

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

BRUNA EVELIN GOMES

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO DE ÁGUA EM MICROCANAIS:
DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR
PARA O RESFRIAMENTO DE SISTEMAS ELETRÔNICOS**

São Leopoldo, janeiro de 2020.

BRUNA EVELIN GOMES

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO DE ÁGUA EM MICROCANAIS:
DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR
PARA O RESFRIAMENTO DE SISTEMAS ELETRÔNICOS**

Dissertação apresentada como requisito parcial
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade do Vale do Rio dos Sinos -
UNISINOS

Orientadora: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Coorientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

São Leopoldo, janeiro de 2020.

G633a

Gomes, Bruna Evelin.

Análise do escoamento monofásico de água em microcanais : desenvolvimento e caracterização de um trocador de calor para o resfriamento de sistemas eletrônicos / Bruna Evelin Gomes. – 2020.

128f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2020.

“Orientadora: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti
Coorientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha.”

1. Trocador de calor de microcanais. 2. Escoamento monofásico líquido em microcanal. 3. Transferência de calor em microcanais. 4. Simulação numérica. 5. Análise experimental. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecária: Amanda Schuster – CRB 10/2517)

INSTITUIÇÕES E FONTES FINANCIADORAS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoa de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

A realização do trabalho foi possível graças ao apoio da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS) e ao Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido-Dinâmicos (LETEF) pertencente à mesma.

AGRADECIMENTOS

Dois momentos distintos transformam a vida acadêmica de um mestrando, o primeiro, a alegria de delimitar o objeto de estudo, já o segundo, o desalento do tempo de pesquisa ser limitado. Viver a dinâmica desses acontecimentos, concomitante a dificuldade de cada etapa no desenvolvimento da pesquisa só é possível com uma equipe de suporte, a qual sou grata pela conclusão do presente trabalho.

Primeiramente, agradeço à Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti, figura fundamental em minha trajetória acadêmica e graças a sua mentoria, foi possível expandir os conhecimentos sobre transferência de calor e principalmente, microcanais. De igual modo agradeço, ao Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha, que é um dos expoentes sobre o *design* construtal e possibilitou uma nova visão sobre como a nossa vida é regida por caminhos de menor resistência. Também devo agradecer ao Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan pelas contribuições ao trabalho desde o esboço inicial do trabalho, na graduação, até a instrumentação final dos experimentos, bem como, à Profa. Dra. Rejane De César Oliveski. Serei eternamente grata e orgulhosa de ter sido aluna desses e dos demais professores do Programa de Mestrado em Engenharia Mecânica da UNISINOS.

Aos colegas do LETEF pelo auxílio prestado na elaboração da bancada experimental e na realização dos experimentos.

Aos meus amigos e colegas do mestrado, destacando os colegas Álisson S. da Silva, Anselmo G. Gonçalves, Camila Cardozo e Janiel Zero pelas incansáveis discussões sobre o motivo da água vazar da seção de testes e o apoio em todas as soluções.

Por fim, agradeço, agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento do Pessoal de Nível Superior (CAPES) e a UNISINOS, pela possibilidade de ingressar no programa de mestrado e a oportunidade do desenvolvimento dessa pesquisa.

RESUMO

Há um interesse industrial na pesquisa e desenvolvimento em trocadores de calor de microcanais devido à necessidade de dissipação de calor em sistemas compactos. O resfriamento de componentes eletrônicos é um exemplo de aplicação que exige a dissipação do elevado calor gerado, garantindo uma temperatura de operação segura. Para o projeto de um trocador de calor de microcanais, busca-se a menor perda de pressão relacionada a máxima de transferência de calor e uma distribuição de temperatura adequada e uniforme. O presente estudo é dirigido para o desenvolvimento de um trocador de calor de microcanais para o uso em sistemas eletrônicos. O método de *design* construtal concomitante a uma busca exaustiva foram aplicados para encontrar o projeto de geometria com melhor desempenho, aquela que possibilita menores restrições ao escoamento. Para isso, uma geometria de canais retos e uma geometria de canais em Y com um nível de ramificação foram avaliadas e são comparadas através da simulação numérica, considerando velocidades, distribuição de temperatura, coeficiente de transferência de calor e perda de pressão, da mesma forma, que foram fabricadas, em impressão 3D, em uma liga de prata, e avaliadas em uma bancada experimental. Os trocadores de calor de microcanais são caracterizados com escoamento líquido de água, em estado monofásico. Os dados obtidos são de pressão, temperatura, vazão e potência. As características do escoamento são de escoamento laminar com Reynolds de 163 até 628, no intervalo de velocidade mássica de 355 até 1.388,5 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ e fluxos de calor de 14 até 19 Wcm^{-2} para a geometria de canais retos. Para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, Reynolds ficou na faixa de 196 a 752, para a velocidades mássicas de 533 até 2.073,5 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ e fluxo de calor de 16,5 a 23,5 Wcm^{-2} . Na parte experimental foi possível estabelecer que a geometria de canais em Y possibilita uma maior transferência de calor com a maior diferença de pressão comparada à geometria de canais retos. Para a geometria de canais retos o coeficiente de calor convectivo foi de 14,2 $\text{kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ e a perda de pressão foi de 7,2 kPa, enquanto para a geometria de canais em Y o coeficiente de calor convectivo foi de 24,3 $\text{kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ e a perda de pressão foi de 15,9 kPa. Logo, o aumento de transferência de calor em troca do aumento da perda de pressão.

Palavras-chave: Trocador de calor de microcanais. Escoamento monofásico líquido em microcanal. Transferência de calor em micro canais. Simulação numérica. Análise experimental.

ABSTRACT

There is an industrial interest in research and development of microchannel heat exchangers due to the need for heat dissipation in compact systems. Cooling electronics is an example of an application that requires high heat dissipation applied, enabling a safe operating temperature. For the design of a microchannel heat exchanger, look for a minimum pressure loss, or maximum heat transfer, and an adequate and uniform temperature distribution. The present study is aimed at the development of a microchannel heat exchanger for use in electronic systems. The Constructal Design Method concomitant with an optimization were used to find the best performing geometry design, the one that allows the least flow restrictions. Straight channel geometry and branch channel level Y-channel geometry were evaluated and compared by numerical simulation, considering the temperature distribution, heat transfer coefficient and pressure loss. The geometries were fabricated in 3D printing on a silver alloy and evaluated on an experimental bench. Microchannel heat exchangers are characterized with liquid water flow in a single-phase state. The data obtained are pressure, temperature, flow rate and heat flux. The flow was laminar with Reynolds from 163 to 628, with mass flux in the range of 355 to 1,388.5 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ and heat flux of 14 to 19 Wcm^{-2} for rectangular geometry. For Y-channel geometry with a branch level, Reynolds was in the range of 196 to 752, mass flux of 533 to 2,073.5 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ and a heat flux of 16.5 to 23.5 Wcm^{-2} . The Y-channel geometry enabled greater heat transfer with a greater pressure difference compared to channel geometry straight. For channel geometry straight, the convective heat coefficient was 14.2 $\text{kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ and the pressure loss was 7.2 kPa. While the Y-channel geometry, the convective heat coefficient was 24.3 $\text{kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ and the pressure loss was 15.9 kPa. Thus, increased heat transfer in exchange for increased pressure loss.

Keywords: Micro heat exchanger. Single-phase liquid flow in microchannel. Microchannel heat transfer. Numerical simulation. Experimental analysis

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Representação dos parâmetros de rugosidade	27
Figura 2.2 – Fluxograma com as etapas de aplicação do <i>design</i> construtal	40
Figura 2.3 – Rede de microcanais fractal em formato H.....	41
Figura 2.4 – Representação esquemática da seção de testes com a bifurcação em 180°.....	42
Figura 2.5 – Diagrama esquemático dos modelos dos microcanais: (a) rede de microcanais com um nível de ramificação e curvas de 90°; (b) rede de microcanais com dois níveis de ramificação e curvas arredondadas.....	43
Figura 2.6 – Seção de testes com microcanal fractal com base na Lei de Murray.....	44
Figura 2.7 – Resultados da simulação térmica: (a) canais retos, (b) veias pinadas, (c) favo de mel, (d) veias reticuladas, (e) floco de neve e (f) teia de aranha	46
Figura 2.8 – Padrões de geometria: (a) modelo em Y e (b) modelo em Ψ	47
Figura 2.9 – Representação dos vetores de velocidade para verificar a distribuição de fluido, com Δp de 50 kPa: (a) tipo I; (b) tipo N; (c) tipo D; (d) tipo S; (e) tipo U; (f) tipo V	49
Figura 2.10 – Esquema das diferentes configurações de entrada e saída dos trocadores de calor: (a) modelo I, (b) modelo C, (c) modelo V, (d) modelo S ou Z e (e) modelo U	51
Figura 2.11 – Distribuição dos fluidos nos modelos propostos: (a) modelo triangular com entrada lateral, (b) modelo triangular com entrada central, (c) modelo circular com entrada central e (d) modelo circular com arestas e entrada central	52
Figura 3.1 – Implementação do <i>design</i> construtal.....	55
Figura 3.2 – Propostas de geometria para os canais de análise: (a) canais paralelos com os principais parâmetros para a análise; (b) geometria 1 – retangular; (c) geometria 2 - arredondada	56
Figura 3.3 – Proposta de geometria de canais em forma de Y em um nível.....	57
Figura 3.4 – Representação das configurações de entrada/saída do fluido na geometria em Y com um nível de ramificação: (a) modelo A- <i>plenum</i> retangular com cantos arredondados e entrada e saída central; (b) modelo B- <i>plenum</i> em arco com cantos arredondados e entrada e saída central; (c) modelo C- <i>plenum</i> retangular com cantos arredondados e entrada e saída deslocadas; (d) modelo D- <i>plenum</i> em arco com cantos arredondados e entrada e saída deslocadas.....	58
Figura 3.5 – Malha 1 aplicada na célula unitária para a solução numérica.....	63
Figura 3.6 – Diagrama esquemático da bancada experimental: (a) banho ultratermostático; (b) bomba volumétrica; (c) inversor de frequência; (d) transmissor de fluxo; (e) seção de testes;	

(f) sistema de aquisição de dados; (g) registro de dados; (h) transmissor diferencial de pressão; (i) termopar; (j) variador de tensão; (l) resistência; (m) multímetro digital.....	65
Figura 3.7 – Representação da seção de testes do trocador de calor de microcanais retos, com entrada/saída centrais e <i>plenum</i> retangular com cantos arredondados	66
Figura 3.8 – Termopar tipo E encapsulado.....	67
Figura 4.1 - Temperatura média de saída do fluido para diferentes razões de aspecto da geometria 1 – canais retangulares.....	74
Figura 4.2 - Temperatura média de saída do fluido para diferentes razões de aspecto da geometria 2 – canais arredondados.....	75
Figura 4.3- Coeficiente de transferência de calor convectivo médio para as geometrias de canal 1 - retangular e 2 - arredondada, com diferentes razões de aspecto.....	76
Figura 4.4 – Temperatura na parede do canal em diferentes posições ao longo do comprimento do microcanal para as geometrias 1 e 2 e $\alpha_c = 3$	77
Figura 4.5- Distribuição de temperatura nas faces de entrada e saída da geometria 1	77
Figura 4.6 – Distribuição de temperatura nas faces de entrada e saída da geometria 2	78
Figura 4.7 - Distribuição de temperatura no substrato para a geometria 1	79
Figura 4.8 – Distribuição de temperatura no substrato para a geometria 2.....	79
Figura 4.9 – Coeficiente de transferência de calor convectivo médio para um canal ramificado em diferentes ângulos (θ) e relações de (v) em uma relação de $\omega = 1$, para a primeira saída..	80
Figura 4.10 - Coeficiente de transferência de calor convectivo médio para um canal ramificado em diferentes relações entre os comprimentos (v) e relações de diâmetros (ω) em um ângulo $\theta = 15^\circ$	81
Figura 4.11 – Análise numérica do perfil de velocidade do <i>plenum</i> e da posição da entrada e a saída do trocador de calor de geometria com canais retos: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D	82
Figura 4.12 - Análise numérica do perfil de velocidade do <i>plenum</i> e da posição da entrada e a saída do trocador de calor de geometria com canais em Y com um nível de ramificação: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D.....	83
Figura 4.13 – Identificação da posição do canal: (a) geometria de canais retos; (b) geometria de canais em Y com um nível de ramificação	84
Figura 4.14 – Velocidade média do fluido para a geometria de canais retos: (a) entrada do canal; (b) saída do canal	85
Figura 4.15 – Velocidade média do fluido para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação: (a) entrada do canal; (b) saída do canal	86

