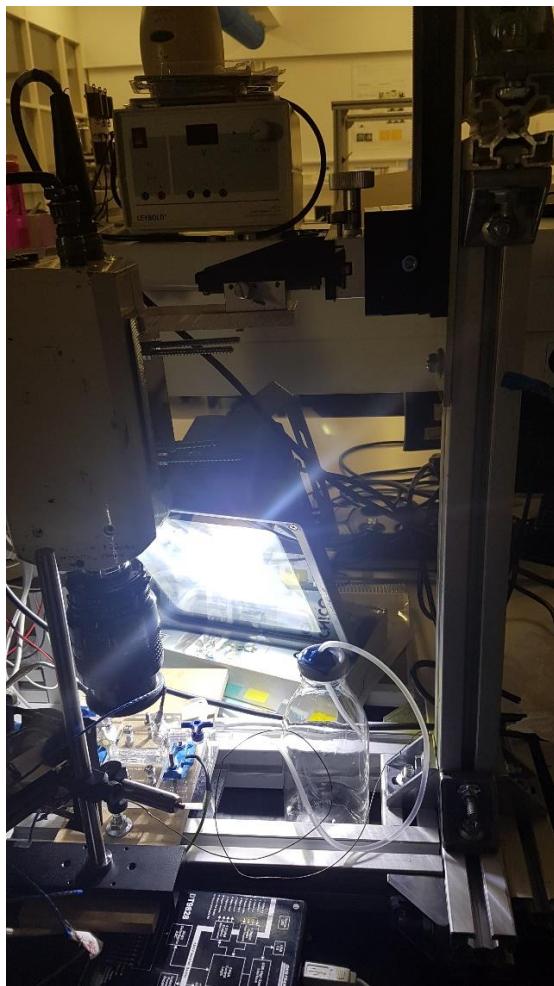
9) Nova posição de filmagem

Findos os testes com todos os valores de tensão e com todos os caudais que se pretende estudar, desliga-se os aparelhos elétricos, para que não sobreaqueçam, exceto o aquecimento da seringa. Ajusta-se a posição da câmara para uma nova zona do microcanal (entrada, saída ou centro) e repete-se os pontos 2 e 5 a 8. Se for necessário, volta-se a encher a seringa e espera-se até o fluido voltar a aquecer, antes de reiniciar os ensaios.

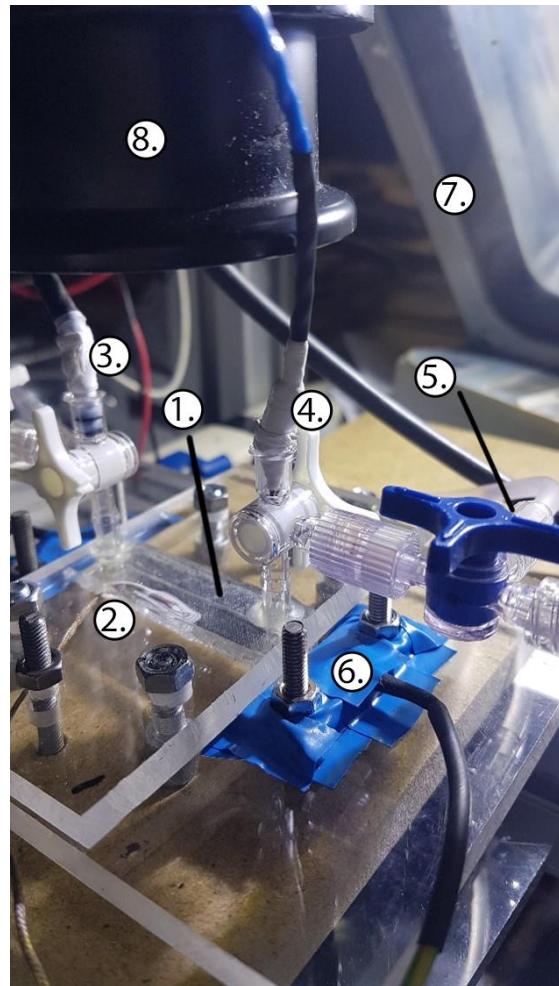
10) Novo microcanal

Por fim, terminados todos os ensaios a fazer num microcanal, este é retirado da instalação e guardado, e repetem-se todos os passos até concluir o estudo dos cinco tipos diferentes de microcanal analisados.

As imagens da Figura 3.17 permitem a visualização de um ensaio a decorrer e do “Conjunto do Microcanal”, referido no subcapítulo 3.1.3, mais detalhado e já na sua disposição final.



a)



b)

Figura 3.17: Instalação experimental durante a realização de um ensaio: a) Visão de cima; b) Visão em detalhe do “Conjunto do Microcanal”: 1) Microcanal e folha de aço; 2) Termopar de contacto; 3) Termopar de imersão para medição da temperatura na entrada do canal; 4) Termopar de imersão para medição da temperatura na saída do canal; 5) Tubo conectado a um dos sensores de pressão, para medição da pressão na saída do canal; 6) Contacto de cobre, soldado a fio elétrico e coberto com fita isolante; 7) Foco de luz grande; 8) Câmara de alta velocidade.

3.3.2. Plano de Ensaios

O plano de ensaios para este trabalho consistiu no estudo detalhado dos parâmetros indicados nas Tabelas Tabela 3.10, Tabela 3.11, Tabela 3.12 e Tabela 3.13. Para cada combinação de valores, estudaram-se em detalhe os parâmetros relevantes para compreender a dinâmica da formação e destacamento de bolhas, bem como os efeitos na pressão e na temperatura. No final, reuniu-se a informação obtida para extrapolar justificações para os fenómenos observados, perceber quais foram as tendências de comportamento do escoamento e procurar encontrar soluções para as falhas eventualmente detetadas.

Tabela 3.10: Valores de fluxo de calor para a primeira ronda de ensaios.

Fluxo de Calor (q'') [kW m $^{-2}$]					
1,026	1,200	1,487	1,696	2,094	2,403

Tabela 3.11: Características dos canais e dos escoamentos para a primeira ronda de ensaios.

Caudal Volumétrico (Q) [ml/min]	Área da Secção (A) [m 2]	Diâmetro Hidráulico (D $_h$) [mm]	Fluxo Mássico (G) [kg.m $^{-2}s^{-1}$]	Número de Reynolds (Re)
1,0			59,1	79
2,0	4,00E-07	0,571	118,2	157
5,0			295,5	393

Tabela 3.12: Valores de fluxo de calor para a segunda ronda de ensaios.

Fluxo de Calor (q'') [kW m $^{-2}$]		
1,026	1,696	2,403

Tabela 3.13: Características dos canais e dos escoamentos para a segunda ronda de ensaios.

Caudal Volumétrico (Q) [ml/min]	Área da Secção (A) [m 2]	Diâmetro Hidráulico (D $_h$) [mm]	Fluxo Mássico (G) [kg.m $^{-2}s^{-1}$]	Número de Reynolds (Re)
1,0	2,50E-07	0,400	94,6	88
1,5			141,9	132
1,0	5,00E-07	0,667	47,3	73
1,5			70,9	110
1,0	7,50E-07	0,857	31,5	63
1,5			47,3	94
1,0	1,00E-06	1,000	23,6	55
1,5			35,5	83

Realizou-se uma primeira ronda de ensaios em que, com um único canal, se estudaram os três caudais e os seis fluxos de calor escolhidos. O microcanal que se planeou estudar nesta fase foi o de largura $w = 0,75$ mm, ou seja, diâmetro hidráulico $D_h = 857$ μ m, pois, com base na literatura, o diâmetro das bolhas de HFE pode, em algumas situações, ser maior que a largura dos canais menos largos estudados neste trabalho. Assim, de forma a compreender-se melhor as dinâmicas do escoamento, escolheu-se um canal que mais provavelmente teria espaço suficiente para as bolhas se formarem completamente e se desenvolverem. No entanto, tal como já foi explicitado no presente documento,

este canal acabou por ter um diâmetro hidráulico $D_h = 571 \mu\text{m}$, devido à elevada pressão de selagem a que foi submetido.

De seguida, realizou-se uma segunda ronda de ensaios, já com as aprendizagens obtidas na primeira. Desta vez, foram utilizadas quatro geometrias de canal, mas apenas os caudais e os fluxos de calor mais úteis, isto é, descartando os que tivessem produzido um tipo de escoamento muito semelhante a outro ou um escoamento que fosse demasiado irregular para poder ser analisado quantitativamente, ou até qualitativamente, nos casos mais extremos.

Por fim, analisou-se os resultados:

1) Através da observação no programa *Phantom Camera Control*:

- Identificou-se os vários regimes de escoamento que surgiram para cada caudal mássico, cada fluxo de calor, e cada zona filmada do canal.
- Fez-se a contagem do número de bolhas que passavam por uma dada linha transversal ao escoamento, durante um período de tempo específico e calculou-se a frequência correspondente.
- Para a segunda ronda, acompanhou-se o crescimento de uma bolha, medindo os valores de diâmetro desde o momento em que ela era criada até ao momento em que saía do campo de filmagem.
- Ao mesmo tempo que se media o diâmetro, mediu-se também as distâncias percorridas pela bolha, calculando de seguida a sua velocidade.

2) Através dos dados obtidos no programa *LabVIEW*:

- Calculou-se a queda de pressão, o fator de atrito e as diferenças de temperatura, e comparou-se-as com os valores teóricos previstos para as mesmas.

4. Apresentação de Resultados e Discussão

Neste capítulo apresentam-se os resultados obtidos experimentalmente, sendo discutidos e analisados em detalhe de modo a obter-se uma maior compreensão dos fenómenos estudados, com comentários sobre as tendências observadas nos vários parâmetros estudados e sugestões de justificações para as referidas tendências. Todos estes tipos de análises estão interligados, pelo que, na análise de um dos fatores, poderá ser feita menção de outro.

4.1. Queda de Pressão e Fator de Atrito

A primeira análise a ser feita neste capítulo é a da queda de pressão e do fator de atrito, visto que se tratam de fatores que podem influenciar todos os outros. Primeiro, são calculados os seus valores teóricos esperados, com base em equações da literatura, e seguidamente são calculados os valores obtidos através dos ensaios experimentais, seguindo-se uma comparação dos dois tipos de valores.

4.1.1. Cálculo dos Valores Teóricos

No capítulo 2.3, foi apresentada a Equação (2.10), que permite calcular a queda de pressão teórica que acontece num escoamento interior bifásico. Cada um dos seus termos pode ser calculado a partir de várias fórmulas e correlações sugeridas na literatura por diferentes autores, no entanto, além do facto de algumas das equações sugeridas carecerem ainda de validação extra, esse cálculo implicaria um conhecimento mais aprofundado sobre as características do escoamento, especificamente da parte gasosa, que não foram obtidas dentro do âmbito deste trabalho.

Ainda no capítulo 2.3, foram, também, apresentadas as Equações (2.6) e (2.9), que representam o cálculo da queda de pressão teórica em escoamentos interiores monofásicos completamente desenvolvidos ou com uma zona em desenvolvimento não desprezável, respetivamente. De maneira a verificar se a equação adequada a este trabalho era a (2.9), foi calculado o valor do comprimento de desenvolvimento x^+ , como está explicitado na Figura 2.2., para todos os valores do número de Reynolds e de diâmetro hidráulico estudados. Visto que os resultados foram todos de valores menores ou aproximadamente iguais a 1, considera-se que é correto admitir que o escoamento está completamente desenvolvido hidrodinamicamente em todo o comprimento dos canais.

Desta forma, a Equação (2.6) será a utilizada para o cálculo da queda de pressão teórica entre a saída e a entrada do microcanal, e os valores obtidos através dela serão úteis para representarem uma aproximação do valor teórico da queda de pressão, através da qual se poderá identificar tendências e interpretar os valores observados, mesmo que o escoamento a ser estudado neste trabalho seja bifásico na grande maioria dos casos.

Para calcular a queda de pressão teórica com base na Equação (2.6), é necessário antes calcular o fator de atrito de Fanning teórico, através da Equação (2.8). Assim, as Equações (4.1) e (4.2) representam o cálculo do fator de atrito de Fanning e da queda de pressão teóricos para este trabalho, sendo que a massa volúmica do HFE 7100 a 61°C tem o valor de $\rho = 1418,602 \text{ kg/m}^3$ e que o comprimento de todos os microcanais usados é de $L = 0,040 \text{ m}$. Os resultados destas equações são

apresentados nas secções seguintes, separadamente para a primeira e para a segunda ronda de ensaios.

$$Po = (f)_{teor} Re = 24(1 - 1,3553\alpha + 1,9467\alpha^2 - 1,7012\alpha^3 + 0,9564\alpha^4 - 0,2537\alpha^5) \quad (4.1)$$

$$\Leftrightarrow (f)_{teor} = \frac{24}{Re}(1 - 1,3553w + 1,9467w^2 - 1,7012w^3 + 0,9564w^4 - 0,2537w^5)$$

$$\Delta p = \frac{2f\rho u_m^2 L}{D_h} \quad (4.2)$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 2 \times 1418,602 \times 0,04 \frac{f u_m^2}{D_h}$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 113,488 \frac{f u_m^2}{D_h}$$

4.1.2. Cálculo dos Valores Experimentais

Para o cálculo dos valores reais, ou experimentais, da queda de pressão e do fator de atrito, foram utilizados os dados recolhidos pelos sensores de pressão na entrada e na saída do microcanal, processados posteriormente no programa *LabVIEW*. Estes valores serão apresentados de seguida, juntamente com os teóricos, cujas equações foram já retratadas no subcapítulo 4.1.1, e será feita uma comparação entre ambos.

Primeira ronda de ensaios: $D_h = 571 \mu\text{m}$

Os valores teóricos calculados para o fator de atrito de Fanning e para a queda de pressão estão apresentados na Tabela 4.1, e os valores reais mais relevantes podem ser consultados nos gráficos das Figuras Figura 4.1 e Figura 4.2.

Tabela 4.1: Fatores de atrito de Fanning e queda de pressão teóricos, para cada caudal volumétrico da primeira ronda de ensaios.