Figura 4.16 – Temperatura do fluido para a geometria de canais retos: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D.....	87
Figura 4.17 – Temperatura do fluido para a geometria em Y com um nível de ramificação: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D.....	88
Figura 4.18 – Temperatura do sólido para a geometria de canais retos: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D.....	89
Figura 4.19 - Temperatura do sólido para a geometria em Y com um nível de ramificação: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D.....	90
Figura 4.20 – Trocador de calor de microcanais: (a) canais retos - vista superior; (b) canais retos - vista inferior; (c) canais em Y com um nível de ramificação - vista superior; (d) canais em Y com um nível de ramificação - vista inferior.....	94
Figura 4.21 – Posicionamento dos termopares para medição da temperatura da parede no trocador de calor de microcanais: (a) geometria de canais retos; (b) geometria de canais em Y com um nível de ramificação.....	95
Figura 4.22 – Dispositivos para montagem da seção de testes: (a) conexão de entrada/saída para instrumentação; (b) <i>o-ring</i>	95
Figura 4.23 – Montagem da seção de testes com o trocador de calor de microcanais retos	96
Figura 4.24 - Perda de pressão experimental para a geometria de canais retos e a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $q'' = 16,8 \text{ kWcm}^{-2}$	98
Figura 4.25 – Comparação entre os dados teóricos e experimentais da perda de pressão no escoamento para a geometria de canais retos.....	100
Figura 4.26 – Comparação entre os dados teóricos e experimentais da perda de pressão no escoamento para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação.....	100
Figura 4.27 – Coeficiente de transferência de calor médio em relação ao Reynolds para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais retos.....	102
Figura 4.28 - Coeficiente de transferência de calor médio em relação ao Reynolds para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais em forma de Y com um nível de ramificação.....	102
Figura 4.29 – Coeficiente de transferência de calor médio experimental para a geometria de canais retos e a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $q'' = 16,8 \text{ kWcm}^{-2}$	103
Figura 4.30 - Relação entre o aumento de Reynolds e o Nusselt para diferentes fluxos de calor em comparação com correlações teóricas para a geometria de canais retos.....	104

Figura 4.31 - Relação entre o aumento de Reynolds e o Nusselt para diferentes fluxos de calor em comparação com correlações teóricas para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação	104
Figura 4.32 – Diferença de temperatura do fluido em relação ao aumento da velocidade mássica para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais retos	107
Figura 4.33 – Diferença de temperatura do fluido em relação ao aumento da velocidade mássica para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação	107
Figura 4.34 – Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais retos, com $G = 1.388,50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ para diferentes fluxos de calor.....	108
Figura 4.35 - Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $G = 2.073 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ e diferentes fluxos de calor	109
Figura 4.36 – Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais retos, com $q'' = 21 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas.....	109
Figura 4.37 – Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais em Y, com $q'' = 25,5 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferente de velocidades mássicas.	110
Figura 4.38 - Distribuição de temperaturas na parede e no fluido para a geometria de canais retos, com $G = 1.388,50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ $q'' = 21 \text{ Wcm}^{-2}$	110
Figura 4.39 - Distribuição de temperaturas na parede e no fluido para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $G = 2.073,50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ e $q'' = 25,5 \text{ Wcm}^{-2}$	111
Figura 4.40 – Resultados numéricos da temperatura da seção de testes: (a) geometria de canais retos – fluido; (b) geometria de canais retos – trocador de calor; (c) geometria de canais em Y com um nível de ramificação – fluido; (d) geometria de canais em Y com um nível de ramificação – trocador de calor	112
Figura 4.41 – Número de Nusselt experimental e o numérico para a geometria de canais retos, com $q'' = 16,8 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas.....	113
Figura 4.42 – Número de Nusselt experimental e o numérico para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $q'' = 16,5 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas.	113
Figura 4.43 – Diferença de pressão numérica e a experimental para a geometria de canais retos, com $q'' = 16,8 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas.....	114
Figura 4.44 – Diferença de pressão numérica e a experimental para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $q'' = 16,5 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas	115

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação do trocador de calor pelo diâmetro hidráulico dos canais.....	19
Tabela 2.2 – Classificação dos canais com base na rarefação dos gases.....	19
Tabela 2.3 – Efeitos de escala e microefeitos associados a parâmetros adimensionais	29
Tabela 3.1 – Validação das malhas	62
Tabela 3.2 - Propriedades do fluido e do material do trocador de calor na temperatura de referência de 298,15 K.....	64
Tabela 3.3 – Condições de teste para a geometria de canais retos	69
Tabela 3.4 – Condições de teste para a geometria em Y com um nível de ramificação	70
Tabela 4.1 – Coeficiente de transferência de calor convectivo para a geometria de canais retos	90
Tabela 4.2 – Coeficiente de transferência de calor convectivo para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação.....	91
Tabela 4.3 – Perda de pressão para a geometria de canais retos	91
Tabela 4.4 – Perda de pressão para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação	91
Tabela 4.5 - Parâmetros de impressão do trocador de calor de geometria com canais retos ...	92
Tabela 4.6 - Parâmetros de produção do trocador de calor de geometria com canais em Y com um nível de ramificação	93
Tabela 4.7 – Características do escoamento	96
Tabela 4.8 – Características do fluxo de calor.....	97
Tabela 4.9 – Efeitos de escala relevantes para o escoamento de água na geometria de canais retos e na geometria de canais em Y como um nível de ramificação.....	97
Tabela 4.10 – Desvio relativo médio de canais retos	105
Tabela 4.11 – Desvio relativo médio de canais em Y	106

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Altura do canal	[m]
A	Área	[m ²]
b	Largura do canal	[m]
Br	Número de Brinkman	[-]
C	Fator de correção $7,6 \times 10^{-5}$	[-]
c_p	Calor específico	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
D	Diâmetro externo	[m]
d	Diâmetro interno	[m]
De	Diâmetro eletrocinético	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
D_{h1}	Diâmetro hidráulico do canal principal - nível 1	[m]
D_{h2}	Diâmetro hidráulico da ramificação - nível 2	[m]
D_o	Fator de correção 1,164 mm	[-]
e	Permissividade elétrica	[Fm ⁻¹]
e_f	Constante de Faraday	[Cmol ⁻¹]
$E_{\Delta p}$	Exatidão do medidor de pressão diferencial	[%]
E_Q	Exatidão do transmissor de baixo fluxo	[%]
f	Fator de atrito	[-]
f_{app}	Fator de atrito aparente	[-]
F	Fator de correção proposto por Adams <i>et al.</i> (1998)	[-]
F_p	Distância do piso até a linha média dos vales até o perfil	[m]
G	Velocidade mássica	[kgm ⁻² s ⁻¹]
Gz	Número de Graetz	[-]
h	Coefficiente de transferência de calor convectivo	[Wm ⁻² K ⁻¹]
H	Altura do trocador de calor	[m]
I	Corrente	[A]
k	Condutividade térmica	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
K	Coefficiente para correção das propriedades do fluido	[-]
$K(\infty)$	Fator de queda de pressão corrigido ao longo do canal	[-]
$K(x)$	Fator de Hagenbach para queda de pressão	[-]
L	Comprimento total do canal	[m]

L_1	Comprimento do canal principal - nível 1	[m]
L_2	Comprimento da ramificação - nível 2	[m]
\dot{m}	Taxa de massa	[kgs ⁻¹]
M	Fator de correção proposto por Phillips (1987)	[-]
MF	Má distribuição de fluido proposto por Kumaran, Kumaraguruparan e Somakumar (2013)	[-]
mb	Parâmetro da aleta	[-]
N	Fator de correção proposto por Phillips (1987)	[-]
n	Número de canais	[-]
n_o	Concentração de íons	[molm ⁻³]
Nu	Número de Nusselt	[-]
P	Perímetro	[m]
p	Pressão	[Pa]
Pe	Número de Peclet	[-]
Po	Número de Poiseuille	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Q	Vazão	[m ³ s ⁻¹]
q	Taxa de calor	[W]
q''	Fluxo de calor	[Wm ⁻²]
qe	Potência elétrica	[W]
qr	Taxa de calor recebido	[W]
r	Raio do canal	[m]
Ra	Rugosidade média convencional	[m]
Re	Número de Reynolds	[-]
Rp	Altura média do pico do perfil	[m]
Rpm	Altura média máxima do pico do perfil	[m]
Rp,i	Distância entre a média dos picos altos individuais	[m]
RSm	Espaçamento médio das rugosidades	[m]
s	Espaçamento entre canais	[m]
T	Temperatura	[K]
t_1	Distância entre centro dos canais	[m]
t_2	Distância da base do trocador de calor até o canal	[m]
U	Tensão	[V]

U_m	Velocidade média do fluido	$[\text{ms}^{-1}]$
V	Volume	$[\text{m}^3]$
\vec{V}	Vetor da velocidade	$[\text{ms}^{-1}]$
W	Largura do trocador de canal	$[\text{m}]$
x	Posição no canal	$[\text{m}]$
z	Número de Valência	$[-]$

Símbolos gregos

α_c	Razão de aspecto do canal	$[-]$
β	Relação entre t_1 e t_2	$[-]$
ε	Rugosidade relativa	$[\text{m}]$
ε_o	Altura média da rugosidade	$[\text{m}]$
η_f	Eficiência da aleta	$[-]$
θ	Ângulo	$[\text{°}]$
κ_b	Constante de Boltzmann	$[\text{JK}^{-1}]$
λ	Parâmetro de condução	$[-]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[\text{Pas}]$
ρ	Massa específica	$[\text{kgm}^{-3}]$
σ	Desvio padrão/ Incerteza de medição	$[-]$
v	Relação entre L_1 e L_2	$[-]$
ϕ	Relação entre os volumes	$[-]$
ω	Relação entre D_{h1} e D_{h2}	$[-]$

Sub-índices

b	Volume central do fluido
c	Seção transversal
ent	Entrada
eq	Equivalente
esc	Escoamento
exp	Experimental
f	Propriedades do fluido
F	Filofenko
GN	Gnielinski

<i>H</i>	Hidrodinâmico
<i>m</i>	Média aritmética
<i>num</i>	Numérico
<i>max</i>	Máximo
<i>mín</i>	Mínimo
<i>s</i>	Propriedades do sólido
<i>sai</i>	Saída
<i>sup</i>	Superfície
<i>T</i>	Térmico
<i>teo</i>	Teórico
<i>w</i>	Parede

Barra sobreposta

-	Condição média na superfície
---	------------------------------

LISTA DE SIGLAS

CFD	Fluidodinâmica computacional
EDL	Camada dupla elétrica
FVM	Método do volume finito
GCI	<i>Grid convergence index</i>
LETEF	Laboratório de Estudos Térmicos e Fluidodinâmicos
MEMS	Microeletromecânicos
PLA	Poliácido láctico
VARIAC	Variador de tensão monofásico

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Objetivos.....	15
1.1.1 Objetivo geral	15
1.1.2 Objetivos específicos	16
1.2 Justificativa	16
1.3 Estrutura da pesquisa	17
2 ESCOAMENTO EM MICROCANAIS	18
2.1 Trocadores de calor de microcanais	18
2.1.1 Escala micro	19
2.2 Compreensão sobre o escoamento em microcanais.....	20
2.2.1 Efeitos de escala e microefeitos.....	22
2.2.2 Transição de laminar para turbulento	29
2.2.3 Fator de atrito em microcanais	30
2.2.4 Transferência de calor em microcanais	34
2.3 Configurações de microcanais.....	38
2.4 Configuração de entrada e saída em microcanais	48
3 MATERIAIS E MÉTODOS	54
3.1 Apresentação do problema	56
3.2 Modelagem matemática	58
3.2.1 Configuração da geometria do canal	58
3.2.2 Configuração da rede de canais	59
3.3 Simulação numérica	61
3.3.1 Geração de malha	61
3.3.2 Análise de avaliação da malha.....	61
3.3.3 Solução numérica	63
3.4 Bancada experimental.....	65
3.4.1 Sistema de circulação do fluido.....	66
3.4.2 Seção de testes	66
3.4.3 Sistema de aquecimento	67
3.4.4 Termopares	67
3.4.5 Transdutor de pressão.....	67
3.4.6 Sistema de aquisição e registro de dados	68

3.5 Condições experimentais.....	68
3.5.1 Tratamento de dados.....	70
3.5.2 Incertezas de medição.....	73
4 RESULTADOS.....	74
4.1 Resultados numéricos.....	74
4.2 Canais ramificados.....	80
4.2.1 Análise da geometria dos <i>plenums</i> e a posição de entrada/saída do fluido.....	81
4.3 Prototipagem do trocador de calor e validação experimental.....	92
4.4 Análise Experimental.....	97
4.4.1 Análise dos efeitos de escala e micro-efeito.....	97
4.4.2 Análise da perda de pressão.....	98
4.4.3 Análise experimental da transferência de calor.....	101
4.4.4 Distribuição de temperatura.....	106
4.4.5 Análise dos resultados da simulação do projeto com os resultados experimentais.....	111
5 CONCLUSÕES.....	116
REFERÊNCIAS.....	119
APÊNDICE A – INCERTEZA DE MEDIÇÃO.....	125
APÊNDICE B – CALIBRAÇÃO E INCERTEZA DOS TERMOPARES.....	128

1 INTRODUÇÃO

O emprego de equipamentos e dispositivos em escala micro é uma realidade tecnológica permeando diversas áreas técnicas e aspectos da atividade humana, desde marcapassos até brinquedos. A aplicação de sistemas embarcados e microcontroladores possibilita que os equipamentos e dispositivos sejam cada vez mais compactos. A área eletrônica é a responsável por essa tendência de compactação, principalmente pela invenção, na década de 60, do transistor. O objetivo principal de um transistor é ampliar o sinal elétrico, para isso, há um aumento da potência. O aumento da potência envolve uma maior produção de calor, no entanto, os materiais dos transistores possuem uma limitação de temperatura de trabalho. Assim, os componentes eletrônicos necessitam trabalhar em uma temperatura de operação segura e, portanto, exigem uma adequada dissipação de calor.

Diante do cenário que se instaurava sobre o uso de transistores, Gordon Moore, descreveu em 1965 que o número de transistores por polegada quadrada dobrava a cada ano. Essa previsão é conhecida como a Lei de Moore. A Lei de Moore foi reavaliada em 1975 para dobrar o número de transistores a cada 24 meses. Atualmente, consideram-se 18 meses. À medida que o número de transistores aumenta, a necessidade de dissipação de calor também aumenta. (RIBATSKI *et al.*, 2007). Assim, a compactação dos dispositivos eletrônicos impulsionou as pesquisas para dispositivos de dissipação de calor miniaturizados. (SOUZA, 2016). No projeto de componentes eletrônicos, a dissipação de calor tornou-se um dos grandes desafios. Neste cenário, o trocador de calor de microcanais surge com uma solução em sistemas que requerem altas taxas de transferência de calor para espaços restritos.

Tuckerman e Pease (1981) começaram, no início década de 80, os estudos de trocadores de calor com canais com diâmetro reduzido para a dissipação de calor de um circuito eletrônico integrado. O canal possuía seção transversal média de $57 \times 365 \mu\text{m}$, utilizando água em estado líquido como fluido refrigerante. A partir da pesquisa inicial, outros estudos seguiram analisando a transferência de calor em trocadores de calor com micro e mini canais, com escoamento monofásico e bifásico.

Visando ao melhor desempenho da transferência de calor, Kandlikar e Grande (2004) propuseram o uso de estratégias de direcionamento do fluxo, estreitamento da passagem do fluido e técnicas para o aumento da área de superfície em trocadores de calor de microcanais. Somado a isso, a Lei Construtal, formulada por Bejan em 1997, descreve a evolução da arquitetura dos sistemas rumo à facilitação do escoamento. Em Bejan *et al.* (2011), demonstra-se como os sistemas, naturais e artificiais, evoluíram ao passar dos anos buscando

arquiteturas complexas e vascularizadas que permitam distribuições de fluxo mais eficientes, como, por exemplo, o escoamento de sangue e fluidos orgânicos em órgãos e tecidos animais, ou a corrente elétrica em centrais elétricas.

No âmbito dos microcanais, dentre as geometrias comumente utilizadas é possível citar as de canais paralelos, amplamente empregada em experimentos como de Zhai *et al.* (2017), Peng e Peterson (1995), Xu *et al.* (2000), Kim (2016) e Hsieh *et al.* (2004), as de fluxo cruzado, testadas por García-Hernando *et al.* (2009) e as ramificadas, projetadas com base no *design* Construtal (CALAME *et al.*, 2009) ou pelo método fractal (YU *et al.*, 2012 e ZHANG *et al.*, 2013a).

Apesar de diversos estudos na área de trocadores de calor de microcanais, ainda existem divergências nas pesquisas sobre o seu comportamento, principalmente em relação à teoria de macrocanais e a sua aplicabilidade para microcanais. Morini (2019) relata que, embora, existam novas técnicas experimentais, em muitos casos, há grande dificuldade na obtenção de dados experimentais para a estimativa do coeficiente de transferência de calor. Uma boa abordagem para o entendimento sobre microcanais é o uso da análise dinâmica de fluidos computacional junto à análise experimental.

Ademais, o uso da simulação numérica viabiliza a busca por um projeto de trocador de calor com o melhor desempenho, permitindo a elaboração de uma rede de microcanais que proporcione a melhor solução. No estudo do comportamento de um trocador de calor de microcanais, os testes experimentais complementam a simulação numérica, possibilitando uma melhor compreensão sobre os efeitos de escala.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver, com a aplicação do *design* construtal, um trocador de calor de microcanais para o resfriamento monofásico (água) de sistemas eletrônicos, caracterizando o seu desempenho através das análises numérica e experimental.

1.1.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- a) projetar, com auxílio da simulação numérica, um trocador de calor de microcanais com a aplicação do *design* construtal;
- b) analisar experimentalmente a distribuição de temperatura, o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão em diferentes condições de fluxos de calor e massa;
- c) comparar os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão com as correlações já propostas para o escoamento em microcanais.

1.2 Justificativa

A simulação numérica possibilita a análise prévia de projetos, sem que haja a necessidade de prototipação física ou de alguma etapa correlata, permitindo assim a redução de tempo e custos nas etapas de projeto e validação. A simulação numérica permite a aplicação de diferentes técnicas de *design*, como o método de *design* construtal. O método construtal permite descobrir a geometria que facilita a transferência de calor, melhorando o desempenho do escoamento, desse modo, viabilizando a produção de um trocador de calor de microcanais com o melhor desempenho em termos de coeficiente de transferência de calor, queda de pressão e distribuição de temperatura.

Devido à grande dispersão dos dados sobre o comportamento dos microcanais, a análise experimental oportuniza o entendimento do escoamento, da transferência de calor e da queda de pressão em microcanais. Para isso, os dados experimentais são verificados em diferentes condições de fluxo de calor e massa.

A partir dos resultados experimentais e numéricos é possível verificar a validade das correlações já publicadas sobre o assunto, tanto para o coeficiente de transferência de calor como para a queda de pressão.

1.3 Estrutura da pesquisa

Levando-se em consideração os propósitos do presente trabalho, sua estrutura foi dividida em cinco capítulos. O Capítulo 2 consiste na apresentação de pesquisas com base em estudos do escoamento em microcanais que utilizam água como fluido refrigerante.

A metodologia de realização do estudo, o problema proposto, a modelagem matemática, a modelagem numérica e o detalhamento do aparato experimental para a realização dos testes em diferentes condições experimentais são descritos no Capítulo 3.

O Capítulo 4 destina-se aos resultados, sendo eles, os numéricos, os resultados da prototipação do trocador de calor e a montagem da seção de testes. Também, são examinados os resultados experimentais, em relação a perda de pressão e desempenho de transferência de calor e a distribuição de temperatura. Os dados experimentais são comparados com a teoria e com a análise numérica.

Finalmente, o Capítulo 5, relata as principais observações e conclusões das análises dos resultados e a sugestões para trabalhos futuros na área de microcanais.

2 ESCOAMENTO EM MICROCANAIS

2.1 Trocadores de calor de microcanais

Microcanais e minicanais são encontrados em diversos sistemas biológicos, proporcionando altas taxas de transferência de calor e massa em órgãos como cérebro, pulmão, fígado e rim. (KANDLIKAR; GRANDE, 2003). No setor industrial, os microcanais são empregados em dissipadores de calor para microprocessadores, circuitos eletrônicos integrados de potência, *lasers* de alta potência, células de combustíveis, microreatores químicos, aparelhos biomédicos e sistemas microeletromecânicos (MEMS). Nos sistemas aeronáuticos, aeroespaciais e marítimos, onde as dimensões e o peso do trocador de calor são parâmetros críticos de projeto, há um grande interesse no ganho obtido com o uso de trocadores de calor de microcanais. (NASCIMENTO; RIBATSKI, 2010).

Devido à simplicidade de fabricação, baixo custo e confiabilidade na transferência de calor, o uso de trocadores de calor de microcanais é vantajoso em comparação a um trocador de calor convencional. A relação entre a área de superfície de contato com o refrigerante e o volume do trocador de calor aumenta com a diminuição do diâmetro hidráulico do canal, o que permite minimizar o tamanho do trocador de calor, reduzindo a quantidade de material usado na fabricação do mesmo e a quantidade de fluido refrigerante. (AHMED *et al.*, 2018).

As desvantagens do uso de um trocador de calor com microcanais são citadas por Fan e Luo (2008), dentre elas, a alta queda de pressão, alta suscetibilidade a incrustações e à corrosão, perdas de eficiência na transferência de calor devido à má distribuição do fluido, condução de calor axial e dificuldades na fabricação em larga escala. Assim, um sistema com trocador de calor com microcanais exige alta potência de bombeamento e um fluido de trabalho isento de impurezas, ou um processo de filtragem que evite incrustações. Além disso, métodos de projeto e otimização devem ser empregados para aumentar eficiência do trocador de calor com microcanais e propor uma adequada distribuição de fluido.

Porém, permanece o desafio de possibilitar a fabricação de trocadores de calor com microcanais em grande escala, garantindo a precisão e a tolerância entre as peças, com custo de fabricação viável comercialmente.

2.1.1 Escala micro

A principal discussão sobre microcanais é a definição do termo “microcanal”. Pesquisas sobre trocadores de calor com aplicações de canais de diâmetro reduzido divergem sobre a classificação dos canais, sendo um debate constante nessa área.

Mehendale, Jacobi e Shah (2000) arbitrariamente adotaram o critério geométrico do diâmetro hidráulico dos canais para a classificação dos trocadores de calor, conforme mostrado na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Classificação do trocador de calor pelo diâmetro hidráulico dos canais

Classificação	Faixa de diâmetro hidráulico
Trocador de calor convencional	$D_h > 6 \text{ mm}$
Trocador de calor compacto	$1 \text{ mm} < D_h < 6 \text{ mm}$
Mesotrocador de calor	$100 \mu\text{m} < D_h < 1 \text{ mm}$
Microtrocador de calor	$1 \mu\text{m} < D_h < 100 \mu\text{m}$

Kandlikar e Grande (2003) defendem uma classificação dos canais com base na rarefação dos gases, através do número de Knudsen, como mostrado na Tabela 2.2. Embora a classificação seja definida pelo fluido em estado de gás, os autores recomendam para o fluido líquido monofásico e bifásico:

Tabela 2.2 – Classificação dos canais com base na rarefação dos gases

Classificação	Faixa de diâmetro hidráulico
Canal convencional	$D_h > 3 \text{ mm}$
Minicanal	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$
Microcanal	$200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$
Região de Transição para microcanal	$10 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$
transição Transição para nanocanal	$1 \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \mu\text{m}$
Nanocanal molecular	$0,1 \mu\text{m} \geq D_h$

Devido à discordância sobre o termo microcanal, os pesquisadores Palm (2001), Obot (2002), Morini (2004) e Fan e Luo (2008) adotam, para escoamento monofásico, canais com diâmetro hidráulico inferior a 1000 μm como microcanal. Todavia, há grande dificuldade de definir a diferença entre mini e microcanal. (ASADI; XIE; SUNDEN, 2014). Para não gerar indefinições, o emprego do termo microcanal será aqui limitado para canais com diâmetros

hidráulicos inferiores a 1000 μm , o que é razoavelmente consistente com a maioria dos pesquisadores.

2.2 Compreensão sobre o escoamento em microcanais

A compreensão física do escoamento do fluido e da transferência de calor em microcanais, com ou sem mudança de fase, é indispensável para o projeto e operação eficiente de um sistema de dissipação de calor em microescala. Análises experimentais detalhadas cujos resultados possam ser comparados à teoria de macrocanais são fundamentais para adquirir essa compreensão, principalmente sobre os parâmetros mais importantes para a análise do escoamento de microcanais, sendo eles, a queda de pressão por atrito e o coeficiente de transferência de calor.

Em consequência disso, nota-se uma busca constante de quais efeitos fluidodinâmicos são consideráveis na aplicabilidade dos modelos da teoria de macrocanais nos trocadores em microescala, e de que maneira estes modelos podem ser corrigidos para abranger a microescala. Ao se examinar as investigações, verifica-se que não há um modelo geralmente aceito para as previsões do coeficiente de transferência de calor e do fator de atrito, com fluido em microcanais, principalmente devido às conclusões díspares.

Mamani e Jabardo (2000) afirmam que a teoria para o escoamento em macrocanais é comparável ao experimental em canais com dimensão superior a 1 mm. Asadi, Xie e Sunden (2014) concluíram que há grandes discrepâncias entre as abordagens experimental e teórica, porém, para um sistema incompressível, monofásico, no regime de escoamento laminar e totalmente desenvolvido, o comportamento do fluido obedece à teoria de macrocanais para a predição da queda de pressão e do coeficiente de transferência de calor. García-Hernando *et al.* (2009) examinaram o comportamento do escoamento monofásico em trocadores de calor de microcanais para diferentes números de Reynolds. Os resultados experimentais se ajustaram aos teóricos dados pelos modelos para a queda de pressão e transferência de calor para um escoamento monofásico laminar. Também, Judy, Maynes e Webb (2002) investigaram a queda de pressão por atrito, concluindo que os desvios não são significativos. Em contrapartida, Markal, Aydin e Avci (2018) verificaram que tanto o número de Nusselt quanto o fator de atrito obtidos experimentalmente são menores que os teóricos.