Q [ml/min]	Fator de Atrito de Fanning $(f)_{teor}$	Queda de Pressão $(\Delta p)_{teor}$ [kPa]
1,0	0,3053	0,1
2,0	0,1526	0,2
5,0	0,0611	0,5

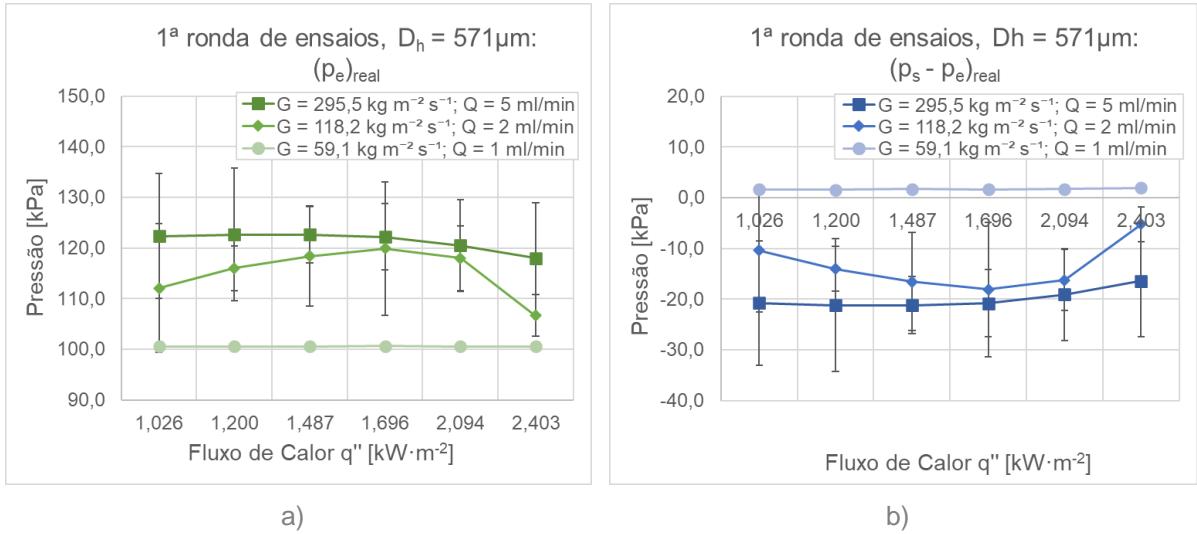


Figura 4.1: Pressão em função do fluxo de calor, na primeira ronda de ensaios: a) Médias da pressão real na entrada do canal; b) Médias da queda de pressão real.

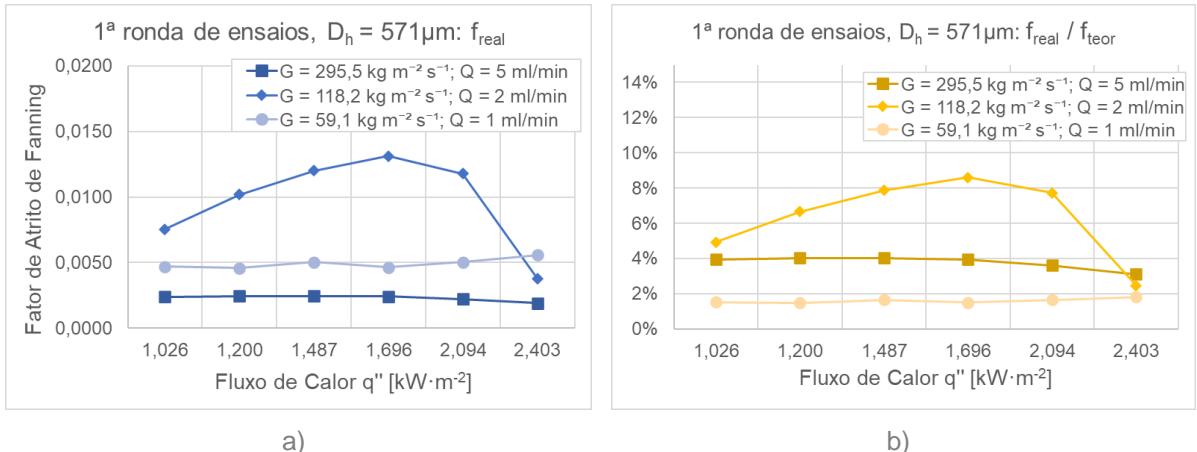


Figura 4.2: a) Fatores de atrito de Fanning reais, em função do fluxo de calor, na primeira ronda de ensaios; b) Razão entre os fatores de atrito de Fanning reais e teóricos, em percentagem, em função do fluxo de calor, na primeira ronda de ensaios.

Durante esta ronda, o sensor de pressão na saída do canal marcou sempre aproximadamente o mesmo valor em todos os ensaios, perfazendo uma média de $p_{s;1} = 101,8 \text{ kPa}$, que é um valor próximo da pressão atmosférica, como era esperado num sistema com saída para a atmosfera, desprezando-se a pequena diferença de altura entre a saída do canal e o reservatório para onde o fluido saía.

No ensaio com o caudal de 1,0 ml/min, a pressão lida na entrada do canal também foi próxima da atmosférica, como se pode ver na Figura 4.1 a), observando-se uma média de $p_{e;1;1ml} = 100,6 \text{ kPa}$, o que fez com que a queda de pressão fosse de, aproximadamente, $\Delta p_{1;1ml} = p_{s;1;1ml} - p_{e;1;1ml} = 1,2 \text{ kPa}$, como se pode inferir pela Figura 4.1 b). Este valor é maior do que o teórico, no entanto esse facto estava previsto, tal como foi referido no subcapítulo 4.1.1, em grande parte por o valor teórico não contabilizar a ebulição, que é uma fonte de sobrepressão significativa.

Contudo, os ensaios com os caudais de 2,0 ml/min e 5,0 ml/min registaram uma sobrepressão na entrada, relativamente à atmosférica, de cerca de 20 kPa. Este aumento é demasiado grande para ser

apenas devido à ebulação no canal, pelo que se concluiu que terá havido razões externas que o influenciaram. A principal razão que será, provavelmente, a causa destes valores elevados, é o facto da seringa onde o fluido é pré-aquecido e que depois o impulsiona para o sistema do microcanal ter estado em sobrepressão, nomeadamente devido à evaporação que acontece do HFE 7100 no seu interior, sem que ela tenha espaço para expandir. O ensaio realizado com o caudal de 1,0 ml/min não sofreu esta sobrepressão tão elevada pois foi realizado após os outros dois e, portanto, o problema já havia sido identificado e evitado tanto quanto possível.

Antes da comparação com os valores teóricos, e olhando para os gráficos da Figura 4.1, importa ainda notar que há uma ligeira tendência para um aumento da queda de pressão com o aumento do fluxo de calor, o que está de acordo com o facto de haver uma maior quantidade de bolhas, e bolhas com maiores dimensões, nos ensaios com maiores fluxos de calor.

Observando, então, os valores teóricos, estes preveem que a queda de pressão aumente com o aumento do caudal, e que o fator de atrito diminua. Pelos gráficos das Figuras Figura 4.1 e Figura 4.2, constata-se claramente esta tendência na pressão, mas, no caso do fator de atrito, apenas se constata na comparação entre os dois caudais extremos, dado que o maior caudal apresenta o menor fator de atrito, mas que é o caudal intermédio que apresenta o maior fator de atrito.

Olhando especificamente para o gráfico da Figura 4.2 b), a primeira reparaçao a fazer é que todos os fatores de atrito são muito mais baixos que o valor teórico. Isto pode significar que, além da diferença esperada devido ao escoamento ensaiado ser bifásico, o escoamento pode ter tido uma velocidade e um caudal maiores do que o previsto. Esta percepção vai de encontro à questão discutida acima, de se ter descoberto que o fluido dentro da seringa estava em sobrepressão, o que resultaria neste ser impulsionado para o sistema de microcanais com uma velocidade maior do que a que tinha sido programada. No entanto, o caudal de 1,0 ml/min é o que apresenta uma maior diferença em relação ao fator teórico, apesar de ter sido o que sofreu menor sobrepressão pré-ensaio. Esta diferença pode ser devida ao facto de a um caudal menor tenderem a estar associados erros maiores, ainda que o caudal seja mais estável.

Segunda ronda de ensaios: $D_h = 400 \mu\text{m}$, $D_h = 667 \mu\text{m}$, $D_h = 857 \mu\text{m}$ e $D_h = 1000 \mu\text{m}$

Na segunda ronda de ensaios, os valores teóricos do fator de atrito de Fanning e da queda de pressão são os que estão apresentados na Tabela 4.2, e os correspondentes valores reais podem ver-se nos gráficos das Figuras Figura 4.3, Figura 4.4, Figura 4.5 e Figura 4.6.

Tabela 4.2: Fatores de atrito de Fanning e queda de pressão teóricos, para cada par diâmetro hidráulico - caudal volumétrico da segunda ronda de ensaios.

		D _h [μm]			
		400	667	857	1000
Q [ml/min]	Fator de Atrito de Fanning (<i>f</i>) _{teor}				
	1	0,2726	0,3270	0,3814	0,4357
	Queda de Pressão (Δp) _{teor} [kPa]				
	1	0,3	0,1	0,0	0,0
	1,5	0,5	0,1	0,0	0,0

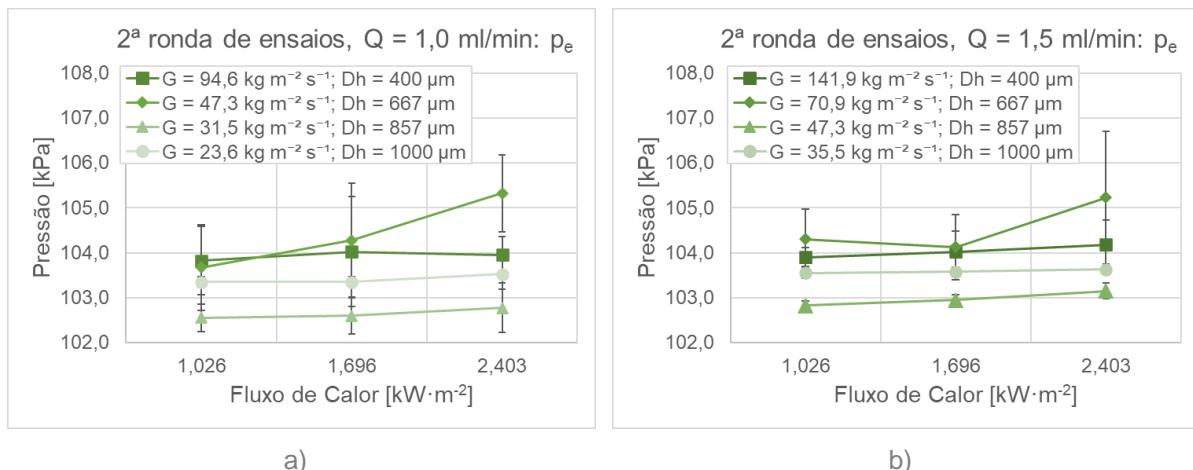


Figura 4.3: Médias da pressão real na entrada do canal, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) Q = 1,0 ml/min; b) Q = 1,5 ml/min.

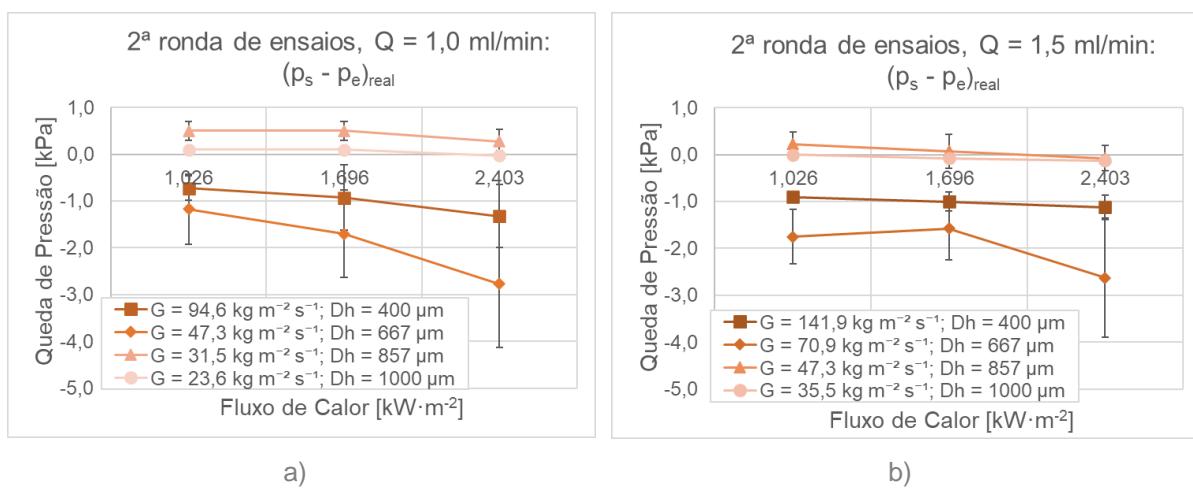


Figura 4.4: Médias da queda de pressão real na entrada do canal, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) Q = 1,0 ml/min; b) Q = 1,5 ml/min.

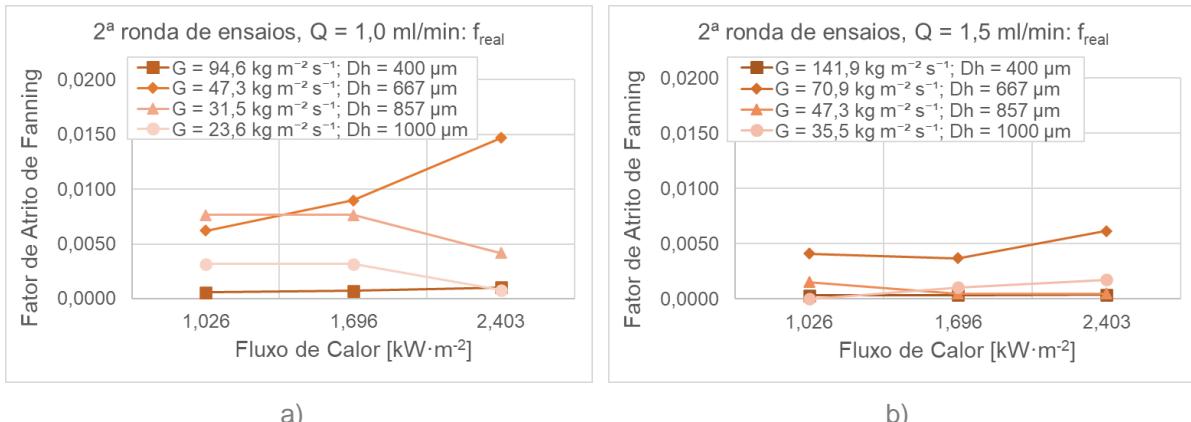


Figura 4.5: Fatores de atrito de Fanning reais, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) $Q = 1,0 \text{ ml/min}$; b) $Q = 1,5 \text{ ml/min}$.