Uma hipótese para a diferença entre as abordagens experimental e teórica são as incertezas do processo de medição, o que reduz significativamente a confiabilidade dos dados experimentais. Pode-se mencionar, por exemplo, que a análise experimental da temperatura é

suscetível ao tamanho do instrumento de medição. A espessura da parede do canal as vezes é da mesma ordem de grandeza que a dimensão característica do instrumento de medição, o que acarreta em dados equivocados, principalmente pela precisão do posicionamento do instrumento no experimento. Do mesmo modo, a dificuldade de mensuração devido às pequenas dimensões dos microcanais compromete outros parâmetros experimentais, como a vazão mássica, rugosidade de superfície e diâmetro do canal interno. Outro exemplo, na medição da pressão, é que essa não ocorre diretamente no canal, o instrumento de medição é posicionado a montante e a jusante do canal, conseqüentemente, é afetado pelas perdas de pressão nos plenums de entrada e saída. De qualquer forma, os erros experimentais associados ao escoamento em microcanais têm sido negligenciados na literatura. (KANDLIKAR, 2003).

Outra hipótese diz respeito aos efeitos de escala. A saber, quando há redução do diâmetro hidráulico, há uma maior relação área por volume, logo propriedades até então desprezíveis influenciam o comportamento do escoamento. Rosa, Karayiannis e Collins (2009) sugerem que os efeitos de escala como efeitos de entrada, transferência de calor conjugado, aquecimento ou dissipação viscosa, efeitos EDL (camada dupla elétrica), propriedades dependentes da temperatura e rugosidade superficial, frequentemente insignificantes em macrocanais e, portanto, não previstos pela teoria, têm uma influência expressiva no escoamento em microcanais e precisam ser considerados.

Rosa, Karayiannis e Collins (2009) investigaram o relato de alguns pesquisadores sobre novos efeitos no escoamento de microcanais. Os pesquisadores concordam com Celata (2004) e Morini (2006) que os novos fenômenos vistos em microcanais provavelmente são conseqüências da descrição imprecisa de um problema, no qual algum efeito periférico foi desconsiderado ou influenciou nas medições. Conforme os autores, a teoria de macrocanais é adequada para a predição da transferência de calor em microcanais, desde que os efeitos de escala e as incertezas de medição sejam considerados.

Por isso, uma análise detalhada de incertezas é fundamental para se obter a interpretação correta dos resultados experimentais, bem como o entendimento dos efeitos que definem o escoamento nos microcanais. Acredita-se que uma melhoria significativa na confiabilidade dos dados experimentais ocorrerá com o avanço da tecnologia dos instrumentos de medição e das técnicas de microfabricação, com a conseqüente redução de questões de rugosidade superficial dos microcanais e um controle mais apropriado das seções transversais do canal, concomitante com a definição de uma metodologia de medição padronizada.

2.2.1 Efeitos de escala e microefeitos

No escoamento em microcanais, há um aumento considerável na área de interface sólido-volume por unidade de volume, o que torna os efeitos de interface dominantes nos processos de transporte. Logo, os efeitos de escala são definidos como aqueles desprezados em geometrias convencionais, ou macrocanais, mas influenciam em microescala. De acordo com Celata (2004), os efeitos de escala que têm um papel relevante na transferência de calor em um escoamento monofásico de microcanais são o aquecimento ou dissipação viscosa, o efeito de entrada e a condução axial. Em Morini e Yang (2013), os microefeitos são segregados dos efeitos da escala, como aqueles que determinam uma reformulação das equações de conservação e/ou suas condições de contorno.

Tendo em vista a literatura sobre efeitos de escala e os microefeitos, os relevantes para os estudos na área de escoamento monofásico em microcanais, são os seguintes:

Efeito de entrada térmica

A transferência de calor é diferente na região de entrada de um canal, onde os perfis de velocidade e temperatura estão em desenvolvimento, por isso, há uma variação do número de Nusselt. Geralmente, dois comprimentos de entrada são considerados na teoria de macrocanais, o comprimento de entrada hidrodinâmico, L_H , e o comprimento de entrada térmica, L_T .

Na região de entrada térmica há um decaimento do número de Nusselt em comparação com a região totalmente desenvolvida termicamente. Em razão da dimensão do comprimento total do microcanal, o comprimento de entrada térmico é uma fração significativa do mesmo, logo, o seu efeito deve ser considerado na predição do número de Nusselt.

O número de Nusselt para regimes laminares é constante apenas para escoamentos totalmente desenvolvidos, isto é, quando a velocidade e o perfil de temperatura são uniformes. Em vista disso, a maioria dos trabalhos nessa área consideram um escoamento totalmente desenvolvido. (GARCÍA-HERNANDO *et al.*, 2009). Os efeitos de entrada podem ser relevantes em números de Reynolds moderados ou altos. Na análise de Morini (2006), os efeitos de entrada tornam-se importantes em valores elevados de números de Reynolds ($Re > 200$) e tendem a aumentar o valor médio do número de Nusselt.

Morini (2006) recomenda o número de Graetz, Gz , para avaliar se o perfil totalmente desenvolvido termicamente é atingido, o que ocorre quando $Gz < 10$. O número de Graetz é estimado pela Eq. (2.1):

$$Gz = RePr\left(\frac{D_h}{L}\right) \quad (2.1)$$

onde Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl, D_h é o diâmetro hidráulico e L o comprimento do canal.

Assim, quanto maior a distância ao longo do eixo do canal e menor a força de convecção, maior a chance de se obter um perfil térmico totalmente desenvolvido.

Os efeitos de entrada para o fluxo turbulento nos tubos são mais complicados do que para o escoamento laminar, e não podem ser expressos em termos de uma função simples do número de Graetz. Em geral, quanto maior o número de Prandtl e menor o número de Reynolds, menor o comprimento de entrada. No entanto, os comprimentos de entrada térmica são muito mais curtos para o escoamento turbulento do que para sua contraparte laminar, e, portanto, menos relevantes para as considerações.

Transferência de calor conjugada

À medida que um fluido escoar por um canal submetido a um fluxo de calor constante, a sua temperatura e a temperatura da parede aumentam ao longo do canal, logo, haverá uma diferença significativa entre a temperatura de entrada e saída do canal, promovendo um potencial para o calor fluir axialmente ao longo da parede. (CELATA, 2004). A transferência de calor que ocorre em direções perpendiculares é conhecida como transferência de calor conjugada.

Como as paredes dos macrocanais possuem uma espessura muito menor que a sua área transversal, por simplificação, assume-se que o fluxo de calor ocorra apenas radialmente. Porém, em microcanais, a espessura da parede é muitas vezes da mesma ordem de grandeza que o diâmetro hidráulico. Desse modo, a transferência de calor conjugada fluido-parede é um mecanismo competitivo em comparação com o transporte principal de calor dentro do canal. No caso do interior do fluido, esse mecanismo é suprimido pelo transporte convectivo.

Devido à dificuldade de uma análise experimental desse efeito, Maranzana, Perry e Maillet (2004) evidenciaram, através de dados numéricos, que quando os efeitos de transferência de calor conjugado são predominantes, a distribuição de temperatura do microcanal não é linear, mas convexa, mesmo que a entrada de calor seja uniformemente distribuída, já que a densidade do fluxo de calor da parede não permanece uniforme e que o calor se acumula perto da entrada do microcanal, onde ocorrerá maior transferência de calor.

Caso o perfil de temperatura seja assumido como linear, isso resultará em uma subestimação do coeficiente médio de transferência de calor, pois esse seria calculado pelas temperaturas medidas do fluido, também subestimadas. Conforme o termo convectivo de transferência de calor aumenta com relação ao termo condutivo, esse efeito de subestimação se tornará menor. A distribuição de temperatura ao longo do eixo do microcanal se aproximará de uma tendência linear (embora os efeitos do desenvolvimento térmico aumentem).

A comparação de transferência de calor por condução axial na parede com a transferência de calor convectiva no fluido, λ , é definida pela Eq. (2.2), proposta por Maranzana, Perry e Maillet (2004) para canais circulares e revalidada por Morini (2006) para canais retangulares:

$$\lambda = \frac{k_w A_c}{\dot{m} c_p L} = \frac{k_w}{k_f} \left(\frac{D^2 - d^2}{dL} \right) \frac{1}{\text{Re Pr}} \quad (2.2)$$

onde k_w é a condutividade da parede, A_c é a área de seção transversal, c_p é o calor específico à pressão constante, \dot{m} é a taxa de massa, k_f é a condutividade do fluido, D é o diâmetro externo e d é o diâmetro interno.

Tanto Maranzana, Perry e Maillet (2004) como Morini (2006) sugerem que o efeito do conjugado na parede deve ser considerado para a análise da taxa de transferência de calor quando λ é maior que 0,01.

Como sugerido por Morini (2006) em sua análise sobre a influência de vários efeitos de escala (aquecimento viscoso, transferência de calor conjugado e efeitos de entrada) no número de Nusselt, a dependência do número médio de Nusselt em função do número de Reynolds, mesmo em regime laminar, pode ser explicada levando-se em consideração os efeitos de transferência de calor conjugada, viscosa e de entrada. Para números baixos de Reynolds ($Re < 150$), a condução de calor axial no fluido e no substrato sólido não é negligenciável em relação à convecção interna e reduz significativamente a transferência de calor e este efeito tende a reduzir o número de Nusselt.

Além disso, quando se utilizam trocadores de calor com microcanais, há um forte acoplamento entre a transferência de calor por convecção no fluido e por condução no substrato sólido, modificando significativamente o comportamento da transferência de calor. Isto não pode ser previsto por correlações que são obtidas por condições de contorno

simplificadas, como temperatura de parede constante ou fluxo de calor constante. Nesse caso, boas previsões podem ser obtidas apenas por simulações numéricas apropriadas.

Para a condução axial do fluido, Morini e Yang (2013) sugerem o cálculo do número de Peclet, Pe , conforme a Eq. (2.3):

$$Pe = RePr \quad (2.3)$$

O número de Peclet está relacionado à aplicação das correlações de Shah e London (1978) conforme demonstradas por Kandlikar *et al.* (2006), que serão vistas no item 2.2.4. Os autores sugerem que o efeito de condução axial do fluido no escoamento é desprezível para valores de $Pe > 50$.

Aquecimento ou dissipação viscosa

O efeito do aquecimento viscoso é quase indetectável em macrocanais. Porém, com a redução do diâmetro hidráulico do canal, a geração interna de calor devido às forças viscosas altera as propriedades do fluido ao longo do canal, principalmente, criando regiões com a temperatura mais alta próxima às paredes, influenciando o desempenho do escoamento. O efeito viscoso causa uma queda de pressão excessivamente alta em um microcanal.

O número de Brinkman, Br , reflete a importância do aquecimento viscoso para a condução do fluido, sendo definido como a razão entre a taxa de aquecimento viscosa e a taxa média de transferência de calor entre o fluido e as paredes do canal conforme a Eq. (2.4):

$$Br = \mu \frac{Um^2}{q_w} \quad (2.4)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, Um é a velocidade média e q_w é a taxa de calor na parede.

Na análise de Rosa, Karayiannis e Colins (2009), os autores observaram que para o escoamento com temperatura de parede constante, o número de Nusselt aumenta, devido ao escoamento viscoso, para um valor que não é dependente do número de Brinkmann. Para escoamentos com fluxo de calor de parede constante, o número de Nusselt diminui à medida que o número de Brinkmann aumenta.

Usando um modelo matemático, Morini (2006) avaliou a influência da dissipação viscosa no escoamento de microcanais. O efeito da dissipação viscosa é importante para o escoamento líquido quando o diâmetro hidráulico é inferior a 300 μm . De acordo com o autor, os efeitos da dissipação viscosa atenuam o ganho do coeficiente de transferência de calor

associado à redução do tamanho do canal. Posteriormente, Morini e Yang (2013) estabeleceram que a relação máxima entre o aumento de temperatura devido à viscosidade e o aumento de temperatura devido ao fluxo de calor fornecido é de 0,005.

Propriedades dependentes da temperatura

Devido às pequenas dimensões dos microcanais e a sua capacidade de dissipar calor em altas taxas, os microcanais são sujeitos a uma grande variação de temperatura. Por consequência, há uma modificação dos valores das propriedades dependentes da temperatura. Morini e Yang (2013) sugerem o cálculo da relação entre o Prandtl da parede, Pr_w , e do fluido, Pr , para verificar a necessidade de ajuste das propriedades de acordo com a temperatura, conforme Eq. (2.5). O uso da correção das propriedades em relação às variações de temperatura é indicado quando o efeito da dissipação viscosa, condução axial de fluido, transferência de calor conjugada de fluido e interações eletro-osmóticas não são aplicáveis ao estudo do escoamento em um microcanal.

$$\frac{Pr_w}{Pr} \quad (2.5)$$

Efeito da rugosidade

A relação entre a altura média da rugosidade, ε_0 , e o diâmetro hidráulico do canal, D_h , é chamada de rugosidade relativa, ε , de acordo com a Eq. (2.6):

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{D_h} \quad (2.6)$$

O estudo do efeito da rugosidade superficial nas características de escoamento em microcanais é muito difícil, já que há um grande número de parâmetros descrevendo as muitas geometrias de rugosidade. Diante disso, Kandlikar *et al.* (2005) propuseram, para análise da rugosidade em microcanais, um conjunto de três parâmetros: altura média de pico do perfil, R_p , espaçamento médio das rugosidades, S_m , e distância da linha média dos vales até o perfil, F_p . Os parâmetros R_p e S_m , estão definidos na ASME B46.1-2002 conforme citado por Kandlikar *et al.* (2006). Na Figura 2.1, são representados esquematicamente os três parâmetros. Os parâmetros definirão as características da rugosidade superficial que influenciam a localização e a forma das linhas de escoamento do fluido e, conseqüentemente, o tamanho das zonas de recirculação do fluido.

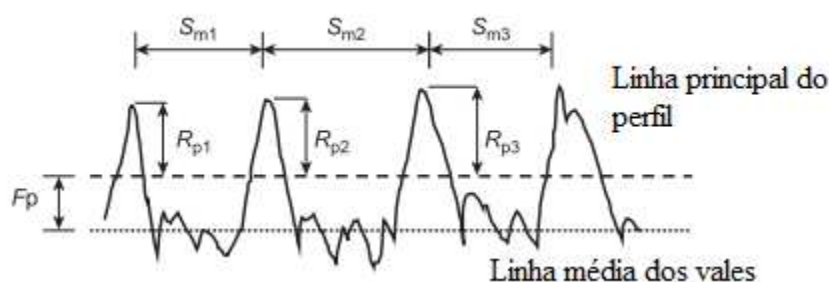


Figura 2.1 - Representação dos parâmetros de rugosidade

Fonte: adaptado de Kandlikar *et al.* (2006)

Segundo Kandlikar *et al.* (2005), os três parâmetros podem ser definidos para a aplicação da seguinte forma:

Altura máxima média do pico de perfil (R_{pm}): A distância entre a média dos picos altos individuais do perfil ($R_{p,i}$) e a linha média dentro do comprimento da avaliação. A linha média representa o valor da rugosidade média convencional (R_a).

Espaçamento médio das rugosidades (S_m): Valor médio do espaçamento entre irregularidades de perfil dentro do comprimento da avaliação. As irregularidades de interesse são os picos.

Distância da linha média dos vales (F_p): A distância entre a linha média do perfil principal (determinada por R_a) e a linha média do perfil do piso. O perfil do piso é a parte do perfil principal que fica abaixo da linha média do perfil principal.

A partir dos parâmetros acima, a rugosidade equivalente pode ser estimada pela relação Eq. (2.7):

$$\varepsilon = R_{pm} + F_p \quad (2.7)$$

Para microcanais, espera-se que os valores de rugosidade relativa sejam superiores a 0,05, valores superiores ao diagrama de Moody, para fluxos restritos. O método determinado para medir queda de pressão perde a sua validade para valores superiores à rugosidade relativa de 0,05.

Efeito EDL (Camada dupla elétrica) ou interações eletro-osmóticas

As paredes dos canais, como a maioria das superfícies, têm cargas eletrostáticas. Se o líquido contiver quantidades muito pequenas de íons, as cargas eletrostáticas da superfície sólida atrairão contra-íons do fluido, estabelecendo um campo elétrico. O arranjo das cargas

eletrostáticas na superfície sólida e no líquido, formando uma camada compacta, é chamado de camada dupla elétrica (EDL).

A espessura da EDL varia de alguns nanômetros a 1 μm , dependendo do potencial elétrico da superfície sólida, da concentração iônica volumétrica e da temperatura do líquido. Em soluções aquosas, a espessura da camada dupla elétrica pode ser uma fração relevante do diâmetro hidráulico do microcanal, tendo, portanto, uma influência na transferência de calor. (GUO; LI, 2003).

De acordo com Celata (2004) quando um líquido escoar em um microcanal, os íons na parte móvel da EDL são levados para saída do canal, fazendo com que uma corrente elétrica, chamada corrente de fluxo, flua na direção do escoamento, gerando um campo elétrico com um potencial elétrico chamado potencial de transmissão. Este campo gera uma corrente, denominada corrente de condução, para fluir de volta na direção oposta.

Os efeitos da EDL podem ser estimados pelo diâmetro eletrocinético, De , como na Eq.(2.8):

$$De = D_h \left(\frac{ek_b T}{2n_o z^2 e f^2} \right)^{-1/2} \quad (2.8)$$

onde e é permissividade elétrica, κ_b é constante de Boltzmann, T é a temperatura, n_o é a concentração dos íons em molm^{-3} , z é o número de valência e e_f é a constante de Faraday.

Os efeitos EDL são relevantes apenas para fluxos de líquido contendo íons e quando a superfície da parede possui um potencial eletrostático. Morini (2006) estima que o diâmetro eletrocinético é relevante para valores menores que 10. Nesse caso, um termo fonte tem que ser adicionado na equação de momentum para a direção do fluxo, representando a força do campo elétrico devido ao potencial de transmissão.

Para verificar o uso dos efeitos de escala e microfios, Morini e Yang (2013) propõem os parâmetros adimensionais conforme descrito na Tabela 2.3. O estudo dos parâmetros é indicado antes das abordagens experimental e numérica, para compreender a influência de cada efeito. O conhecimento dos efeitos de escala e microfios permite uma análise da dinâmica do escoamento, oportunizando a seleção do método apropriado de predição do número de Nusselt e do fator de atrito, além da correta aplicação da abordagem numérica.

Tabela 2.3 – Efeitos de escala e microefeitos associados a parâmetros adimensionais

Efeito de escala (E) e Microefeitos (M)	Não negligenciável para:
Efeito de entrada (E)	$Gz > 10$
Condução axial do fluido (E)	$Pe < 50$
Efeito conjugado da parede (E)	$\lambda > 0,01$
Efeito da viscosidade (E)	$Br > 0,005$
Rugosidade de Superfície (E)	$\frac{\varepsilon}{D_h} > 0,05$
Interações eletro-osmóticas (M)	$De < 10$
Propriedades dependentes da temperatura (E)	-

Fonte: adaptado de Morini e Yang (2013).

2.2.2 Transição de laminar para turbulento

Os números de Reynolds para escoamento em microcanais são geralmente muito baixos, já que a velocidade do escoamento nessas passagens de diâmetro hidráulico reduzido também é baixa. Assim, em geral o regime de escoamento é laminar.

A transição do regime laminar para turbulento em microcanais ocorre de forma antecipada em relação aos valores já estabelecidos para canais convencionais. (LEE; GARIMELLA; LIU, 2005). As investigações sugerem que à medida que há a diminuição do diâmetro hidráulico dos canais, o intervalo de transição de regime laminar para turbulento, também diminui. Além disso, a transição também é influenciada pelo líquido refrigerante, pela temperatura, pela velocidade, pela rugosidade da superfície e pela geometria do canal. (XU *et al.*, 2000).

Peng e Peterson (1995) encontraram experimentalmente, para canais retangulares, a transição do regime laminar para turbulento com $Re > 300$ e um regime totalmente turbulento com $Re > 1000$. Para Xu *et al.* (2000) a transição ocorreu com $Re > 1500$, para Obot (2002) $Re > 1000$ e para Hsieh *et al.* (2004) $Re > 240$. Já Kim (2016) investigou a influência da razão de aspecto e do número crítico de Reynolds. O valor crítico aumentou de 1700 para 2400 com uma diminuição na razão de aspecto de 1,0 para 0,25 em microcanais retangulares.

Kumaraguruparan e Sornakumar (2010) utilizaram a técnica de microusinagem em uma placa de alumínio. Ao total 25 microcanais foram fresados, com 500 μm de largura e 5000 μm de altura. Os resultados experimentais da queda de pressão concordaram com a teoria para o escoamento laminar totalmente desenvolvido. Com o aumento do número de

Reynolds houve um aumento da queda de pressão e uma diminuição do fator de atrito. A queda de pressão é linear com o número de Reynolds, mostrando que não houve transição do escoamento durante os testes, permanecendo o escoamento laminar em um intervalo de número de Reynolds de 35 até 55. Com o aumento da temperatura, há uma diminuição do valor da queda de pressão, já que a viscosidade é influenciada pela temperatura.

Com resultados discordantes sobre a transição de regime laminar para turbulento e, principalmente, pelo efeito das dimensões geométricas do canal, não é possível estabelecer uma faixa fixa de transição para microcanais. De fato, não há, até o momento, um critério ou um método para estimar a transição do escoamento. A abordagem utilizada é contrapor os dados obtidos com os artigos publicados pela semelhança em termos de condições geométrica e experimental.

2.2.3 Fator de atrito em microcanais

A exigência de potência de bombeamento é um fator limitante em sistemas com escoamento de líquido, especialmente quando se trata de escala micro. (MARKAL; AYDIN; AVCI, 2018). A queda de pressão e o fator de atrito são ambos elevados no escoamento em microcanais, já que a área superficial disponível é grande para um determinado volume de escoamento. (KANDLIKAR; GRANDE, 2004). Assim, os parâmetros que influenciam o fator de atrito devem ser analisados para que os seus efeitos sejam minimizados.

A perda de pressão por atrito, Δp , a partir da velocidade mássica, G , é dado pela Eq. (2.9):

$$\Delta p = \frac{2f\rho G^2}{D_h} L \quad (2.9)$$

onde f é o fator de atrito de Fanning e ρ massa específica.

O fator de atrito de Fanning depende das condições do regime de escoamento do fluido, laminar ou turbulento, em desenvolvimento ou totalmente desenvolvido, da geometria do canal e das condições da superfície, parede lisa ou rugosa.

Kandlikar *et al.* (2006) recomendam, para o cálculo do fator de atrito para o escoamento laminar totalmente desenvolvido, a aplicação da teoria de Hagen-Poiseuille. Assim, o fator de atrito pode ser obtido pelo número de Poiseuille, Po , e pelo número de Reynolds, dado pela Eq. (2.10):

$$f = \frac{Po}{Re} \quad (2.10)$$

O número de Poiseuille depende da geometria do canal. Para canais com geometria retangular, Shah e London (1978, apud KANDLIKAR *et al.*, 2006), sugerem a aplicação do número de Poiseuille, calculado pela Eq. (2.11), considerando a razão de aspecto do canal, α_c .

$$Po = 24(1 - 1,35535\alpha_c + 1,9467\alpha_c^2 - 1,7012\alpha_c^3 + 0,9564\alpha_c^4 - 0,2537\alpha_c^5) \quad (2.11)$$

De modo geral, os pesquisadores referem-se a razão de aspecto do canal como a Eq. (2.12):

$$\alpha_c = \frac{\min(a,b)}{\max(a,b)} \quad (2.12)$$

onde a corresponde a altura do canal e b a largura do canal.

Morini e Yang (2013) sugerem que há uma necessidade da revisão da Lei de Poiseuille, proposta em 1840. Os motivos principais são a avaliação da sua aplicação para intervalos diferentes dos diâmetros dos experimentos de Poiseuille e o avanço na tecnologia para medição de experimentos e métodos para diminuir as incertezas de medição.

Mirmanto *et al.* (2012) investigaram a queda de pressão e as características da transferência de calor do escoamento monofásico de água deionizada em três seções de teste de microcanais retangulares. As seções de teste foram fabricadas em placas de cobre através de microfresadora, com microcanais de diâmetro hidráulico de 438, 561 e 632 μm e o comprimento dos canais de 62 mm. A rugosidade medida dos canais foi de 1,012, 1,048 e 1,190 μm , respectivamente. Os testes foram realizados para as condições de regime laminar, de transição e turbulento. Sobre as condições de teste, a velocidade mássica variou em um intervalo de 500 a 5000 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ e o fluxo de calor de 256 até 519 kWm^{-2} . No regime laminar, a região de entrada hidrodinâmica está em concordância com a correlação Shah e London. Os autores verificaram que o efeito da temperatura do fluido no fator de atrito foi mínimo e é dado por $14,42 Re^{-1}$.

Xu *et al.* (2000) também relataram dados experimentais concordantes com a teoria de Poiseuille e a equação de Shah e London para Re menores que 2300, para microcanais com diâmetro hidráulico de 29,59 μm até 344,3 μm . Já Steinke *et al.* (2006), com um microcanal com largura de 200 μm , profundidade de 250 μm e comprimento de 10 mm, encontraram para um intervalo de Re de 14 à 789, valores concordantes em 25% entre a teoria e o experimental. Para a faixa de Re inferior a 300, há uma maior concordância entre os dados teóricos e experimentais. Mokrani *et al.* (2009) investigaram canais com altura de 50, 100, 200 e 500 μm para Re de até 1500. A diferença entre os resultados experimentais e o Po são inferiores à incerteza de medição e o valor teórico de Po é 24.

Para o número de Reynolds inferior a 1500, os dados experimentais de Kim (2016) estão de acordo com a teoria, o desvio é inferior a incerteza experimental, considerando um Po teórico de 15,43, os valores experimentais estavam em um intervalo de $\pm 10\%$ desse valor, para uma razão de aspecto de 1,92. O número de Poiseuille é constante no regime laminar, no entanto, começa a aumentar em um intervalo de Reynolds de 1500 até 2150. Acima desse valor, ocorre a transição do regime laminar para turbulento.