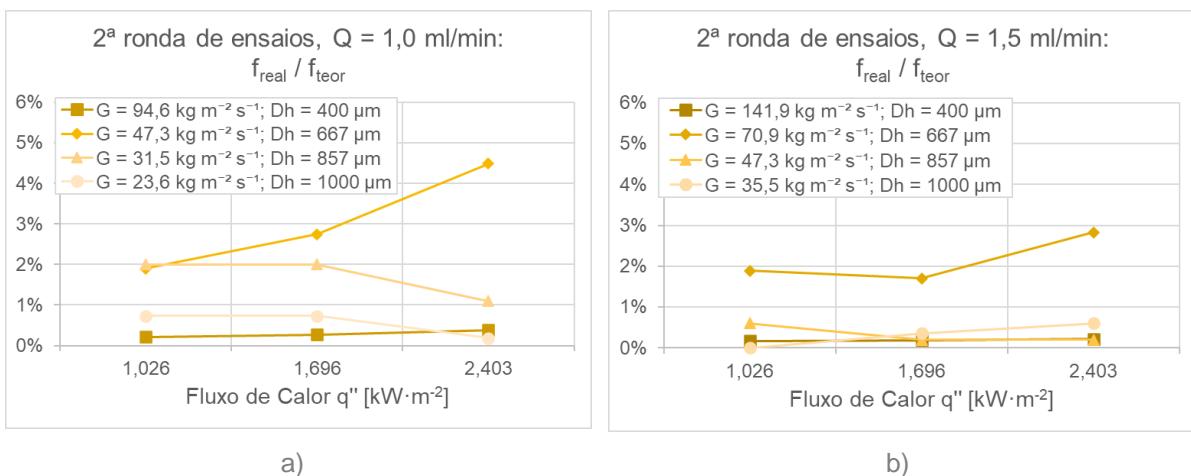


Figura 4.6: Razão entre os fatores de atrito de Fanning reais e teóricos, em percentagem, para cada diâmetro hidráulico e caudal volumétrico, em função do fluxo de calor, na segunda ronda de ensaios: a) $Q = 1,0 \text{ ml/min}$; b) $Q = 1,5 \text{ ml/min}$.

Na segunda ronda de ensaios, o sensor de pressão na saída do microcanal também detetou uma pressão semelhante em todos os ensaios, tendo-se considerado como média o valor de $p_{s,2} = 103 \text{ kPa}$, que, tal como na primeira ronda de ensaios e tal como seria expectável, é próximo do valor da pressão atmosférica.

Contudo, neste caso, os valores de pressão lidos na entrada do microcanal também não se desviaram muito da pressão atmosférica, tendo-se observado valores entre $p_{e,2} = 102,6 \text{ kPa}$ e $p_{e,2} = 105,3 \text{ kPa}$, o que faz com que o valor da queda de pressão seja, em módulo e em média, de $\Delta p_2 = p_{s,2} - p_{e,2} = 1,35 \text{ kPa}$, como se pode ver nas Figuras Figura 4.3 e Figura 4.4. Olhando para os quatro gráficos das figuras mencionadas, é possível ver que, mais uma vez, e relativamente mais acentuada nesta ronda de ensaios, há uma tendência para haver uma maior queda de pressão nos ensaios com maior fluxo de calor.

Passando à comparação com os valores teóricos, tem-se que a Tabela 4.2 mostra, para os dois canais mais largos, uma previsão de queda de pressão aproximadamente nula, antecipando-se uma maior queda de pressão, mas ainda assim não muito elevada, para o ensaio com o maior fluxo mássico, que

corresponde ao maior caudal volumétrico no canal de menor diâmetro hidráulico. Tal como já tinha sido referido, os resultados teóricos indicam que, com o aumento do caudal, espera-se um aumento da queda de pressão e uma diminuição do fator de atrito. Agora, tem-se também a indicação da influência da geometria do canal, que consiste na previsão de uma diminuição da queda de pressão e de um aumento do fator de atrito, com o aumento do diâmetro hidráulico. Estas tendências estão explícitas no esquema seguinte:

$$Q \uparrow \Rightarrow \begin{cases} \Delta p \uparrow \\ f \downarrow \end{cases} \quad e \quad D_h \uparrow \Rightarrow \begin{cases} \Delta p \downarrow \\ f \uparrow \end{cases}$$

Olhando para os gráficos das Figuras Figura 4.4 e Figura 4.5, há uma tendência que se destaca, que é a do fator de atrito diminuir claramente com o aumento do caudal. A variação do fator de atrito com os diâmetros hidráulicos não é clara, o que pode ser explicado pelo facto dos valores reais dos diâmetros hidráulicos poderem ser diferentes dos teóricos. Isto porque, ainda que se tenha feito a calibração e verificado que a largura dos canais após aperto dos parafusos estava próxima da largura correta, o valor nunca é exato, além de que haverá sempre pequenas variações ao longo da realização de um ensaio. Outra tendência que é possível observar é a de que a queda de pressão é moderadamente mais baixa com os dois maiores diâmetros hidráulicos, no entanto, aparenta diminuir e não aumentar com o aumento do caudal volumétrico, para uma mesma geometria. A justificação para tal em princípio será a mesma que já foi mencionada acima, que é o facto de, com os caudais volumétricos maiores, as bolhas que surgem serem mais pequenas e ficarem menos presas ao longo do canal, pois a maior velocidade do escoamento ajuda-as a descolarem-se. Assim, havendo bolhas mais pequenas e mais rápidas, a pressão extra causada por elas será menor do que quando são grandes e lentas.

Por fim, observando os gráficos da Figura 4.6, é possível ver que, mais uma vez, os valores dos fatores de atrito reais, obtidos a partir das quedas de pressão registadas pelos sensores, são bastante mais baixos do que os previstos teoricamente, sendo apenas cerca de 2% do valor destes.

4.2. Análise Térmica

De seguida, faz-se a análise das temperaturas que caracterizam o escoamento e os ensaios, bem como dos valores teóricos previstos para estas temperaturas, e são discutidas interpretações para os fenómenos observados.

4.2.1. Temperatura da Folha de Aço

A temperatura da folha de aço, T_f , é um elemento importante no estudo dos ensaios realizados, visto que traduz o aquecimento por efeito de Joule produzido pela corrente elétrica aplicada à folha. Assim, esta temperatura é o principal fator que permite que haja ebulição no microcanal, embora não seja o único, como se verá no subcapítulo 4.2.2.

A temperatura da folha de aço foi medida durante os ensaios com um termopar de contacto colocado sobre a mesma, que, por sua vez, estava ligado a um controlador PID, que apenas indicava a temperatura lida. Durante os testes iniciais deste termopar, foi possível perceber como é que a

temperatura da folha dependia da corrente elétrica fornecida. O que se concluiu foi que ela demorava alguns minutos a chegar ao valor pretendido e que, mesmo quando chegava, não se mantinha estável por muito tempo, começando a aumentar se a corrente continuasse a ser aplicada indefinidamente.

Assim, ao longo dos ensaios, a leitura da temperatura fornecida pelo termopar de contacto permitiu garantir, através da regulação da corrente e do controlo do tempo, que cada ensaio era iniciado a uma temperatura que não estivesse a variar mais do que algumas centésimas de grau. Este controlo foi especialmente importante nos ensaios com o fluxo de calor mais baixo ($1,026 \text{ kW/m}^2$), pois era necessário que a temperatura da folha estivesse próxima dos 61°C (ponto de ebulação do HFE 7100).

A observação da temperatura da folha permitiu, ainda, que se certificasse que esta não ultrapassava durante muito tempo os 80°C , para não danificar nenhum dos materiais utilizados na instalação, nomeadamente as placas de acrílico, cujas propriedades podem começar a sofrer alterações a partir desta temperatura [23].

As Tabelas

Tabela 4.3 e Tabela 4.4 mostram, então, a média das temperaturas da folha de aço lidas nos ensaios com o mesmo fluxo de calor imposto. Como se pode ver, com os fluxos de calor mais elevados ($2,094 \text{ kW/m}^2$ e $2,403 \text{ kW/m}^2$), a temperatura da folha ultrapassava os 80°C , chegando a atingir os 90°C por alguns segundos com o fluxo de $2,403 \text{ kW/m}^2$, na segunda ronda de ensaios. No entanto, estas condições mantinham-se apenas por pouco tempo, visto que, ao fazer correr o fluido sobre a folha, esta arrefecia, e, além disso, entre cada medição a fonte de calor era desligada e a temperatura da folha baixava significativamente.

Tabela 4.3: Temperatura média da folha de aço na primeira ronda de ensaios, no momento da filmagem, em função do fluxo de calor imposto.

Fluxo de calor (q'') [kW/m^2]	1,026	1,200	1,487	1,696	2,094	2,403
Temperatura média da folha ($T_{f,1}$) [$^\circ\text{C}$]	60	63	68	73	83	87

Tabela 4.4: Temperatura média da folha de aço na segunda ronda de ensaios, no momento da filmagem, em função do fluxo de calor imposto.

Fluxo de calor (q'') [kW/m^2]	1,026	1,696	2,403
Temperatura média da folha ($T_{f,2}$) [$^\circ\text{C}$]	59	71	84

4.2.2. Temperatura do Fluido na Entrada

A temperatura do fluido na entrada, T_e , foi projetada para que, ao chegar ao microcanal, o fluido estivesse a uma temperatura próxima da sua temperatura de ebulação, mas que não a tivesse atingido ainda, pois o desejado era que a mudança de fase começasse apenas no momento em que o fluido tocasse na folha de aço, de maneira a poder-se estudar apenas a ebulação através dos fluxos de calor fornecidos. Como tal, programou-se o controlador PID ligado à resistência elétrica que envolvia a

seringa, que continha o fluido antes deste entrar no sistema do microcanal, para fornecer sempre uma temperatura de 50°C, tal como foi mencionado no subcapítulo 3.3.1.

No entanto, a temperatura lida no termopar de imersão na entrada do canal durante os ensaios foi consideravelmente mais baixa, sendo que a média na primeira e na segunda ronda de ensaios foi, respetivamente, de cerca de $T_{e,1} = 30,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{e,2} = 27,6^{\circ}\text{C}$. Esta diferença de cerca de 20°C, em relação à temperatura imposta na seringa, pode ter sido causada por dois fatores. O primeiro é o facto de a massa de fluido dentro da seringa não atingir os 50°C no seu todo, apesar de ser aquecida durante muito tempo. O aquecimento por condução da resistência elétrica para as paredes da seringa, através das paredes da seringa, e das paredes da seringa para o fluido, é um processo lento e não suficientemente eficiente. O segundo é o facto de haver perdas de calor no caminho da seringa para o microcanal, mesmo estando os tubos protegidos por uma camada isoladora.

Por outro lado, mesmo com uma temperatura de entrada cerca de 30°C mais baixa do que a temperatura de ebulação do HFE 7100, ainda assim a ebulação ocorreu na grande maioria dos ensaios. Este facto pode ser explicado pelos processos físicos que ocorrem no interior do canal e por variadas razões externas, sendo uma delas as imperfeições na folha de aço e no microcanal de PDMS, bem como os cantos do microcanal, que servem como pontos propícios à nucleação e, portanto, a antecipam. Outra razão externa será o facto de não ter sido possível fazer uma desgasificação do HFE 7100, com os meios disponíveis, pelo que seria muito provável o fluido já conter partículas gasosas indetectáveis a olho nu. Mais ainda, sabe-se que essas partículas existem devido ao facto de começar a existir evaporação dentro da seringa, com o aquecimento a 50°C, como foi discutido no subcapítulo 3.3.2.

Em relação aos processos físicos que ocorrem no interior do canal, viu-se no subcapítulo 2.4.1 que existe uma camada limite térmica que se forma junto à superfície aquecida do canal, neste caso à folha de aço. Dentro desta camada limite, o perfil de temperaturas tem uma forma tal que a temperatura dos elementos de fluido adjacentes à superfície é igual à da superfície e, portanto, mais alta que no resto do escoamento, e este valor vai sendo menor quanto mais longe o elemento de fluido estiver da superfície aquecida. Sendo assim, pode-se considerar que, apesar da temperatura média do escoamento ser inferior à temperatura de ebulação do fluido, os elementos de fluido junto à superfície atingem por momentos a temperatura indicada pelo termopar de contacto, o que permite que a ebulação ocorra.

4.2.3. Balanço de Energia

Para o balanço de energia, as temperaturas que importa avaliar são as que foram registadas pelos termopares de imersão na entrada e na saída do canal, bem como os valores teóricos que se esperariam para a diferença de temperaturas entre estas posições.

No subcapítulo 2.4.3 foi apresentada a Equação (2.18), que permite calcular a diferença teórica de temperaturas entre a saída e a entrada de um canal cujas paredes estão sujeitas a um fluxo de calor imposto. Para o caso deste trabalho, podemos escrever a equação em questão na forma da Equação (4.3), tendo em conta, no entanto, que ela se destina a escoamentos monofásicos num canal com todas

as paredes sujeitas a um fluxo de calor, e não a escoamentos bifásicos num canal em que só uma parede está sujeita a um fluxo de calor. No entanto, mesmo sendo uma aproximação, os valores teóricos obtidos através da Equação (4.3), e apresentados na Tabela 4.5 não só permitem fazer-se uma análise das tendências que se observam experimentalmente, mas também são uma ferramenta para a interpretação da influência que a ebulação tem no escoamento.

Sendo que a área da folha é igual a $A_f = 1,3035 \times 10^{-3} m^2$ e que o calor específico do HFE 7100 é $c_p = 1183 J kg^{-1} K^{-1}$, tem-se que:

$$\begin{aligned}
 (T_s - T_e) &= \frac{q'' A_f}{\dot{m} c_p} [{}^\circ C] \\
 \Leftrightarrow (T_s - T_e) &= \frac{1,3035 \times 10^{-3} q''}{1183} \frac{\dot{m}}{m} [{}^\circ C] \\
 \Leftrightarrow (T_s - T_e) &= 1,1019 \times 10^{-6} \frac{q''}{\dot{m}} [{}^\circ C]
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

Tabela 4.5: Diferença de temperaturas, teórica e aproximada, entre a saída e a entrada do microcanal.

Q [ml/min]	Caudal mássico (\dot{m}) [kg/s]	Fluxo de Calor (q'') [$kW \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$]					
		1,026	1,200	1,487	1,696	2,094	2,403
		$(T_{m,s} - T_{m,e})$ [K] ou $[{}^\circ C]$					
1,0	2,364E-05	47,8	55,9	69,3	79,0	97,6	112,0
1,5	3,547E-05	31,9	-	-	52,7	-	74,7
2,0	4,729E-05	23,9	28,0	34,7	39,5	48,8	56,0
5,0	1,182E-04	9,6	11,2	13,9	15,8	19,5	22,4

As Figuras Figura 4.7, Figura 4.9 e Figura 4.10 disponibilizam as temperaturas de entrada e de saída do microcanal, a partir dos valores lidos nestas mesmas posições pelos termopares de imersão. As Figuras Figura 4.8 a) e Figura 4.11 mostram a diferença de temperaturas real entre a saída e a entrada, e as Figuras Figura 4.8 b) e Figura 4.12 mostram a razão entre a diferença real obtida nos ensaios e a diferença teórica, obtida através da Equação (4.3), em percentagem. Como a diferença de temperaturas não depende da geometria do canal, para o gráfico que mostra a razão entre os valores reais e teóricos da segunda ronda, representado na Figura 4.12, foi feita uma média dos valores dos ensaios com o caudal mássico igual, de forma a facilitar a leitura.

Tendo em conta os gráficos que mostram os valores lidos pelos termopares, o primeiro aspeto que se pode comentar é que em todos os ensaios há, claramente, uma diferença de temperaturas muito maior nos fluxos de calor mais altos, tal como foi previsto pelos resultados da Equação (4.3). O segundo é que os valores teóricos são bastante maiores do que os obtidos nos ensaios. Isto era esperado, visto que grande parte da energia que seria absorvida em forma de calor num escoamento monofásico passa a ser absorvida em forma de calor latente num escoamento bifásico, ou seja, deixa de fazer com que a temperatura do escoamento aumente e passa a ser canalizada para a mudança de fase do fluido.

Observando os gráficos relativos à segunda ronda de ensaios, pode ainda ver-se que, tal como estava previsto, os valores de $T_s - T_e$ não variam significativamente com a geometria do canal. A variação máxima entre ensaios com o mesmo caudal mas diferentes geometrias é de cerca de 4°C. No caso de ensaios com a mesma geometria mas caudais diferentes, que se pode observar na 1ª ronda de ensaios ou na 2ª, olhando para os ensaios representados com a mesma cor no gráfico da esquerda e no da direita, a diferença de temperaturas pode variar um pouco mais.

Nas Figuras Figura 4.8 a) e Figura 4.11 pode observar-se que a diferença de temperaturas foi consistentemente maior nos ensaios com um caudal mais baixo, o que está de acordo com o previsto, pois um fluido que escorre mais lentamente irá aquecer mais, absorvendo uma maior quantidade de calor do dispositivo a arrefecer, neste caso a folha de aço. Já as Figuras Figura 4.8 b) e Figura 4.12 indicam que estes ensaios com o caudal mais baixo são os que apresentam um valor mais pequeno em relação ao valor teórico correspondente. Tal como no caso da pressão, esta discrepância possivelmente dever-se-á à influência da ebulação e das bolhas no canal, que são tanto maiores e enchem tanto mais o canal quanto menor for o caudal com que escoam, um fenómeno que não é contabilizado no cálculo dos valores teóricos.

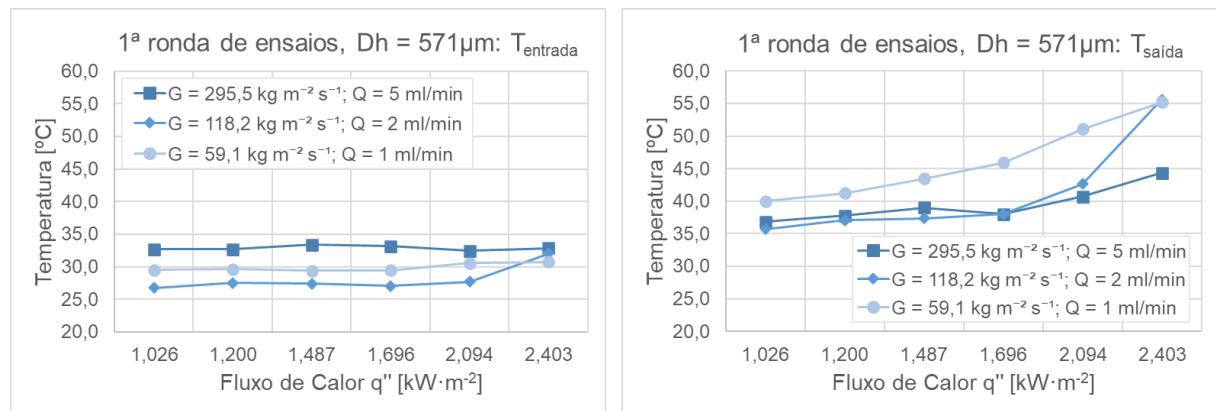


Figura 4.7: Temperaturas de entrada e de saída, na primeira ronda de ensaios, para cada caudal mássico, em função do fluxo de calor imposto.

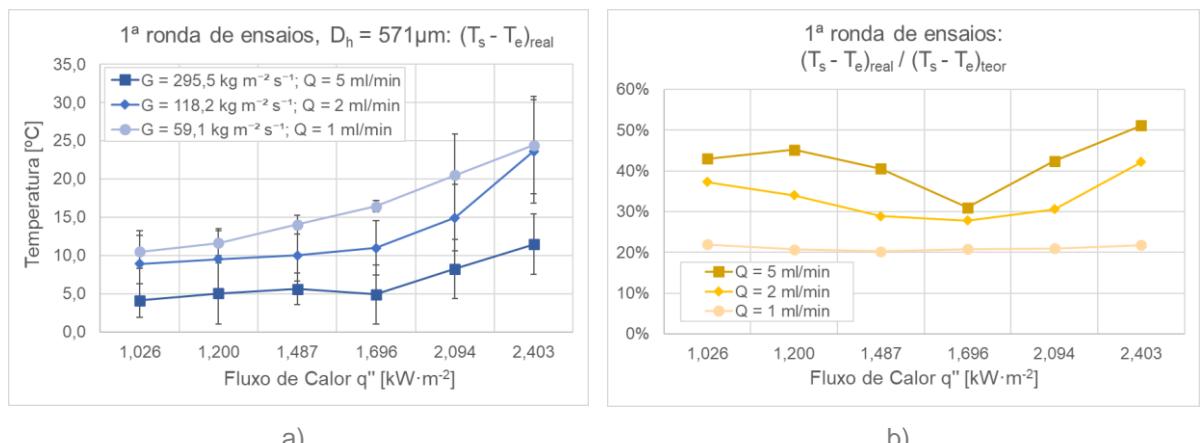


Figura 4.8: a) Média da diferença de temperaturas entre a saída e a entrada do microcanal, na primeira ronda de ensaios, para cada caudal mássico, em função do fluxo de calor imposto; b) Razão entre valores do gráfico a) e correspondentes valores teóricos.

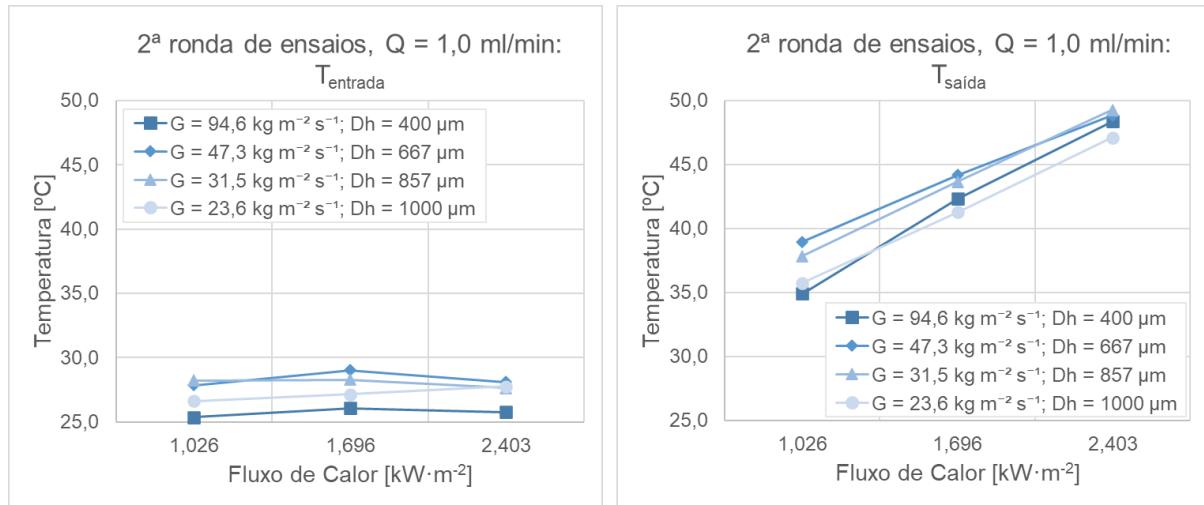


Figura 4.9: Temperaturas de entrada e de saída, na segunda ronda de ensaios, para cada fluxo mássico, com o caudal volumétrico de $1,0 \text{ ml/min}$, em função do fluxo de calor imposto.

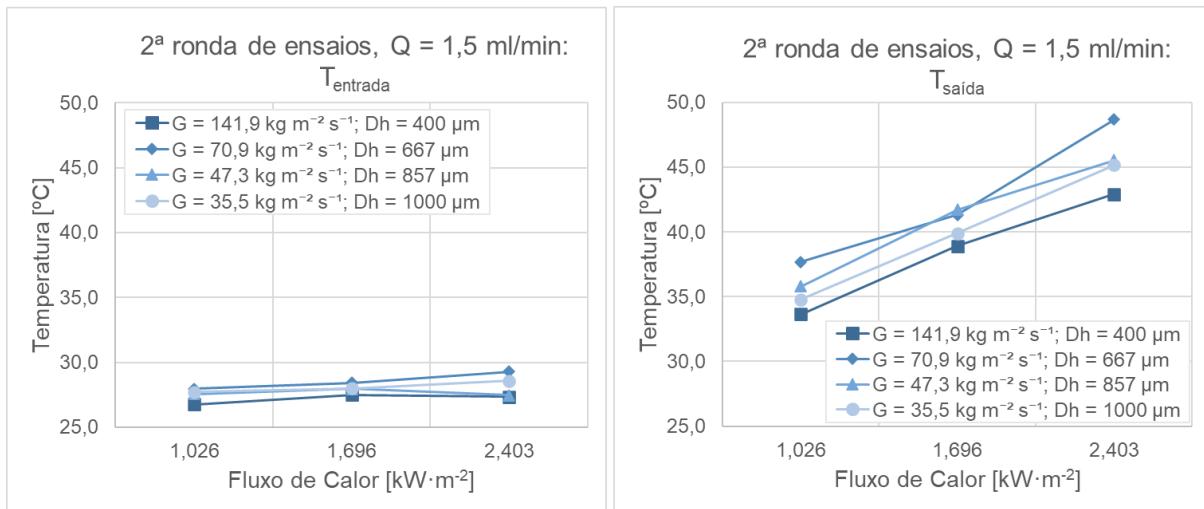


Figura 4.10: Temperaturas de entrada e de saída, na segunda ronda de ensaios, para cada fluxo mássico, com o caudal volumétrico de $1,5 \text{ ml/min}$, em função do fluxo de calor imposto.

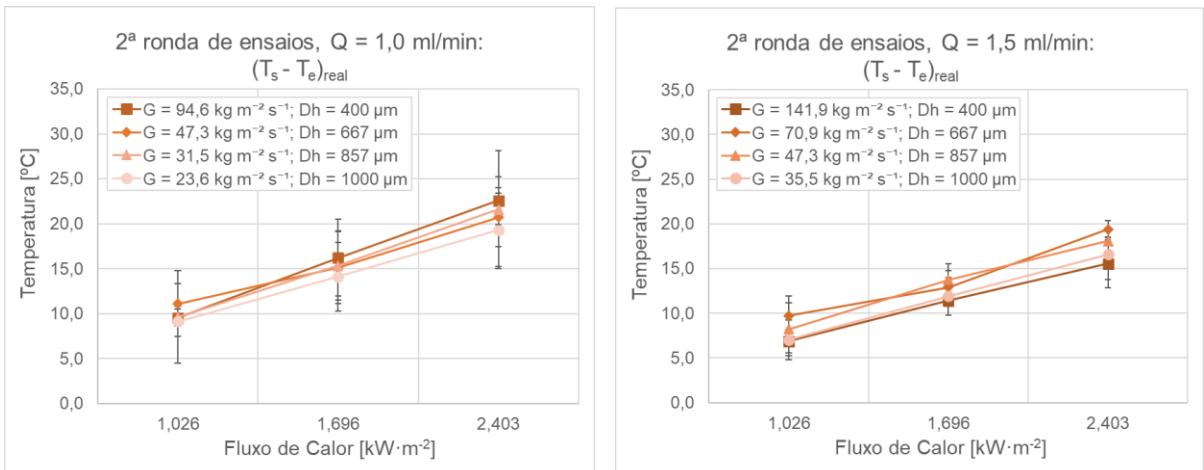


Figura 4.11: Média da diferença de temperaturas entre a saída e a entrada do microcanal, na segunda ronda de ensaios, para cada fluxo mássico, em função do fluxo de calor imposto.

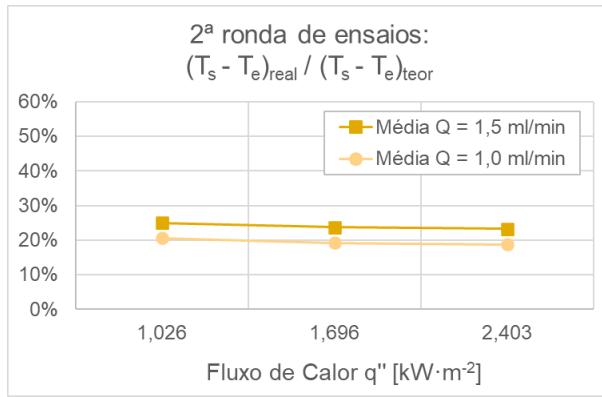


Figura 4.12: Médias da razão entre valores dos gráficos da Figura 4.11 e correspondentes valores teóricos.

4.3. Regimes de Escoamento Bifásico

Recorrendo à câmara de alta velocidade *Phantom v4.2 Vision Research* e ao respetivo programa de computador, *Phantom Camera Control*, foi possível observar os regimes de escoamento presentes nos ensaios realizados neste estudo. Através das imagens gravadas, identificou-se os vários regimes de escoamento que surgiam consoante o tipo de ensaio a ser realizado, foi contada a frequência do aparecimento de bolhas em cada ensaio, e foram, também, calculadas as velocidades e diâmetros de formação e descolamento de bolhas tipicamente observadas em cada tipo de ensaio. Todos estes fenómenos serão apresentados e analisados nos subcapítulos que se seguem.

4.3.1. Definição dos Regimes

Tendo em conta que não há uma definição fixa de regimes de escoamento, tal como foi mencionado no subcapítulo 2.6, a nomenclatura usada para os caracterizar tem de ser adaptada a cada conjunto de experiências específico. Incidindo o presente estudo em escoamento bifásico saturado, apresenta-se, de seguida, a nomenclatura de regimes para este tipo de escoamento que foi adotada neste documento, bem como a sua descrição qualitativa:

- Escoamento em Estado Líquido:** o fluido já está aquecido, mas a nucleação de bolhas ainda não iniciou. Sendo o fluido transparente, uma imagem de um escoamento deste tipo pode confundir-se com uma em que não há fluido a circular.
- Escoamento com Bolhas Isoladas / Escoamento de Início de Nucleação:** “Escoamento de Início de Nucleação” vem do inglês “Onset of Nucleate Boiling” e é referente ao ponto na curva de ebulação de Nukiyama, segundo Incropera [6], onde, em *pool boiling*, se inicia a nucleação das primeiras bolhas. Como tal, e fazendo uma analogia para escoamento em ebulação, esta nomenclatura foi adotada para escoamentos em que houvesse um reduzido número de bolhas, tipicamente junto à parede e a partir de um ponto de nucleação, como retrata a Figura 4.13 b).
- Escoamento com Bolhas:** caracteriza-se por um número e uma frequência consideráveis de bolhas em toda a extensão da filmagem. Estas bolhas podem ter uma forma circular, como as exemplificadas na Figura 4.13 c), ou ser ligeiramente alongadas, como acontece em escoamentos mais irregulares.