Quando o fluido entra em um canal, o perfil de velocidades é alterado ao longo da direção axial até que se atinja o perfil completamente desenvolvido, que passa a ser constante. Para a velocidade uniforme de entrada, o comprimento de entrada hidrodinâmico pode ser determinado pela Eq. (2.13):

$$L_H = 0,05ReD_h \quad (2.13)$$

Os efeitos da entrada em um canal podem ser representados em termos de perda de pressão considerando um fator de atrito aparente, f_{app} . Assim, a perda de pressão na entrada de um canal, com comprimento, x , pode ser calculada pela Eq. (2.14):

$$\Delta p = \frac{2f_{app}\rho G^2}{D_h} x \quad (2.14)$$

A perda de pressão ao longo do comprimento do canal será dada pelo somatório da perda de pressão considerando o escoamento como totalmente desenvolvido e a perda de pressão incremental. Nesse caso, a perda de pressão incremental é considerada através do fator de Hagenbach, $K(x)$, como mostrado na Eq. (2.15):

$$\Delta p = \frac{2f_{app}\rho G^2}{D_h} x + K(x)\rho \frac{U_m^2}{2} \quad (2.15)$$

O desvio entre o fator de atrito aparente sobre um comprimento, x , e o fator de atrito completamente desenvolvido f é denominado como fator de Hagenbach, pela Eq. (2.16):

$$K(x) = (f_{app} - f) 4 \frac{x}{D_h} \quad (2.16)$$

Para $x \geq L_H$, considerando a proposta de Kakac, Shah e Aung (1987) para o fator de Hagenbach para canais trapezoidais, Steinke e Kandlikar (2006) desenvolveram a Eq. (2.17) para ajuste do fator de Hagenbach para canais retangulares, supondo que os canais retangulares são um subconjunto de uma geometria trapezoidal. O fator de Hagenbach começa no valor 0, entrada do canal, e o seu aumento terá uma dependência da razão de aspecto do canal retangular para algum fator constante de $K(\infty)$. A precisão da Eq. (2.17) é de 0,04%.

$$K(\infty) = 0,6796 + 1,2197\alpha_c + 3,3089\alpha_c^2 - 9,592\alpha_c^3 + 8,9089\alpha_c^4 - 2,9959\alpha_c^5 \quad (2.17)$$

Para o escoamento turbulento plenamente desenvolvido, Kandlikar *et al.* (2006) sugerem a Eq. (2.18), de acordo com a teoria de Blasius para encontrar o valor do fator de atrito.

$$f = 0,0791 \text{Re}^{-0,25} \quad (2.18)$$

Segundo Mokrani *et al.* (2009) e Mirmanto *et al.* (2012) comparando resultados experimentais com a correlação de Blasius, Eq. (2.18), os valores experimentais são superiores aos teóricos. No entanto, o desvio é inferior às incertezas de medição.

Phillips (1987) propôs uma correlação para o fator de atrito de Fanning para a região em desenvolvimento e plenamente desenvolvida no regime turbulento para canais circulares, conforme a Eq. (2.19):

$$f_{app} = M \text{Re}^N \quad (2.19)$$

onde o parâmetro M é dado pela Eq. (2.20) e o N pela Eq. (2.21).

$$M = 0,0920 + \frac{1,01612}{x/D_h} \quad (2.20)$$

$$N = -0,2680 + \frac{0,32930}{x/D_h} \quad (2.21)$$

Para canais retangulares, Jones (1976, apud KANDLIKAR *et al.*, 2006) propõe que o número de Reynolds seja substituído pelo número de Reynolds equivalente do regime laminar, Re_{eq} , como a Eq. (2.22).

$$Re_{eq} = \rho U_m \frac{[2/3 + (11/23)(1/\alpha_c)(2 - 1/\alpha_c)] D_h}{\mu} \quad (2.22)$$

A determinação adequada do diâmetro característico do microcanal é de grande importância para se obter um fator de atrito preciso. Xu *et al.* (2000), mostraram que o coeficiente de atrito, torna-se menor que o da previsão para o mesmo Reynolds, quando o diâmetro hidráulico do canal é menor que 100 μm . O coeficiente de atrito resultante dos dados experimentais também diminui significativamente para diâmetros hidráulicos inferiores a este valor.

Peng e Peterson (1996) verificaram que o aumento da razão de aspecto aumenta o fator de atrito. Resultado diferente encontraram Markal, Aydin e Avci (2018) em que o fator de atrito diminui com o aumento da razão de aspecto. Segundo os autores, a razão dessa diminuição pode estar relacionada à diminuição da rugosidade da parede. Considerando que o desvio entre o resultado teórico e experimental para o fator de atrito é ocasionado pela influência da rugosidade superficial, Xing *et al.* (2016) investigaram o seu efeito nas características do escoamento e na transferência de calor em microcanais circulares, e encontraram que o fator de atrito é maior quanto maior a rugosidade relativa da superfície.

2.2.4 Transferência de calor em microcanais

O coeficiente de transferência de calor é muito alto para micro canais, uma vez que aumenta inversamente ao diâmetro hidráulico do canal para um número constante de Nusselt sob condições de fluxo laminar.

O número médio adimensional de Nusselt, Nu , é dado pela Eq. (2.23):

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}D_h}{k} \quad (2.23)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Para escoamento laminar

Peng e Peterson (1996) desenvolveram a correlação da Eq. (2.24) para o número de Nusselt, válida para água escoando em microcanais ($D_h = 133 \mu\text{m}$ a $367 \mu\text{m}$), em regime laminar, para $Re < 300$:

$$Nu = 0,1165 \left(\frac{D_h}{t_1} \right)^{0,81} \left(\frac{a}{b} \right)^{-0,79} Re^{0,62} Pr^{1/3} \quad (2.24)$$

onde t_1 é a distância entre centros dos canais.

Através dessa relação Markal, Aydin e Avci (2018) encontraram o desvio de 30% em um diâmetro hidráulico de $100 \mu\text{m}$.

Morini e Yang (2013) sugerem a aplicação da correlação de Gnielinski (1995), com a correção dos efeitos de microescala. O número de Nusselt para a condição de regime laminar, considerando a temperatura de parede constante, Nu_{Tm} , é determinado pela Eq. (2.25).

$$Nu_{Tm} = \left(N_{T1}^3 + 0,7^3 + [N_{T2} - 0,7]^3 + N_{T3}^3 \right)^{1/3} \quad (2.25)$$

Os efeitos de microescala seriam corrigidos pelas Eqs. (2.26), (2.27) e (2.28).

$$N_{T1} = 3,66 \quad (2.26)$$

$$N_{T2} = 1,61 Gz^{1/3} \quad (2.27)$$

$$N_{T3} = \left[\frac{2}{1 + 22 Pr} \right]^{1/6} Gz^{1/2} \quad (2.28)$$

Para o regime laminar, com a condição de fluxo de calor constante na parede, o número de Nusselt, Nu_{Hm} , é dado pela Eq. (2.29).

$$Nu_{Hm} = máx \left\{ \left[N_{H1}^3 + 0,6^3 + (N_{H2} - 0,6)^3 \right]^{1/3}; N_{H3}^3 \right\} \quad (2.29)$$

Os parâmetros são ajustados conforme os efeitos de microescala, e são dados pelas Eqs. (2.30), (2.31) e (2.32).

$$N_{H1} = 4,364 \quad (2.30)$$

$$N_{H2} = 1,953Gz^{1/3} \quad (2.31)$$

$$N_{H3} = 0,924Gz^{1/3} \left(Re \frac{D_h}{L} \right)^{1/6} \quad (2.32)$$

Para escoamento turbulento

Segundo Peng e Peterson (1996), a razão de aspecto exerce grande influência no escoamento turbulento comparado ao escoamento laminar. Por isso, a correlação de Nusselt pode ser definida para escoamento turbulento totalmente desenvolvido, mesmo em região de transição, para $Re > 1000$, conforme a Eq. (2.33).

$$Nu_u = 0,072 \frac{D_h^{1,15}}{t_1} [1 - 2,421(\alpha_c - 0,5)] Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (2.33)$$

Para essa correlação, os pesquisadores encontraram um desvio de 25% em relação aos resultados experimentais.

Para calcular o número de Nusselt em escoamentos na região de transição e turbulenta, para mini e microcanal, Phillips (1990, apud KANDLIKAR *et al.*, 2006), sugere as Eqs. (2.34) e (2.35).

Para $0,5 < Pr < 1,5$

$$Nu = 0,0214 \left[1 + D_h^{2/3} \right] \left[Re^{0,8} - 100 \right] Pr^{0,4} \quad (2.34)$$

Para $1,5 < Pr < 600$

$$Nu = 0,012 \left[1 + D_h^{2/3} \right] \left[Re^{0,87} - 200 \right] Pr^{0,4} \quad (2.35)$$

Para escoamento em transição e turbulento

Morini e Yang (2013) indicam no regime turbulento, para $Re > 1000$, a Eq. (2.36), que refere-se à equação proposta de Gnielinski (1976), Nu_{GN} , com a correção dos microfios, a qual é válida para o intervalo de $0,5 \leq Pr \leq 2000$ e de $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$.

$$Nu_{GN} = \frac{(f_F/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f_F/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \left(1 + \frac{D_h}{L}\right)^{2/3} K \quad (2.36)$$

onde o fator de atrito f_F , pode ser estimado pela Eq. (2.37) de Filonenko (1954, apud GNIELINSKI, 1976), para fluidos em tubos lisos:

$$f_F = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (2.37)$$

O coeficiente K é incluído para a correção das propriedades do fluido de acordo com a temperatura, conforme a Eq. (2.38):

$$K = \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0,11} \quad (2.38)$$

onde Pr_b é o número de Prandtl do fluido na temperatura média e Pr_w é na temperatura da parede.

Os resultados experimentais encontrados por Mokrani *et al.* (2009) estão em concordância com a correlação de Gnielinski para um intervalo de Reynolds entre 2200 e 3000. O diâmetro hidráulico dos canais variou entre 1 mm a 100 μ m.

Kakac, Shah e Aung (1987) sugerem a aplicação da Eq. (2.39) para canais circulares, em um regime de transição com Reynolds entre 2.200 e 10.000:

$$Nu = 0,116 \left(1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\right) \left(Re^{2/3} - 125\right) Pr^{1/3} \quad (2.39)$$

Adams *et al.* (1998) propuseram uma correção para a correlação de Gnielinski, válida para o intervalo de $0,1 \leq Pr \leq 1.000$, para o regime turbulento com $Re > 10.000$ como na Eq. (2.40):

$$Nu = Nu_{GN} (1 + F) \quad (2.40)$$

onde F é dado pela Eq. (2.41).

$$F = C \operatorname{Re} \left(1 - \frac{D_h}{D_o} \right)^2 \quad (2.41)$$

O ajuste dos dados ocorre através do diâmetro de referência, D_o , estabelecido como 1,164 mm e o valor de C fixo em $7,6 \times 10^{-5}$.

A modificação da equação proposta mostrou concordância de $\pm 18,6\%$ em relação à abordagem experimental, para dutos circulares de diâmetros de 0,102, 0,76 e 1,09 mm. Dentro de uma tolerância de 10%, os dados de transferência de calor estão em concordância com a correlação de Gnielinski para Adams *et al.* (1999), fornecendo evidências da aplicabilidade para canais de 1,12 mm não circulares.

Assim, para cada caso experimental, é necessária uma análise para compreender quais correlações e quais as teorias adequadas para macrocanais que abordam a condição dos testes experimentais para microcanais. A configuração geométrica dos canais tem um efeito importante na transferência de calor e diferente conforme o escoamento, laminar ou turbulento. O escoamento laminar é influenciado pela relação entre o diâmetro hidráulico e a distância dos canais, junto à razão de aspecto. Segundo Peng e Peterson (1996) a transferência de calor, em regime laminar, será incrementada pelo aumento do diâmetro hidráulico em relação a distância centro a centro dos canais ou diminuindo a mesma. Aumentando a largura ou diminuindo a altura do microcanal também, melhora a transferência de calor. Já o escoamento turbulento é influenciado pela relação do diâmetro hidráulico e a distância dos canais e a razão de aspecto.

2.3 Configurações de microcanais

A aplicação de técnicas para aumentar o desempenho de um trocador de calor de microcanais é fundamental no processo de projeto. Busca-se diminuir o gradiente de temperatura ao longo do microcanal, reduzir a resistência térmica geral e o consumo de energia. Por menor consumo de energia, entende-se como menor potência para bombeamento, que é resultado de uma menor queda de pressão. (FAN; LUO, 2008).

Peng e Peterson (1995) analisaram experimentalmente microcanais com 12 diferentes diâmetros hidráulicos, em uma faixa de 0,133 a 0,343 mm, em intervalo de Reynolds de 50 à

4.000. Os canais foram usinados em aço inoxidável. O objetivo era verificar o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito para diferentes razões de aspecto. Os pesquisadores verificaram, com seus experimentos, que existe um diâmetro hidráulico ideal que possibilita a maior transferência de calor.

Atualmente, o melhor desempenho de um trocador de calor é alcançado com técnicas multi-objetivo. Os trocadores de calor de canais são projetados de forma a minimizar a queda de pressão, facilitar a uniformização do fluido no microcanal e a montagem do sistema. No projeto, considera-se também, a minimização do tamanho e peso do trocador de calor de microcanais. Aprimorar as estruturas de microcanais e melhorar a fluidez nos microcanais são duas importantes estratégias de projeto para incrementar a transferência de calor. (XU *et al.* 2015).