- d) **Escoamento de Transição de Bolhas para Tampão:** trata-se de um escoamento que começa por ser com bolhas, mas que, à medida que avança no canal, aquece e as bolhas vão coalescendo, transformando-se em Escoamento em Tampão. Um Escoamento em Tampão é caracterizado por massas de fluido em estado gasoso, as “*slugs*”, do inglês, que ocupam toda a largura do canal e que podem ser apenas um pouco maiores que uma bolha alongada, ou podem estender-se ao longo do canal.
- e) **Escoamento de Transição de Tampão para Estado Gasoso:** consiste num escoamento que começa por ser em tampão, mas que, à medida que avança no canal e aquece ainda mais, aos poucos vai-se transformando num escoamento em que praticamente todo o fluido está em estado gasoso. Note-se que, neste caso, a transição do primeiro para o segundo não é clara nem é completa, como acontece na Transição de Escoamento com Bolhas para Escoamento em Tampão. No presente escoamento, apenas parte do fluido é que passa para o estado gasoso. Mais ainda, não é visualmente perceptível um ponto em que deixem de existir *slugs* e passe a existir um dos outros regimes de escoamento mencionados na literatura, como o escoamento anelar, ou mesmo a condição de *dryout*.

Este tipo de escoamento apenas foi observado na primeira ronda de ensaios, pelo que a dificuldade na visualização pode, também, dever-se a uma reduzida qualidade em termos de transparência do canal de PDMS feito com molde de PLA e em termos de foco e ampliação da lente da câmara de alta velocidade usada na primeira ronda de ensaios.

Na Figura 4.13, apresentam-se imagens para exemplificar cada um dos regimes descritos acima, sendo que as primeiras quatro imagens foram captadas na segunda ronda de ensaios, onde os regimes se podiam observar mais claramente, e a última foi captada na primeira ronda de ensaios, pois apenas lá se registou o regime de transição de tampão para estado gasoso

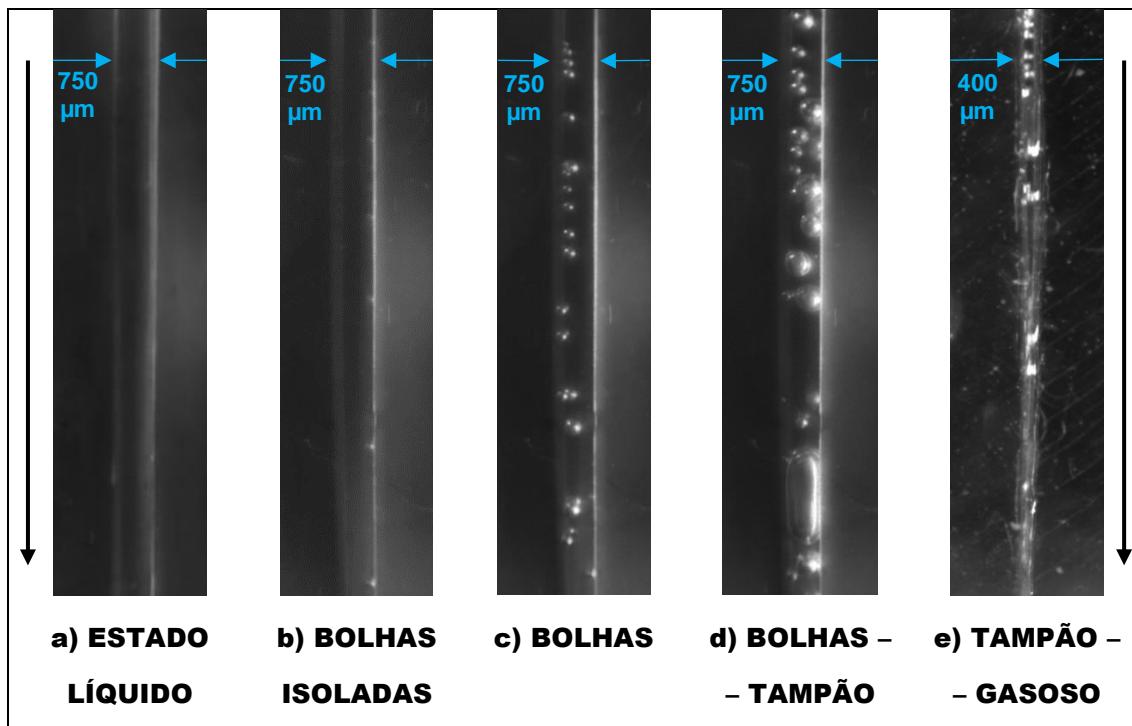


Figura 4.13: Imagens exemplificativas dos regimes de escoamento, captadas durante a 2^a ronda de ensaios, exceto a imagem e), que foi captada durante a primeira ronda:

- a) “Entrada”; $G = 31,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,026 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$;
- b) “Saída”; $G = 47,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,026 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$;
- c) “Saída”; $G = 47,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,696 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$;
- d) “Saída”; $G = 31,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 857 \mu\text{m}$; $q'' = 1,696 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$;
- e) “Saída” da 1^a ronda; $G = 59,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $D_h = 571 \mu\text{m}$; $q'' = 2,403 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$.

A direção do escoamento, nas imagens, é vertical, de cima para baixo.

4.3.2. Análise dos Regimes Observados

As Figuras Figura 4.14 e Figura 4.15 apresentam gráficos que mostram a gama de regimes identificados ao longo dos ensaios, em função do fluxo mássico e do fluxo de calor imposto, e tendo em conta o diâmetro hidráulico e a zona do canal.

Pelas figuras mencionadas acima, é possível constatar que o tipo de escoamento mais abundante neste trabalho é o “escoamento com bolhas”, principalmente na segunda ronda de ensaios. Isto deve-se ao facto de se ter procurado especificamente induzir este tipo de escoamento, quando se escolheram os fluxos de calor que seriam aplicados à folha de aço (ver subcapítulo 3.2.3). Tinha-se por objetivo atingir um escoamento em que o fluido estivesse em ebulação, mas com o mínimo de entupimento possível causado pelas bolhas ou *slugs*.

Como se pode ver pelas Tabelas Tabela 4.3 e Tabela 4.4, do subcapítulo 4.2.1, quando a folha de aço é sujeita aos fluxos de calor mais baixos, a temperatura da mesma é de cerca de 60°C. Visto que o ponto de ebulação do HFE 7100 à pressão atmosférica é de 61°C, e que o mesmo já entra no canal vindo aquecido da seringa, é esperável que os regimes a serem observados com este primeiro fluxo sejam os de “escoamento em estado líquido”, “escoamento com bolhas isoladas” ou “escoamento com

bolhas”, o que se verifica sempre. Com o aumento do fluxo de calor, e o consequente aumento da temperatura da folha para valores acima de 60°C e até 87°C, é, então, previsto que o número de bolhas aumente até começar a formar *slugs* e, por fim, começar a passar para o estado gasoso, dando origem ao “escoamento de transição de bolhas para tampão” e ao “escoamento de transição de tampão para estado gasoso”.

No entanto, estes regimes de escoamento não surgem de forma igual em todos os ensaios. A primeira diferença que fará surgir um ou outro regime, está nas zonas do canal a serem examinadas. Apesar de o fluxo de calor imposto ser o mesmo em todo o comprimento do canal, a temperatura média do fluido aumenta com a coordenada longitudinal, como se viu no subcapítulo 2.4, fazendo com que haja maior quantidade de gás junto à saída e de líquido junto à entrada.

A segunda diferença está no fluxo mássico que, na primeira ronda de ensaios, varia apenas com o caudal mássico, aumentando proporcionalmente com este, e, na segunda ronda, varia com o caudal mássico e com a largura do canal, diminuindo com o aumento desta. A influência do fluxo mássico é analisada de seguida, em separado para cada ronda de ensaios.

Primeira ronda de ensaios – Canal único, 3 fluxos mássicos, 6 fluxos de calor, qualidade de imagem básica

Na primeira ronda de ensaios (Figura 4.14), no ensaio com o fluxo mássico de $59,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, o “escoamento com bolhas” é observado logo com os fluxos de calor mais baixos. Aumentando o fluxo de calor e, consequentemente, a temperatura da folha, surgem a transição de bolhas para tampão, principalmente junto à entrada do canal, e a transição de tampão para estado gasoso, junto à saída do canal.

Ao aumentar-se o fluxo mássico, ou seja, a velocidade do escoamento, o aparecimento do “escoamento com bolhas” começa a deslocar-se mais para os fluxos de calor mais elevados, deixando de surgir os escoamentos com maior quantidade de gás, mas passando a surgir, nos fluxos de calor mais baixos, o “escoamento em estado líquido” e o “escoamento com bolhas isoladas”. Esta deslocação dos regimes *para a direita* está de acordo com o facto de que, quanto maior for o fluxo mássico, maior será a quantidade de massa de fluido que tem de ser aquecida por segundo, numa dada secção. Consequentemente, para um mesmo fluxo de calor, o fluido aquece menos quando o seu fluxo mássico/velocidade é mais alto, o que pode adiar o início da ebulação ou fazer com que apenas surjam bolhas isoladas.

Além disso, tal como foi abordado no subcapítulo 4.1, a queda de pressão foi baixa nos ensaios com o fluxo mássico de $59,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, mas nos ensaios com os fluxos mássicos de $118,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ e $295,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ foi de cerca de 20 kPa, sendo que uma das possíveis razões para tal é a pressão extra que se detetou dentro da seringa. Havendo esta sobrepressão no fluido já quando ele entra no microcanal pode contribuir para que as bolhas tenham uma maior dificuldade em formar-se com fluxos de calor baixos.

Regimes de Escoamento Bifásico (1^a ronda de ensaios)

Diâmetro Hidráulico $D_h = 571 \mu\text{m}$

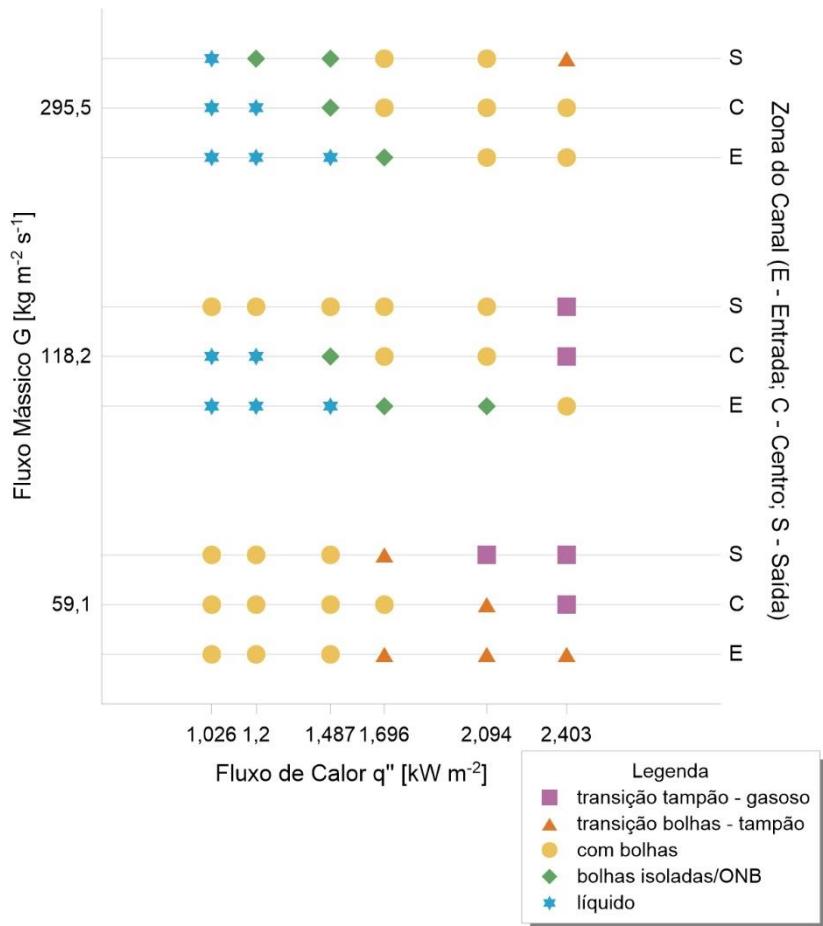


Figura 4.14: Regimes de escoamento bifásico observados na primeira ronda de ensaios.

Segunda ronda de ensaios – Quatro diâmetros hidráulicos, sete fluxos mássicos, três fluxos de calor, qualidade de imagem melhorada

Tal como foi mencionado acima e como se pode ver na Figura 4.15, na segunda ronda de ensaios o “escoamento com bolhas” é o mais abundante, em todos os fluxos mássicos. No caso dos restantes regimes de escoamento, o de “escoamento de transição de bolhas para tampão” aparece, também tal como esperado, nos fluxos de calor mais elevados e nos fluxos mássicos mais baixos, e sempre junto à saída do canal. O “escoamento em estado líquido e o “escoamento com bolhas isoladas” aparecem em praticamente todos os fluxos mássicos, mas apenas no fluxo de calor mais baixo e, na maior parte das vezes, apenas junto à entrada do canal. A principal diferença em relação à primeira ronda é que, na segunda, estes dois regimes vão surgindo com maior frequência com o aumento do fluxo mássico, contudo, apenas até ao de $70,9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$. Nos dois fluxos mássicos mais elevados, os que correspondem ao canal com menor largura, volta a surgir o “escoamento com bolhas”. Isto significa que, num canal mais estreito, de apenas 0,25 mm de largura, mesmo que o fluxo mássico seja elevado, as bolhas continuam a formar-se.

Neste caso, a pressão de entrada esteve sempre próxima da atmosférica, tendo variado entre 102,6 kPa e 105,3 kPa, de ensaio para ensaio, mas a de saída também, pelo que a queda de pressão foi baixa. O facto da pressão de entrada ser ligeiramente superior à atmosférica, comparando com uma pressão quase igual à atmosférica no fluxo mássico mais baixo da primeira ronda de ensaios, pode justificar o facto de, nos fluxos mássicos mais baixos da segunda ronda, terem sido registados dois casos dos regimes mais líquidos e não ter sido observado o regime de transição para gasoso. Já o facto da queda de pressão ter sido baixa em todos os ensaios, pode justificar o facto de se terem detetado poucas vezes os regimes de “escoamento em estado líquido” e “escoamento com bolhas isoladas”.

Observe-se, por fim, os ensaios com o mesmo diâmetro hidráulico mas diferentes fluxos mássicos, sendo que os retângulos azuis, na Figura 4.12, representam os ensaios com caudal volumétrico de 1,0 ml/min e os retângulos cor-de-laranja representam os de caudal volumétrico de 1,5 ml/min. Pode observar-se que, em todos os quatro conjuntos com o mesmo diâmetro hidráulico, os ensaios realizados com menor caudal volumétrico são os que apresentam regimes de escoamento que estão ligados a uma maior quantidade de gás no escoamento. Isto está de acordo com o facto de uma velocidade maior tornar mais difícil o aquecimento do fluido que passa por uma determinada secção.

Regimes de Escoamento Bifásico (2^a ronda de ensaios)

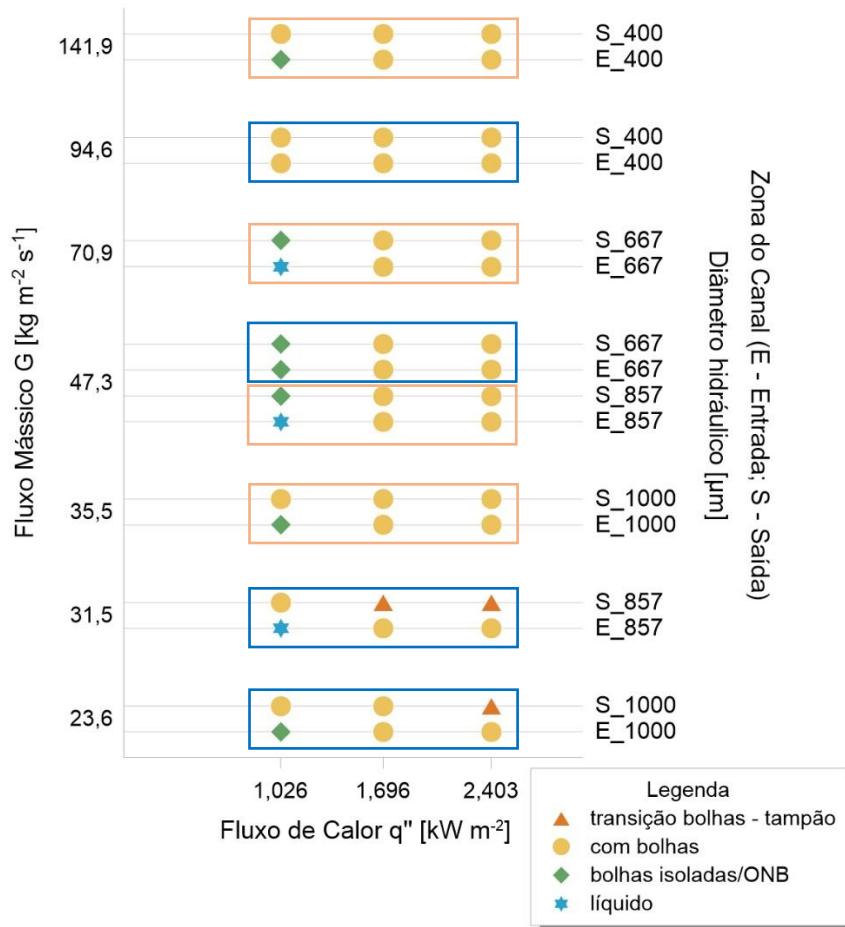


Figura 4.15: Regimes de escoamento bifásico observados na segunda ronda de ensaios, em que os retângulos azuis e cor-de-laranja enquadram os ensaios feitos com os caudais de 1,0 ml/min e 1,5 ml/min, respectivamente.

4.4. Frequências das bolhas

Após a observação maioritariamente qualitativa dos regimes de escoamento, passou-se a uma análise quantitativa através da contagem do número de bolhas que passava por uma dada linha transversal ao escoamento, em cada filmagem, durante um período de tempo específico, de modo a calcular a frequência de aparecimento de bolhas correspondente a cada ensaio.

Primeira ronda de ensaios

Analizando os gráficos das frequências contadas na primeira ronda de ensaios, apresentados na Figura 4.16, é possível ver que o número de bolhas registado está de acordo com os regimes de escoamento identificados no subcapítulo 4.3.2. Em primeiro lugar, os maiores fluxos de calor são os que apresentam uma maior frequência de bolhas formadas por segundo. Em segundo lugar, os fluxos mássicos mais elevados tendem a ter uma frequência de bolhas menor ou até nula, quando o fluxo de calor é baixo, mas este número aumenta significativamente com o aumento do fluxo de calor, ultrapassando a frequência de bolhas dos fluxos mássicos mais baixos.

Visto que, nos maiores fluxos mássicos, a velocidade do fluido é maior e, portanto, a massa de fluido a receber calor em cada segundo, numa dada secção, é maior, o fluido aquecerá menos. Isto tem consequências que afetam o escoamento de maneira diferente consoante o fluxo de calor que esteja a ser aplicado. Com os fluxos de calor mais baixos, a nucleação de bolhas praticamente não chega a ser atingida, pois o aquecimento não é suficiente. Contudo, com os fluxos de calor mais elevados, a nucleação já é atingida, e, a partir do momento em que se ultrapassa essa barreira e as bolhas já formam, é expectável que a sua frequência seja mais elevada do que para fluxos mássicos mais baixos, visto que a velocidade do escoamento é maior.

No caso dos menores fluxos mássicos, já existe nucleação mesmo com um baixo fluxo de calor, visto que o facto da velocidade ser baixa permite ao fluido aquecer mais e passar para a fase gasosa. Já nos fluxos de calor mais elevados, além da velocidade do escoamento, outro fator que faz com que a frequência de bolhas seja inferior à dos maiores fluxos mássicos é a questão de o escoamento aquecer tanto que as bolhas passam a ser maiores, a transformar-se em *slugs*, ou o escoamento passa até quase na totalidade para o estado gasoso, como já se havia concluído no subcapítulo 4.3.2, fazendo com que a contagem de bolhas resulte num valor muito menor, mesmo que haja uma quantidade maior de gás no escoamento.

Importa dizer que o aumento de número de bolhas nos fluxos mássicos elevados, com os fluxos de calor elevados, dá-se ainda mais acentuadamente na saída, em que o valor chega a ser três vezes maior do que o da entrada e do centro. Esta diferença abrupta entre a saída e as outras duas zonas terá duas principais causas: a primeiro é o facto de o fluido aquecer mais à medida que percorre o canal, tendo mais facilidade em iniciar a nucleação quando está perto do fim do percurso; a segunda trata-se de as bolhas que se formaram na entrada, durante a gravação na saída, também serem contadas na frequência da saída.

É, ainda, preciso ter em conta que, tal como foi referido no subcapítulo 4.1, os ensaios com os dois fluxos mássicos mais altos ($118,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ e $295,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$) estiveram sujeitos a uma sobrepressão inicial de cerca de 20 kPa. Este facto pode ter tido uma considerável influência nos resultados, visto que uma pressão elevada pode impedir o surgimento de bolhas, principalmente no início do canal.

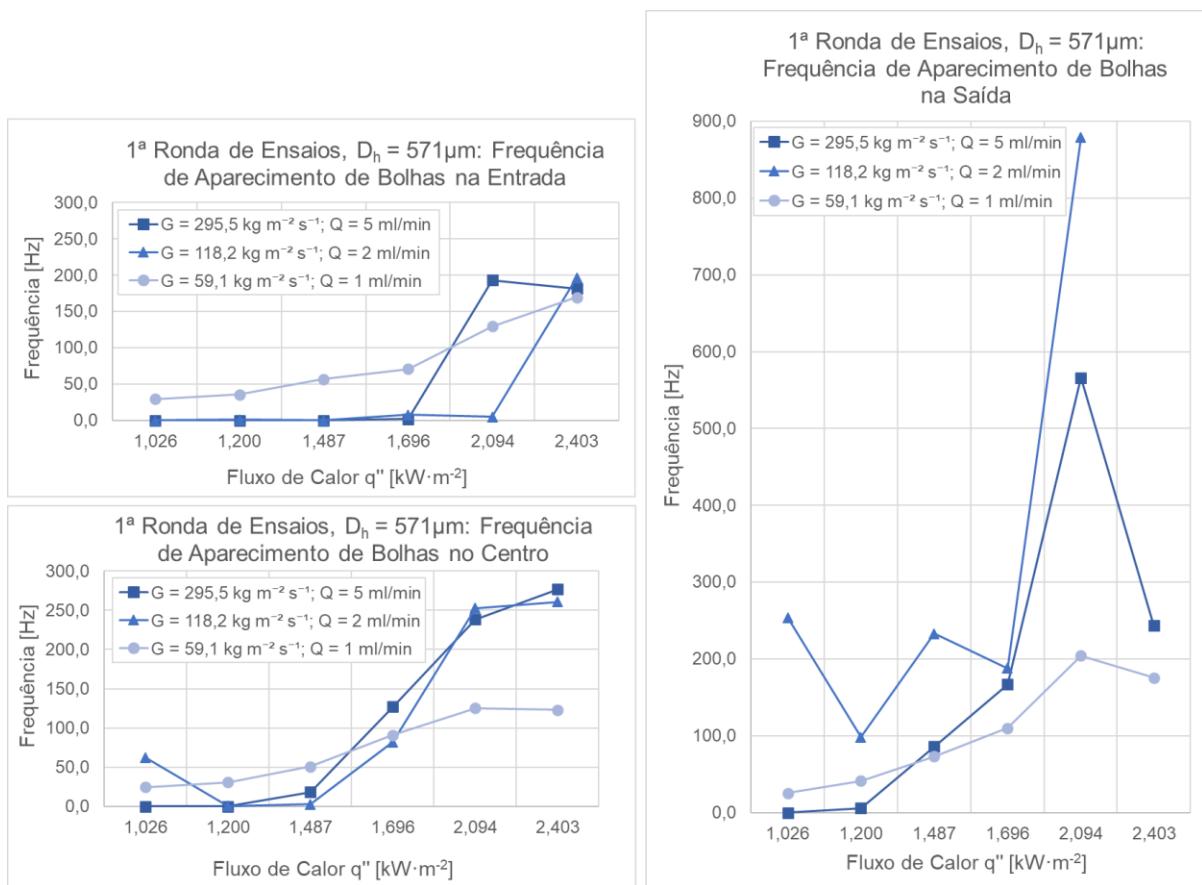


Figura 4.16: Frequências de aparecimento de bolhas na primeira ronda de ensaios, nas zonas de entrada, centro e saída do canal, em função do fluxo de calor imposto.

Segunda ronda de ensaios

Na segunda ronda de ensaios, foram testados dois caudais mássicos em quatro canais diferentes, resultando em oito conjuntos de fluxo mássico – diâmetro hidráulico. Estes oito conjuntos são apresentados nos gráficos da Figura 4.17 e Figura 4.18, separados por caudal mássico.

Com base nos gráficos apresentados, tal como esperado e tal como na primeira ronda, pode ver-se que os fluxos de calor mais elevados têm uma maior frequência de bolhas formadas, em todos os ensaios. Observa-se facilmente, também, pelo esquema de cores, que os ensaios com fluxos mássicos mais elevados, correspondentes às maiores velocidades e menores geometrias, apresentam uma maior frequência de bolhas. Isto está de acordo com o que foi comentado em relação à primeira ronda de ensaios, ou seja, havendo uma maior velocidade, é esperado que o número de bolhas que passam por uma dada secção, num segundo, seja maior. A diferença é que, neste caso, não se verificou a tendência para os maiores fluxos mássicos terem uma frequência menor ou até nula nos ensaios com menor fluxo de calor. Isto é facilmente explicado pelo facto de os maiores fluxos mássicos da segunda ronda de ensaios serem substancialmente menores que os maiores fluxos mássicos da primeira ronda, sendo que o maior valor da primeira ronda é de $G = 295,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ e o da segunda é de $G = 141,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, ou seja, praticamente metade.

Uma vez mais, a menor frequência de bolhas observada nos fluxos mássicos mais baixos, deve-se, ainda, em grande parte, ao facto de as bolhas se tornarem muito maiores nestes fluxos, principalmente à medida que o fluxo de calor aumenta. Neste caso, contudo, este aumento do tamanho das bolhas não se deve apenas ao sobreaquecimento do fluido, mas também ao aumento da largura de canal, uma variável que não existiu na primeira ronda de ensaios.

Nesta ronda, por outro lado, houve muito menos *slugs* e não foi detetado o escoamento em estado gasoso. Uma possível razão para este fenómeno é o facto de a maior parte das geometrias estudadas nesta ronda serem maiores do que a da primeira ronda, havendo mais espaço na largura do canal para as bolhas existirem em separado umas das outras, sem coalescerem tanto.

Observe-se, agora, os ensaios com as mesmas geometrias mas caudais diferentes, ou seja, os que têm a mesma cor nos gráficos das Figuras Figura 4.17 e Figura 4.18, sendo que os ensaios com o caudal volumétrico de 1,0 ml/min se encontram representados nos gráficos da esquerda, e os com caudal volumétrico de 1,5 ml/min nos da direita. Pode ver-se que, nos ensaios com o caudal maior, para o mesmo diâmetro hidráulico, a frequência de bolhas é, em alguns casos, menor, e noutras maior. Esta instabilidade nos resultados deve-se, uma vez mais, aos dois efeitos que a velocidade pode ter no escoamento: uma maior velocidade implica maior dificuldade no aquecimento do fluido, fazendo com que haja uma menor quantidade de gás no escoamento, tal como se verificou na análise dos regimes de escoamento. Por outro lado, uma velocidade maior faz com que as bolhas existentes se movam mais rapidamente, aumentando, assim, a frequência de bolhas.

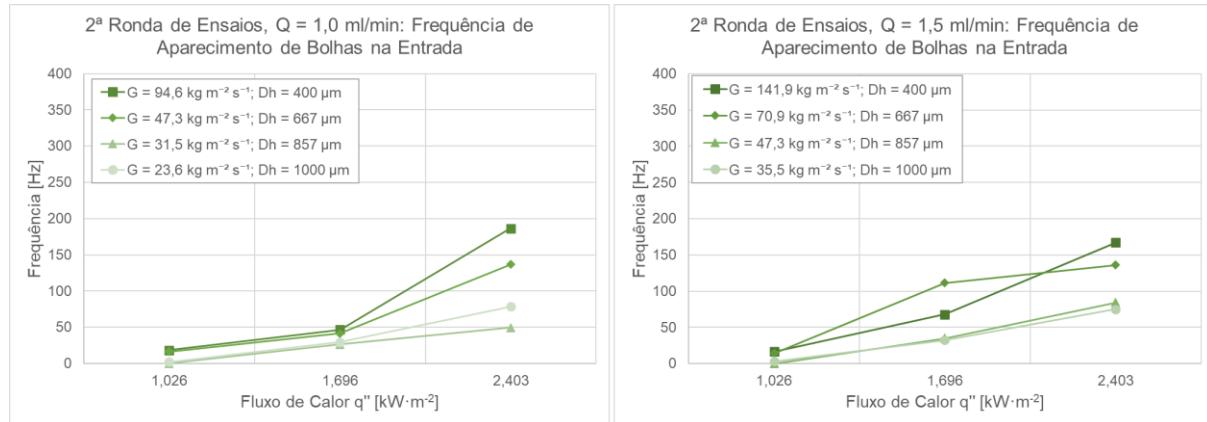


Figura 4.17: Frequências de aparecimento de bolhas na segunda ronda de ensaios, na zona de entrada do canal, em função do fluxo de calor imposto.