Em trocadores de calor de microcanais são abordadas técnicas passivas e ativas para melhorar a remoção de calor dos dispositivos, modificando o domínio sólido, com a variação dimensional da seção transversal de um microcanal, ou o domínio do fluido.

Dentre as técnicas, para facilitar o escoamento do fluido e, portanto, aumentar a transferência de calor, destacam-se os métodos de *design* construtal e fractal. A técnica fractal consiste em escalar, através de níveis, a geometria original. Assim, o coeficiente de transferência de calor aumenta em decorrência do incremento da área para a transferência de calor. A desvantagem é que haverá o limite para a escala, já que haverá o aumento da rugosidade do canal, ao invés, da área de transferência de calor. Concomitantemente, a queda de pressão aumenta com o aumento da escala. O *design* construtal consiste em buscar a configuração ideal de um sistema, com a variação dos graus de liberdade, possibilitando que as correntes que fluem no sistema estejam arrançadas de forma ao acesso mais fácil e com o menor esforço, dadas as restrições impostas. O primeiro vislumbre do *design* construtal ocorreu com a ideia de dissipação de calor de componentes eletrônicos utilizando canais ramificados, como a configuração de uma árvore. Bejan e Errera (1997) foram os primeiros a analisar o escoamento em canais bifurcados, semelhante a uma rede tipo fractal. O conceito de configurações construtais significa proporcionar mais graus de liberdade às arquiteturas, para assim se obter o melhor desempenho. A rede construtal fornece um espectro maior de formas devido ao aumento dos graus de liberdade, e deve, portanto, proporcionar a rede com o melhor desempenho. Santos *et al.* (2017) descreveram através de um fluxograma de sete etapas da aplicação do método do *design* construtal (Figura 2.2).

As redes de canais comparadas aos canais paralelos proporcionam maior desempenho e maior uniformidade térmica nos trocadores de calor. Em contrapartida, os canais paralelos

são usados devido à relativa facilidade de fabricação. As configurações paralelas apresentam diferença de temperatura na direção (axial) do escoamento e incremento de potência de bombeamento para manter a transferência de calor. A diferença de temperatura é indesejável, por dois motivos. Primeiro, os gradientes térmicos podem afetar adversamente o desempenho nos dispositivos eletrônicos. Segundo, as elevadas diferenças de temperatura podem produzir tensões térmicas nos dispositivos eletrônicos, devido às diferenças no coeficiente de expansão térmica, e prejudicar a confiabilidade desses dispositivos.

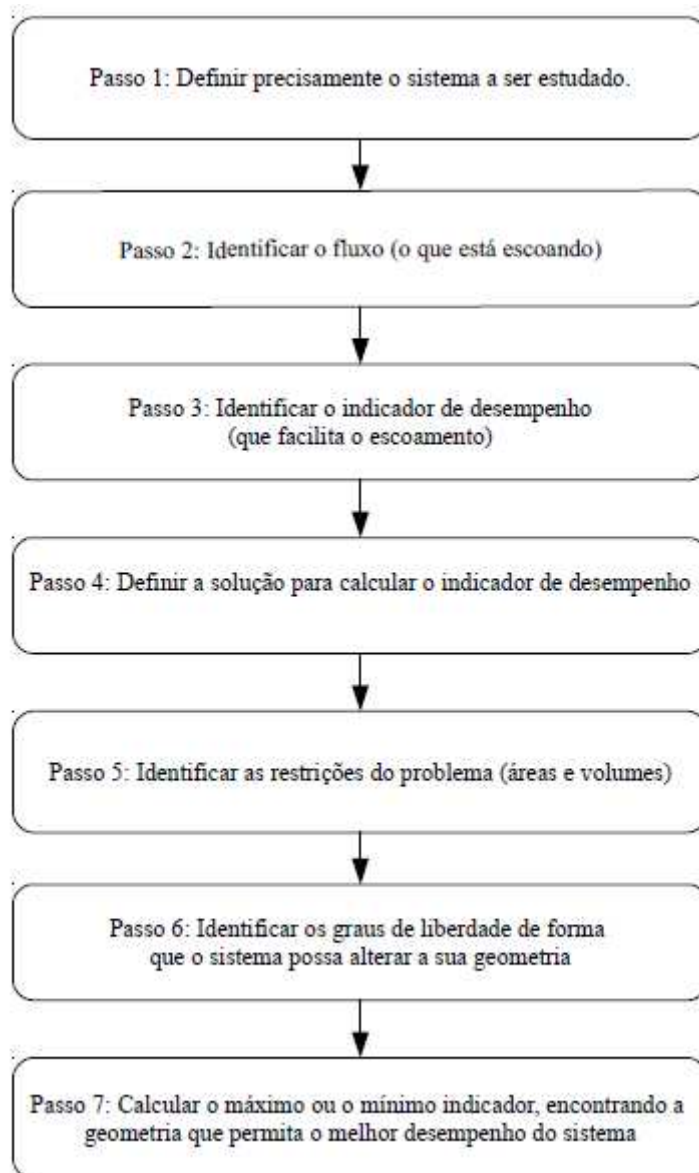


Figura 2.2 – Fluxograma com as etapas de aplicação do *design* construtal

Fonte: adaptado de Santos *et al.* (2017).

Chen e Cheng (2002) estudaram as características de transferência de calor e a queda de pressão em redes ramificadas fractais, tipo H, em um trocador de calor com rede de canais com 3, 4 e 5 níveis de ramificação, conforme a Figura 2.3. A entrada do trocador de calor é na parte superior no centro e a saída é na parte inferior nas ramificações. A rede de canais fractal foi comparada à geometria de canais paralelos. Os autores verificaram um aumento da taxa de transferência de calor bem como de perda pressão na rede de canais fractal em relação a geometria de canais paralelos. Porém, com o aumento dos níveis de ramificação, foi possível obter maiores taxas de transferência de calor e uma redução da perda de pressão.

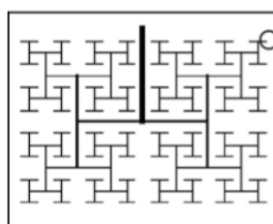


Figura 2.3 – Rede de microcanais fractal em formato H

Fonte: adaptado de Chen e Cheng (2002).

Yu *et al.* (2012) analisaram numericamente as características hidráulicas e térmicas de uma geometria fractal em comparação a um canal reto. A bifurcação estudada possuía ângulo de 180° . A Figura 2.4 representa a seção de testes composta por um substrato de silício. A rede de microcanais, entrada e saída verticais e a tampa de visualização em vidro. A razão de aspecto dos canais foi de 1, 0,5 e 0,333, para um intervalo de Reynolds de 150 a 1200. A geometria fractal apresentou valores superiores de coeficiente de transferência de calor que o canal reto, em contrapartida, houve um aumento da perda pressão, principalmente para maiores velocidades mássicas. Sobre a razão de aspecto, foi avaliado que a razão de aspecto do canal menor, no caso, 0,333 proporciona o menor valor de queda de pressão, bem como, um desempenho maior de transferência de calor.

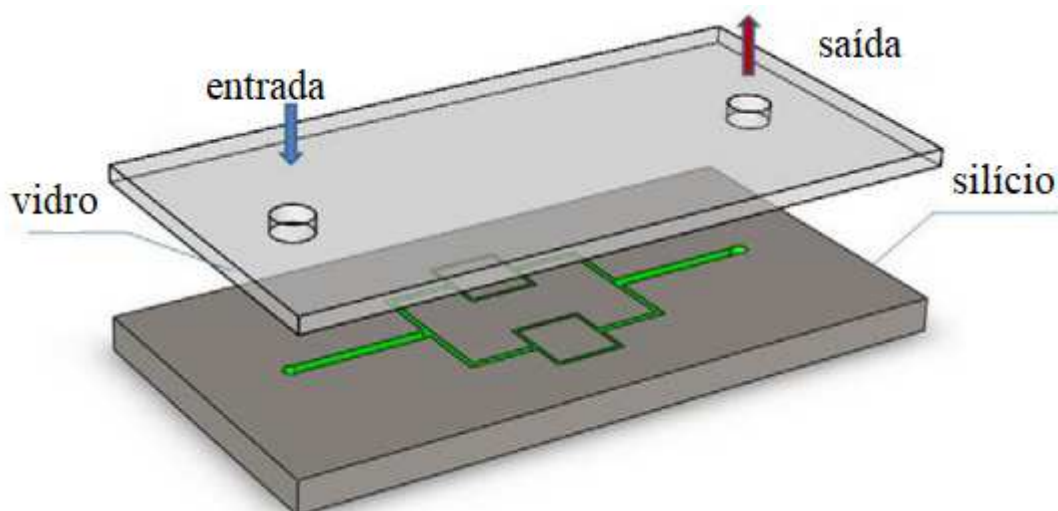


Figura 2.4 – Representação esquemática da seção de testes com a bifurcação em 180°

Fonte: adaptado de Yu *et al.* (2012)

Zhang *et al.* (2013b) compararam as geometrias com um nível de ramificação em 90° (Figura 2.5a) e dois níveis de ramificação com cantos arredondados (Figura 2.5b), canal em forma de S e canal reto para investigar as características hidrodinâmicas e térmicas no regime laminar. Entende-se que a geometria do modelo de Yu *et al.* (2012) e Zhang *et al.* (2013b) é a mesma, no entanto, foram nomeadas de formas diferentes pelos pesquisadores. Os autores sugerem que para uma geometria do tipo fractal, os parâmetros mais importantes são o diâmetro hidráulico, o nível de ramificação e a razão de aspecto, sendo esses parâmetros dominantes para o resultado da performance de transferência de calor e a perda de pressão. Conforme os autores, as ramificações em ângulos de 90° proporcionam perdas de pressão maiores que curvas arredondadas. Porém, o melhor desempenho em transferência de calor ocorre para geometria com dois níveis de ramificação, em ângulos de 90°, em $Re = 1400$, $\alpha_c = 1$. Essa geometria apresentou 0,2 W a mais na transferência de calor em comparação com a geometria com dois níveis de ramificação com arredondamento.

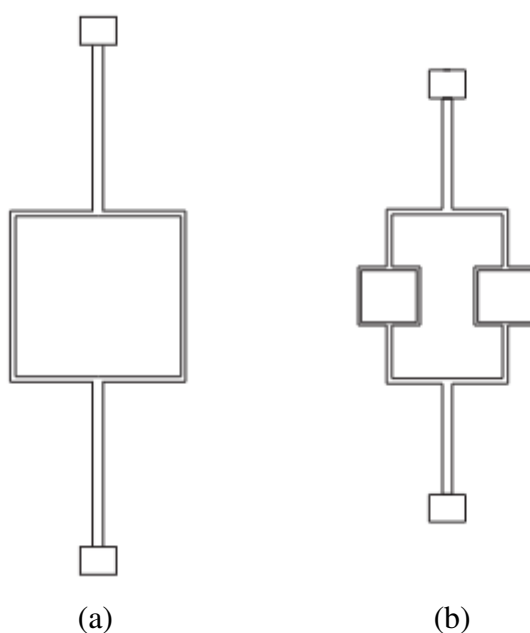


Figura 2.5 – Diagrama esquemático dos modelos dos microcanais: (a) rede de microcanais com um nível de ramificação e curvas de 90°; (b) rede de microcanais com dois níveis de ramificação e curvas arredondadas

Fonte: adaptado de Zhang *et al.* (2013b).

Com o mesmo conceito de geometria, Zhang *et al.* (2015) estudaram, numericamente, os efeitos dos fluxos secundários e zonas de recirculações com dois níveis de ramificação (Figura 2.5b). Da mesma forma que Yu *et al.* (2012), a razão de aspecto dos canais de 0,33 apresentou a menor queda de pressão e o maior desempenho em termos de transferência de calor que as geometrias vistas em Zhang *et al.* (2013b).

De forma a aumentar o desempenho de transferência de calor, Xu *et al.* (2015) investigaram através de simulações numéricas e experimentalmente o desempenho de uma rede fractal de microcanais, conforme a Figura 2.6, submetida a um fluxo pulsante no intervalo de (0-40 Hz). Murray (1926, apud Xu *et al.*, 2015), investigou, em vasos sanguíneos, que a resistência térmica pode ser diminuída com a alteração do diâmetro hidráulico para cada bifurcação. A partir desse estudo a Lei de Murray propõe que existem tamanhos ideais para os padrões geométricos de cada ramificação para minimizar a resistência global do escoamento. Com base na Lei de Murray, Xu *et al.* (2015) propuseram que a relação ideal de diâmetros hidráulicos é a raiz cúbica dos diâmetros hidráulicos do número total de ramificações e que a relação dos comprimentos é a raiz quadrada do número total de ramificações. Uma bomba peristáltica foi usada para fornecer um fluxo pulsante. Ela gera um fluxo pulsante a uma frequência ajustável. Desse modo, há um aumento de transferência de

calor em frequências superiores. A temperatura máxima é mais baixa e foi vista uma capacidade maior de resfriamento. O parâmetro de avaliação considerado para análise foi a resistência térmica. A resistência térmica, na condição de fluxo pulsante é de 0,72 a 0,42 $\text{Kcm}^2\text{W}^{-1}$, enquanto no fluxo constante é de 1,2 a 0,6 $\text{Kcm}^2\text{W}^{-1}$. Isso indica um melhor desempenho da transferência de calor na condição de fluxo pulsante em comparação com o constante. Um fluxo pulsante também possibilita um gradiente de temperatura menor, com diferença de 35 K entre a frequência mais alta e o fluxo constante.