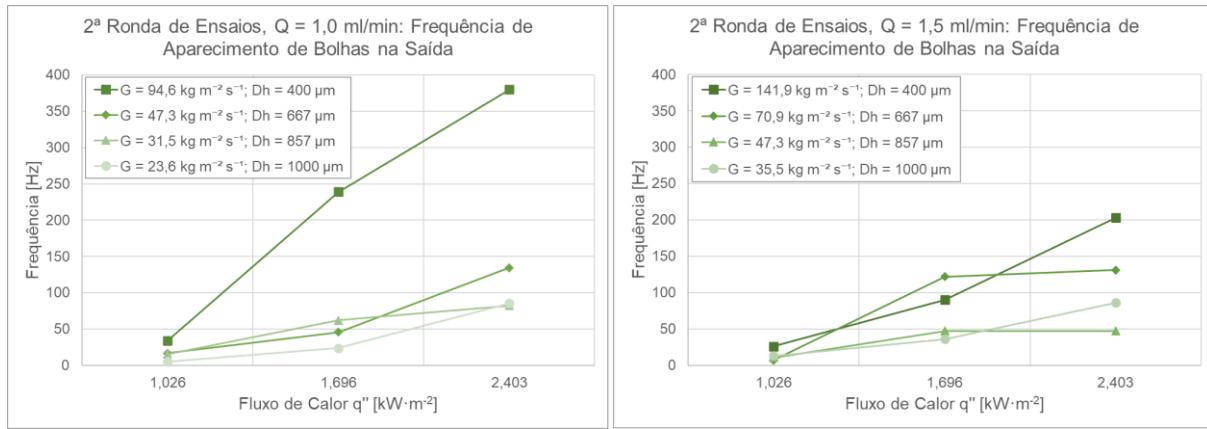


Figura 4.18: Frequências de aparecimento de bolhas na segunda ronda de ensaios, na zona de saída do canal, em função do fluxo de calor imposto.

4.5. Análise dos Diâmetros e Velocidades de Descolamento

Para avaliar um escoamento bifásico, é importante conhecer o diâmetro e a velocidade de descolamento das bolhas, tal como a sua evolução até, eventualmente, atingirem o equilíbrio com o escoamento. Assim, foram calculados estes valores para os ensaios da segunda ronda, cujas imagens são mais nítidas e permitem realizar este tipo de análise. De seguida, foram interpretados os valores obtidos, consoante as características do escoamento em que estavam inseridos.

Os cálculos foram organizados de forma a cada bolha ser acompanhada durante 165 ms a partir do momento em que começava a ser visível, no ponto de nucleação, sendo registados o seu diâmetro e a sua posição a cada 15 ms. Este intervalo de tempo foi escolhido por, dentro dos cerca de 11 mm de comprimento do microcanal que era possível observar numa filmagem, ser adequado para acompanhar o crescimento de uma bolha desde a sua formação até o seu diâmetro e velocidade começarem a estabilizar.

Contudo, devido à instabilidade característica de um escoamento bifásico, nem sempre foi possível fazer as 12 medições necessárias para perfazer os 165 ms: em alguns ensaios apenas se identificaram pontos de nucleação próximos do fim da área filmada, pelo que as bolhas saíam do campo de visão rapidamente; noutros, devido à pequena largura do canal ou devido ao elevado número de bolhas grandes e de *slugs*, verificou-se frequentemente uma reversão do escoamento; noutros ainda, as bolhas analisadas frequentemente coalesciam com outras bolhas presentes no escoamento, aumentando o seu diâmetro e velocidade desproporcionalmente nesse momento. Nos últimos dois casos mencionados, uma continuação da análise da bolha após estes momentos estaria sempre afetada por um erro superior ao erro de base, pelo que se mediou o diâmetro e a posição da bolha apenas até um dos fenómenos mencionados surgir.

Apesar de não ter sido possível em todos os ensaios seguir as bolhas durante os 165 ms previstos, apresentam-se, de seguida, tanto os ensaios com as medições completas, como aqueles em que apenas se mediou até se encontrar um erro. Isto porque foi considerada necessária a medição durante 165 ms para uma correta caracterização de uma bolha, mas, ao mesmo tempo, uma caracterização

incompleta também permite ter-se uma representação das tendências de crescimento e de aceleração das bolhas.

4.5.1. Diâmetros de Descolamento

A Figura 4.19 mostra os valores médios calculados para os diâmetros de descolamento de bolhas nos quatro canais analisados na segunda ronda de ensaios, para os três fluxos de calor fornecidos e para o caudal volumétrico de $Q = 1,5 \text{ ml/min}$, em função do tempo. Tal como foi mencionado acima, pode ver-se que o número de medidas que foi possível fazer foi bastante reduzido nos caudais com menores diâmetros hidráulicos, principalmente nos ensaios com o maior fluxo de calor.

$Q = 1,5 \text{ ml/min}$

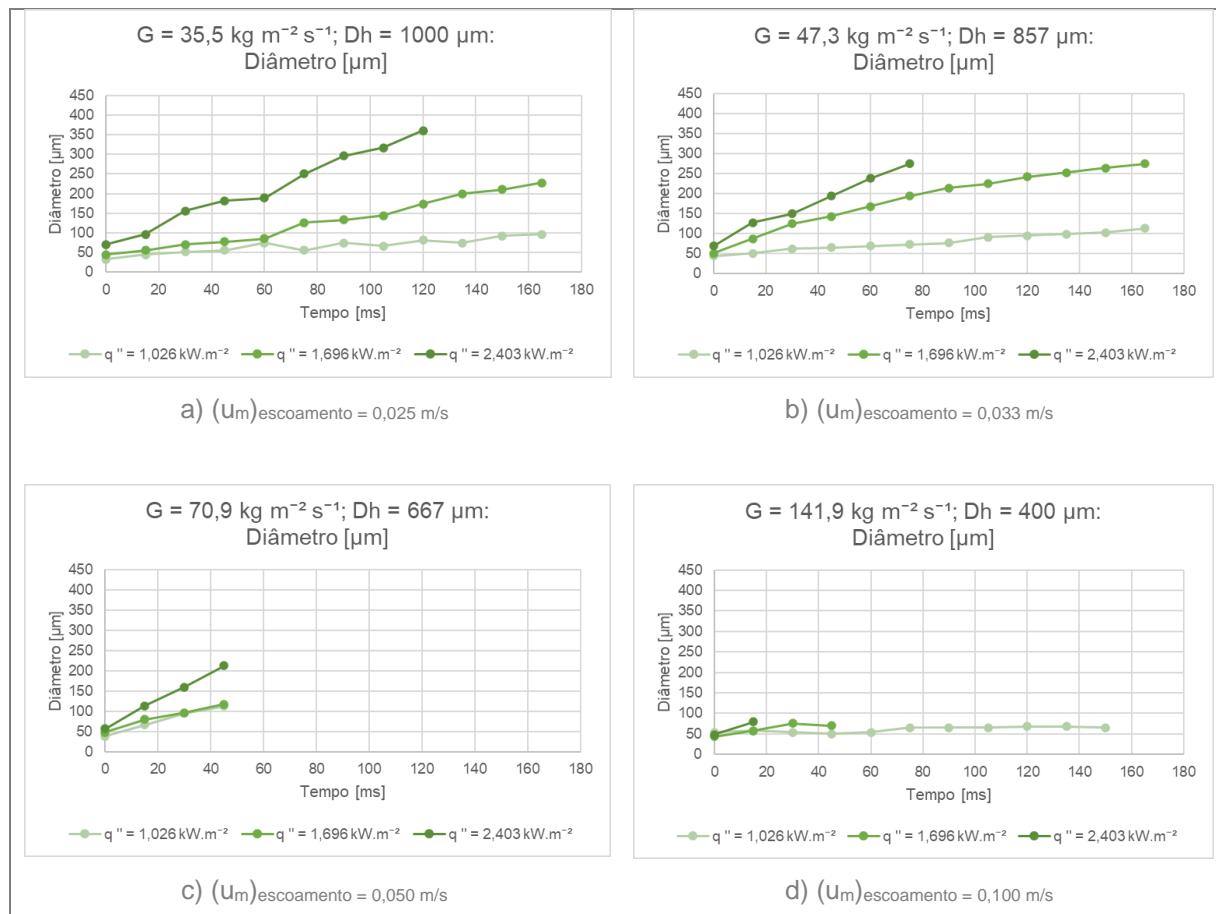


Figura 4.19: Valores médios de diâmetros de descolamento de bolhas nos quatro canais analisados na segunda ronda de ensaios, para os três fluxos de calor fornecidos e para o caudal volumétrico de $Q = 1,5 \text{ ml/min}$, em função do tempo.

Em todos os ensaios da Figura 4.19, o primeiro diâmetro identificável das bolhas é de cerca de 50 μm . Seguidamente, nos gráficos a) e b), este cresce até estabilizar em cerca de 100 μm , com o fluxo de calor mais baixo, $q'' = 1,026 \text{ kW/m}^2$, e aproximar-se da estabilização em cerca de 250 μm , com o fluxo de calor intermédio, $q'' = 1,696 \text{ kW/m}^2$, sendo estes dois valores semelhantes a valores de diâmetros de descolamento de HFE disponíveis na literatura, como em [24, 25]. No caso do fluxo de calor mais elevado, $q'' = 2,403 \text{ kW/m}^2$, o crescimento do diâmetro também é muito semelhante, no entanto, não

foi possível medir em que valor estabilizaria, pois atingiu os $300\mu\text{m}$ e a tendência indica que continuaria a crescer. Por outro lado, no gráfico d), a bolha manteve-se sempre aproximadamente com o mesmo diâmetro, de $50\mu\text{m}$, com o fluxo de calor mais baixo, sendo que com o mais alto praticamente não foi possível medir, e com o intermédio aparenta também tender a manter-se nos $50\mu\text{m}$. No gráfico c), foram poucas as medidas as medidas possíveis de serem feitas, no entanto, do que se pode observar, a tendência aparenta ser semelhante à dos gráficos a) e b).

O que se pode concluir desta análise é que o fluxo de calor é o principal fator que dita o tamanho das bolhas, isto é, elas são tanto maiores quanto maior for o fluxo de calor, o que é coerente com o facto de ser o calor que o fluido absorve da folha que faz com que as bolhas se formem. Comparando entre diâmetros hidráulicos e fluxos mássicos, o que se observa é que, quanto menor o diâmetro hidráulico e maior o fluxo mássico, menos possível é seguir uma bolha ao longo do seu crescimento, por aumento da instabilidade, mas também porque, com o aumento da velocidade, as bolhas desaparecem mais cedo do campo de visão. Contudo, é possível ver que as tendências de crescimento foram semelhantes, pelo que este fator aparenta não influenciar significativamente o diâmetro de descolamento, exceto para o canal menos largo. Tal pode dever-se ao facto de, apesar deste canal ter um diâmetro hidráulico de $400\mu\text{m}$, a sua largura ser de apenas $250\mu\text{m}$. Tendo em conta que as bolhas se formam junto à superfície e que, nos outros canais o tamanho das bolhas se aproximou ou até ultrapassou os $250\mu\text{m}$, é consistente que as bolhas neste canal não se possam desenvolver totalmente.

4.5.2. Velocidades de Descolamento

A Figura 4.20 indica os valores médios calculados para as velocidades de descolamento de bolhas nos quatro canais analisados na segunda ronda de ensaios, para os três fluxos de calor fornecidos e para o caudal volumétrico de $Q = 1,5\text{ ml/min}$, em função do tempo. Uma vez mais, o número de medidas que foi possível fazer foi tanto mais reduzido quanto menor o diâmetro hidráulico e maior o fluxo mássico.

A Figura 4.20 mostra que, tal como no caso do diâmetro, o fluxo de calor influencia a evolução da velocidade de escoamento das bolhas, dado que potencia a nucleação e crescimento das mesmas, que se descolam posteriormente da superfície, quando deixa de haver equilíbrio de forças e as de impulsão se sobrepõem às de tensão superficial. Um aspeto que tem de ser referido é o que se pode observar no gráfico d), em que, para o fluxo de calor mais alto, apenas foi possível fazer uma medição das bolhas e o valor obtido foi maior do que o dobro de todos os outros valores de velocidade calculados. Apesar de esta medição representar claramente um desvio em relação às restantes, é uma informação importante, pois permite ter a percepção da instabilidade deste escoamento e da elevada aceleração que a bolha sofre, logo após se ter formado. Já nos fluxos de calor mais baixos, principalmente no menor, o comportamento das bolhas foi mais regular, tendo a velocidade das bolhas estabilizado em cerca de $0,05\text{ m/s}$, que é metade do valor da velocidade do escoamento. Isto pode dever-se ao facto do reduzido tamanho das bolhas não permitir que as forças de inércia vençam as viscosas.

$$Q = 1,5 \text{ ml/min}$$

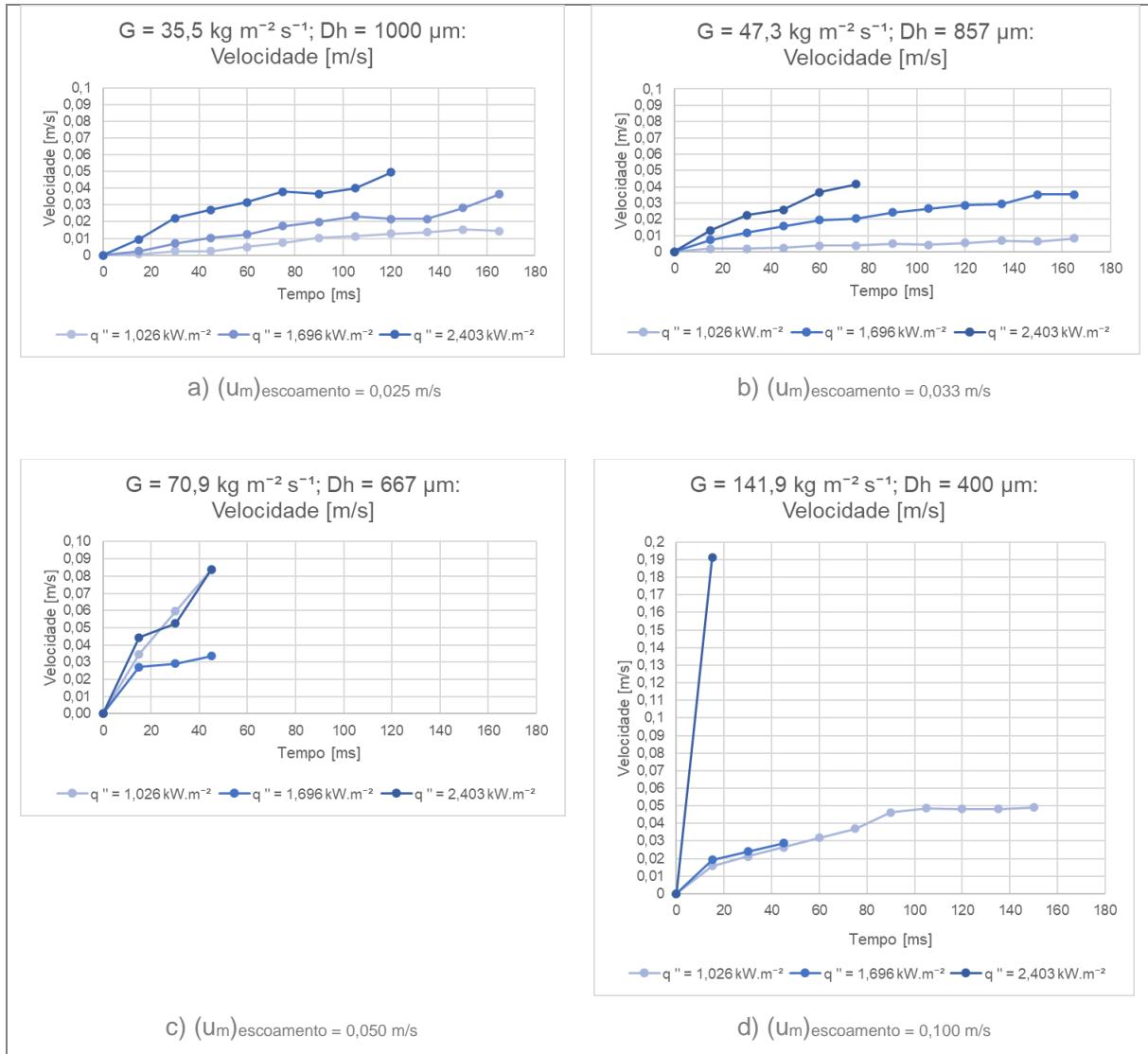


Figura 4.20: Valores médios de velocidades de descolamento de bolhas nos quatro canais analisados na segunda ronda de ensaios, para os três fluxos de calor fornecidos e para o caudal volumétrico de $Q = 1,5 \text{ ml/min}$, em função do tempo.

Comparando os gráficos a), b) e c) da Figura 4.20, pode ver-se que a velocidade das bolhas aumenta de ensaio para ensaio com o aumento do fluxo mássico, ou seja, da velocidade média do escoamento, indicada por baixo de cada gráfico. No entanto, pode analisar-se que a relação da velocidade das bolhas com a velocidade média do escoamento não é igual em todos os ensaios. Nos ensaios com menor fluxo de calor, mais uma vez, as bolhas parecem estabilizar a uma velocidade inferior à velocidade média do escoamento. Nos fluxos intermédios, parecem tender para a estabilização um pouco acima do valor da velocidade média. Nos fluxos mais altos, contudo, as bolhas ultrapassam a velocidade média do escoamento e não chegam a estabilizar, dentro das medições que foram possíveis, estando as linhas ainda com um declive positivo no momento em que as medições param, prenunciando uma continuação da aceleração.

Este aparente caminho das bolhas para uma velocidade com, pelo menos, cerca do dobro do valor da velocidade média do escoamento, permitiu que se chegasse à conclusão de que seria possível que o escoamento estivesse, na verdade, a uma velocidade superior do que a que tinha sido imposta. Esta diferença teria sido causada por um fator externo, nomeadamente o da seringa que continha o fluido aquecido antes dos ensaios estar em sobrepressão, que já foi abordado em alguns capítulos deste trabalho. Apesar de esta sobrepressão ter sido melhorada para a segunda ronda de ensaios, não foi eliminada definitivamente, podendo ser a causa para o aumento de velocidade aqui detetado.

5. Conclusões e Trabalho Futuro

O presente trabalho teve como principal objetivo a caracterização do escoamento bifásico que acontece em microcanais quando o fluido é sujeito a um fluxo de calor constante, que é imposto na superfície por onde circula. Especificamente, era necessária uma caracterização que incidisse na compreensão da dinâmica das bolhas, consoante as condições e variáveis a que o escoamento era sujeito, para que se pudesse detetar as instabilidades que, characteristicamente, surgem em escoamentos bifásicos em microcanais e procurar identificar as suas causas, de modo a serem controladas.

Para tal, foi elaborada a caracterização do escoamento em cinco microcanais com larguras diferentes, aplicando-se, ao longo dos ensaios, seis fluxos de calor e quatro caudais volumétricos, perfazendo um total de 10 fluxos mássicos diversos. Foi avaliado em que medida é que o fluxo de calor, a geometria dos microcanais e os caudais e fluxos mássicos impostos influenciavam o comportamento das bolhas, os regimes de escoamento bifásico, a queda de pressão e o calor transferido para o fluido. Procurou-se, ainda, perceber como otimizar as condições de trabalho e os materiais utilizados na manufatura dos microcanais, de modo a ser possível realizar ensaios laboratoriais mais precisos e eficazes.

As principais conclusões obtidas no presente trabalho são, então, descritas de seguida.

5.1. Principais Conclusões

Influência do fluxo de calor imposto

Foram impostos à folha de aço seis fluxos de calor, com valores entre $q'' = 1,026 \text{ kW/m}^2$ e $q'' = 2,403 \text{ kW/m}^2$, e observou-se que este parâmetro teve uma grande influência na dinâmica do escoamento. Após a primeira ronda de ensaios, selecionaram-se para a segunda ronda os três fluxos que proporcionavam escoamentos com diferenças mais significativas entre si, sendo eles os dois extremos já mencionados e o de $q'' = 1,696 \text{ kW/m}^2$.

Com a aplicação do menor fluxo de calor, contabilizou-se uma frequência de aparecimento de bolhas baixa ou até nula. Observaram-se os regimes de “escoamento em estado líquido”, “escoamento com bolhas isoladas” e “escoamento com bolhas”, e não foi registada reversão nem bloqueio do escoamento em nenhum ensaio. Os diâmetros de descolamento foram os mais baixos e as correspondentes velocidades de descolamento foram inferiores à velocidade média do escoamento. Em relação à queda de pressão, inferiu-se que não era significativamente influenciada pelo fluxo de calor, sendo mais influenciada pelo fluxo mássico, como se verá posteriormente.

Por outro lado, com o aumento do fluxo de calor, a frequência de aparecimento de bolhas aumentou significativamente. Com o maior fluxo de calor, observaram-se os regimes de “escoamento com bolhas”, “escoamento de transição de bolhas para tampão” e “escoamento de transição de tampão para estado gasoso”. Neste caso, já houve bloqueios e reversão do escoamento nos ensaios com maior número de bolhas. Os diâmetros de descolamento foram altos e não chegaram a estabilizar antes das bolhas saírem do campo de filmagem, e as velocidades de descolamento foram superiores à velocidade média do escoamento.

Influência do fluxo mássico

O fluxo mássico depende da geometria do canal e do caudal aplicado. Na primeira ronda de ensaios, foram estudados três caudais volumétricos e apenas uma geometria de canal, resultando em três fluxos mássicos. Na segunda ronda, foram estudados dois caudais volumétricos e quatro geometrias, tendo-se obtido 7 fluxos mássicos.

Na primeira ronda, o fluxo mássico apenas dependia do caudal volumétrico, tendo-se observado que um caudal volumétrico menor, para o mesmo diâmetro hidráulico, permite um escoamento com menos instabilidades, em que as tendências da frequência de bolhas têm uma variação mais linear com o aumento do fluxo de calor, em que a queda de pressão é menor, e em que a quantidade de calor retirada da folha, avaliada a partir da diferença de temperaturas, é, também, maior.

Na segunda ronda, em que o fluxo mássico dependia do caudal volumétrico e do diâmetro hidráulico, a análise não é tão direta. Ainda assim, foi possível constatar-se que um maior fluxo mássico e, portanto, menor diâmetro hidráulico, proporcionava, também, algumas instabilidades acrescidas, tal como na primeira ronda, o que tornou mais difícil a identificação dos regimes e a contagem de frequências e de diâmetros e velocidades de descolamento. Ainda assim, foi possível observar-se uma maior frequência de formação de bolhas, mas um menor diâmetro de descolamento, pelo que, mesmo com um número elevado de bolhas, não havia um grande bloqueio do escoamento, isto é, não se formavam bolhas demasiado grandes nem *slugs*, o que é uma vantagem dos maiores fluxos mássicos, quando o canal é menos largo.

Influência das Condições de Trabalho

Por fim, importa referir que se constatou que a análise e compreensão da dinâmica das bolhas num escoamento bifásico em microcanais depende, em grande parte, da qualidade das imagens do escoamento que são obtidas, visto que toda a análise de regimes de escoamento, frequência de bolhas e diâmetros e velocidades de escoamento é efetuada com base nas imagens. É, então, imprescindível a utilização de uma câmara e de uma lente com elevada qualidade de imagem e elevada capacidade de ampliação, visto que o escoamento acontece em microcanais. Tão ou mais importante, é o quanto transparente, limpa e pouco rugosa é a superfície do microcanal através da qual a imagem é obtida. No decorrer do trabalho, concluiu-se que se consegue obter uma superfície suficientemente lisa ao utilizar moldes impressos em resina e não em PLA, para o fabrico dos microcanais. A baixa rugosidade das superfícies do microcanal tem, também, uma grande importância na selagem do mesmo sobre a folha de aço. Com uma superfície lisa, a selagem é bem feita, de forma a não se verificarem fugas de fluido, sem que seja necessário exercer uma grande pressão sobre o microcanal, sendo que essa pressão demasiado elevada pode causar alterações na geometria do canal, tal como sucedeu na primeira ronda de ensaios.

5.2. Propostas para Trabalho Futuro

Para trabalho futuro, sugere-se, em primeiro lugar, que o aquecimento prévio do fluido não seja efetuado na bomba de seringa, mas num reservatório em que esta temperatura possa ser melhor controlada. Idealmente, deveria também ser feita uma desgaseificação do fluido, para que os pontos de nucleação dependessem apenas das condições da superfície e não de uma possível mudança de fase prematura ou de variações na pressão.

Em segundo lugar, aconselha-se um sistema de selagem do microcanal que permita que seja aplicada sempre a mesma pressão sobre o mesmo, para que esta nunca seja demasiado elevada ou demasiado baixa, e para que seja igual em todos os ensaios. Um sistema deste tipo poderia ser elaborado recorrendo a uma estrutura que se pudesse elevar e baixar e que tivesse uma régua, para que ficasse sempre à mesma altura.

Em terceiro lugar, recomenda-se que a filmagem do escoamento seja feita também de lado, de modo a identificar com mais precisão os regimes de escoamento e para que se possa medir com maior exatidão a evolução do diâmetro de descolamento das bolhas. Seria, ainda, favorável à análise se a lente a utilizar tivesse a capacidade de filmar o escoamento na sua totalidade, para que a análise não tivesse de ser feita em diferentes zonas do canal, a partir de ensaios diferentes. Desta forma, seria possível seguir uma bolha que se formasse junto à entrada do microcanal desde o momento da sua formação até que saísse do microcanal, aumentando a probabilidade de conhecer as condições em que o seu diâmetro e velocidade estabilizavam.

Em quarto lugar, apesar de, neste trabalho, o estudo ter sido feito com escoamentos com o mesmo caudal volumétrico, o que permitiu avaliar um grande número de fluxos mássicos, parâmetro no qual se baseiam grande parte dos estudos de escoamento bifásico, sugere-se que seja feito um estudo de escoamentos com a mesma velocidade nas diferentes geometrias de canal, para que se possa analisar a influência da mesma e, consequentemente, do número de Reynolds.

Em quinto e último lugar, recomenda-se que, para estudos futuros em que se deseje avaliar vários valores de outros parâmetros sem variar o fluxo de calor, se utilizem fluxos de calor intermédios, como o de $q'' = 1,696 \text{ kW/m}^2$, que permitem um escoamento com menos instabilidades, em que se observa quase sempre o regime de “escoamento com bolhas”.

Referências

- [1] W. M. Kays e A. L. London, *Compact Heat Exchangers (3rd Edition)*, 2018.
- [2] A. C. Dimian, C. S. Bildea, e A. A. Kiss, *Process Intensification*, vol. 35, 2014.
- [3] D. B. TUCKERMAN e R. F. W. PEASE, «High-Performance Heat Sinking for VLSI», *IEEE Electron Device Lett.*, vol. 2, n. 5, pp. 126–129, 1981.
- [4] J. Lee e I. Mudawar, «Low-temperature two-phase microchannel cooling for high-heat-flux thermal management of defense electronics», *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, vol. 32, n. 2, pp. 453–465, 2009.
- [5] M. W. . Wambsganss, J. A. . Jendrzejczyk, e D. M. France, «Two-Phase Flow Patterns and Transitions in a Small, Horizontal, Rectangular Channel», *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 17, n. 3, pp. 327–342, 1991.
- [6] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, e A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 1996.
- [7] R. W. Lockhart e R. C. Martinelli, «Proposed correlation of data for isothermal two-phase two component flow in pipes.», *Chemical Engineering Progress*, vol. 45. pp. 39–48, 1949.
- [8] S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, e M. King, *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, 2014.
- [9] R. K. Shah e A. L. London, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*, vol. Suppl. 1. 1978.
- [10] R. J. Phillips, «Forced-Convection,Liquid-Cooled,Micrichannel Heat Sinks». 1987.
- [11] T. Harirchian e S. V. Garimella, «Effects of channel dimension, heat flux, and mass flux on flow boiling regimes in microchannels», *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 35, n. 4, pp. 349–362, 2009.
- [12] A. B.-C. Greene, George; Cho, Young; Hartnett, James †, *Advances in HEAT TRANSFER*, 2006.
- [13] M. C. P. Venzon e Dissertação, «Comportamento Do Escoamento Bifásico Água-Ar Em Placas De Orifício», 1996.
- [14] S. G. Kandlikar, «Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels», *J. Heat Transfer*, vol. 126, n. 1, pp. 8–16, 2004.
- [15] 3M, «3M Thermal Management Fluids: Cool Under Fire - Dielectric heat transfer fluid solutions for military and aerospace applications», vol. Datasheet, 2009.
- [16] «Ultimaker 3 Review | PCMag». <https://www.pcmag.com/reviews/ultimaker-3> (acedido Mai. 06, 2022).
- [17] «3D Printing Flat Surfaces On A SLA 3D Printer - TheMechNinja». <https://themechninja.com/07/3d-printing-flat-surfaces-on-a-sla-3d-printer/> (acedido Mai. 04,

2022).

- [18] L. O. Martins, «Sistema de refrigeração por microcanais com escoamento multifásico para painéis solares de alta concentração Engenharia Mecânica Júri», 2020.
- [19] M. H. Rausch, L. Kretschmer, S. Will, A. Leipertz, e A. P. Fröba, «Density, surface tension, and kinematic viscosity of hydrofluoroethers HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, and HFE-7500», *J. Chem. Eng. Data*, vol. 60, n. 12, pp. 3759–3765, 2015.
- [20] T. K. Chu e C. Y. Ho, «Thermal Conductivity and Electrical Resistivity of Eight Selected AISI Stainless Steels», em *Thermal Conductivity 15*, pp. 79–104, 1978.
- [21] M. B. Heaney, «Electrical Conductivity and Resistivity», pp. 1–14, 2004.
- [22] R. J. Moffat, «Describing the uncertainties in experimental results», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 1, n. 1, pp. 3–17, 1988.
- [23] Indac, «Características do Acrílico», pp. 1–3.
- [24] W. Li, J. Ma, T. Alam, F. Yang, J. Khan, e C. Li, «Flow boiling of HFE-7100 in silicon microchannels integrated with multiple micro-nozzles and reentry micro-cavities», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 123, pp. 354–366, 2018.
- [25] J. Ma, W. Li, C. Ren, J. A. Khan, e C. Li, «Realizing highly coordinated, rapid and sustainable nucleate boiling in microchannels on HFE-7100», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 133, pp. 1219–1229, 2019.