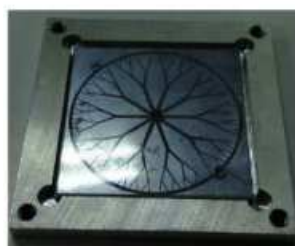


Figura 2.6 – Seção de testes com microcanal fractal com base na Lei de Murray

Fonte: adaptado de Xu *et al.* (2015).

Yan *et al.* (2019) compararam a otimização simples e multi-objetivo baseadas em algoritmos, no gerenciamento térmico e hidráulico de um trocador de calor com rede de microcanais fractal em forma de Y. Três modelos foram desenvolvidos para o estudo: um buscando a otimização hidráulica (modelo A), outro a otimização térmica (modelo B) e um modelo com a otimização multi-objetivo (modelo C). Os modelos de otimização simples apresentaram melhores resultados apenas na sua função objetivo. O modelo A requer 54,5% de potência menor que o B, já o modelo B apresenta metade da resistência térmica do modelo A. Quando o modelo C é comparado aos modelos A e B, o mesmo apresenta um bom desempenho térmico e necessita de menor consumo de energia. Isso indica que a otimização multi-objetivo baseada em algoritmo genético é eficaz, proporcionando gerenciamento térmico e reduzindo o consumo de energia.

Heymann, Pence e Narayanan (2010) buscaram a otimização de uma rede fractal de microcanais em Y em um disco usando a técnica geométrica, de *gradient-based steepest descent* e de algoritmo genético. Para um fluxo de calor de 1 kWcm^{-2} , a queda de pressão para a técnica geométrica é de 385 kPa. Para *gradient-based steepest descent*, o valor ficou em 381 kPa e para o algoritmo genético o valor é de 458 kPa. Em sua comparação, os autores afirmam que não há necessidade de aplicação de um algoritmo de otimização, que o projeto com estudo geométrico já possibilitaria um trocador de calor eficiente.

Peng *et al.* (2019) indicam que é necessário conhecer a temperatura de parede para cada ramificação para compreender o desempenho térmico da rede de microcanais fractal, caso contrário, a análise sobre o gerenciamento térmico estaria incorreta.

Tan *et al.* (2019) avaliaram diferentes modelos de redes de microcanais para encontrar o que apresentava o melhor desempenho da transferência de calor. O objetivo era encontrar a rede de microcanais que possibilitasse uma eficiente dissipação de calor de um chip eletrônico. Ao total cinco modelos com base em estruturas naturais foram analisados, dois modelos com base na estrutura das folhas das árvores, veias reticuladas e veias pinadas, um com base no formato do floco de neve, um com base na teia de aranha e um com base no favo de mel. Além disso, as redes de microcanais foram comparadas aos canais retos paralelos. Na simulação numérica, o trocador de calor com base na teia de aranha apresentou a menor temperatura máxima de operação de 348,65 K, enquanto o trocador de calor com canais retos a temperatura máxima foi de 359,45 K. Os resultados do desempenho numérico da temperatura de operação para o chip com tamanho de 10 mm x 10 mm x 1,2 mm, podem ser vistos na Figura 2.7. A queda de pressão maior ocorreu na estrutura de veias pinadas (Figura 2.7b) com 35,3 kPa e a menor para os canais retos com 22,4 kPa. Com a tecnologia e impressão 3D, o dispositivo de canais retos (Figura 2.7a) e de teia de aranha (Figura 2.7f) foram fabricados em alumínio. Nos resultados experimentais, a temperatura máxima na rede do modelo teia de aranha (Figura 2.7f) foi menor em 9,9 K do que a temperatura máxima nos canais retos, para um fluxo de calor de 100 Wcm^{-2} , a medida que houve um aumento do fluxo de calor, a diferença tornou-se mais significativa.

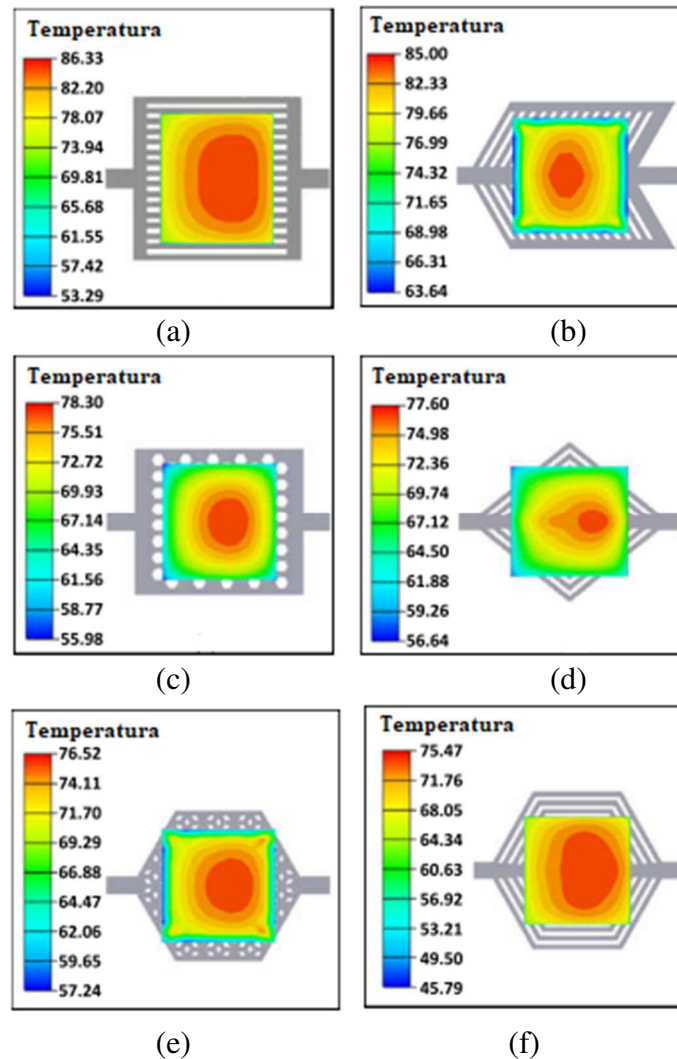


Figura 2.7 – Resultados da simulação térmica: (a) canais retos, (b) veias pinadas, (c) favo de mel, (d) veias reticuladas, (e) floco de neve e (f) teia de aranha

Fonte: adaptado de Tan *et al.* (2019).

Jing, Song e He (2019) projetaram uma rede de microcanais ramificada em forma de T, onde cada canal possuía uma altura constante e uma condição de volume de fluido restrito. O objetivo era reavaliar a aplicação da Lei de Murray, comumente utilizada em canais circulares para o caso de canais retangulares, buscando a largura ideal do canal e a geometria que possibilitasse a resistência hidráulica mínima. No entanto, a aplicação desta lei não foi eficiente para encontrar o trocador de calor com o melhor desempenho. O melhor desempenho é obtido na avaliação dos parâmetros geométricos da rede, sendo eles o comprimento inicial do canal principal e o número de ramificações. O coeficiente de transferência de calor convectivo aumentou em relação à razão de aspecto do canal e com o nível de ramificações.

Rubio-Jimenez *et al.* (2016) estudaram numericamente trocadores de calor de microcanais a fim de caracterizar o dispositivo em termos de temperatura superficial e queda de pressão. Os autores analisaram os padrões de escoamento das geometrias em formato de Y (Figura 2.8a) ou Ψ (Figura 2.8b). O número de bifurcações, o tipo de bifurcação e a razão de escala foram utilizados como parâmetros de classificação dos modelos estudados. Ao total, foram estudados oito tipos diferentes de configurações, com 2 e 3 níveis de ramificações. A geometria de cada nível de ramificação é calculada com base no fator de crescimento do número de ouro, 1,618, ou no fator da alometria, razão de $2^{1/3}$. Para a aplicação dos fatores de escala, foi aplicada a técnica de *design* construtal, dessa forma os parâmetros geométricos do canal são relacionados para cada geometria em função do fator de escala. A temperatura da superfície dos trocadores de calor é menor em geometrias em Ψ (Figura 2.8b), sendo que a temperatura média mínima foi de 300 K para a geometria que utilizou o método do número de ouro. A geometria Ψ (Figura 2.8b) apresenta a distribuição de temperatura mais uniforme. O bom desempenho está relacionado ao aumento da área de transferência de calor. Em comparação com outros fatores de escala, baseados na Lei Construtal, o trocador de calor com melhor desempenho é o do número de ouro. A resistência térmica do mesmo foi de $0,7728 \text{ cm}^2\text{KW}^{-1}$. No entanto, em detrimento ao aumento de transferência de calor obtido com a escala do número de ouro, essa geometria apresenta uma queda de pressão maior, chegando a 7,463 kPa. Os resultados também indicam que aumentar o número de bifurcações certamente ajudará na dissipação de calor e na uniformidade de temperatura, já que há um aumento de velocidade.

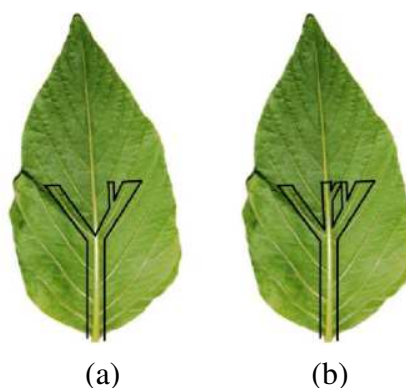


Figura 2.8 – Padrões de geometria: (a) modelo em Y e (b) modelo em Ψ

Fonte: adaptado de Rubio-Jimenez *et al.* (2016).

2.4 Configuração de entrada e saída em microcanais

A simulação numérica é uma ferramenta que fornece uma visão quantitativa do processo de transporte no trocador de calor de microcanais. Inicialmente, a simulação numérica era uma solução para caracterizar a transferência de calor e o escoamento em um trocador de calor de microcanais, já que a instrumentação em uma seção de testes de microcanais às vezes tornava-se impraticável devido às dimensões do sistema. Com a evolução dos estudos em microcanais, a simulação representa economia em processo, possibilitando verificar diferentes questões de projeto para estabelecer a geometria do trocador de calor com o melhor desempenho. Para a distribuição do fluido, uma questão a ser vista na geometria do trocador de calor de microcanais são os arranjos de entrada e saída do mesmo.

De acordo com Chein e Chen (2009), os arranjos da entrada e saída afetam o escoamento e as características de transferência de calor do trocador de calor de microcanais. Os pesquisadores estudaram numericamente este efeito considerando *plenums* com dimensões de 4,2 mm de largura, 3 mm de comprimento e com a profundidade igual ao canal e verificaram os efeitos da geometria de entrada e saída para seis casos diferentes. A Figura 2.9 apresenta os vetores de velocidade do fluido com Δp de 50 kPa. Com isso, é possível avaliar a distribuição do fluido para cada tipo de geometria, principalmente as zonas de recirculação do fluido no *plenum*, já que essas zonas são consequência da localização da entrada e da saída. A entrada e a saída são horizontais para os tipos I, N, D e S. O tipo I (Figura 2.9a), possui entrada e saída centrais, no tipo N (Figura 2.9b), a entrada e saída são deslocadas de forma inversa, no tipo D (Figura 2.9c) a entrada e a saída estão na mesma lateral. Já no tipo S (Figura 2.9d), a entrada e a saída são deslocadas. No tipo U e V, a entrada e a saída são centrais, no tipo U (Figura 2.9e), a saída e a entrada são verticais e no tipo V (Figura 2.9f), são deslocadas inversamente.

Os resultados mostraram que as posições de entrada e saída verticais do fluido, tipo U (Figura 2.9e) e V (Figura 2.9f), possibilitam as melhores distribuições de velocidade do fluido e de temperatura. A má distribuição de fluido ocasiona em uma não uniformidade de temperatura. Os *plenums* com entrada e saída horizontais, tipo I (Figura 2.9a), N (Figura 2.9b), D (Figura 2.9c), e S (Figura 2.9d), apresentaram zonas de recirculação de fluido nos cantos dos *plenums*, o que não foi visto para as zonas verticais. Os pesquisadores visualizaram quando há o posicionamento de entrada e saída verticais, a redirecionamento do fluido. O fluido ao tocar a parede do *plenum*, era conduzido ao canal, o que facilitou a distribuição de

velocidade. O tipo V (Figura 2.9f), com a entrada e saída vertical deslocada do centro, em 0,6 mm da largura e também do comprimento, apresentou $0,2 \text{ KW}^{-1}$ de resistência térmica menor que em relação ao posicionamento central, tipo U (Figura 2.9e).

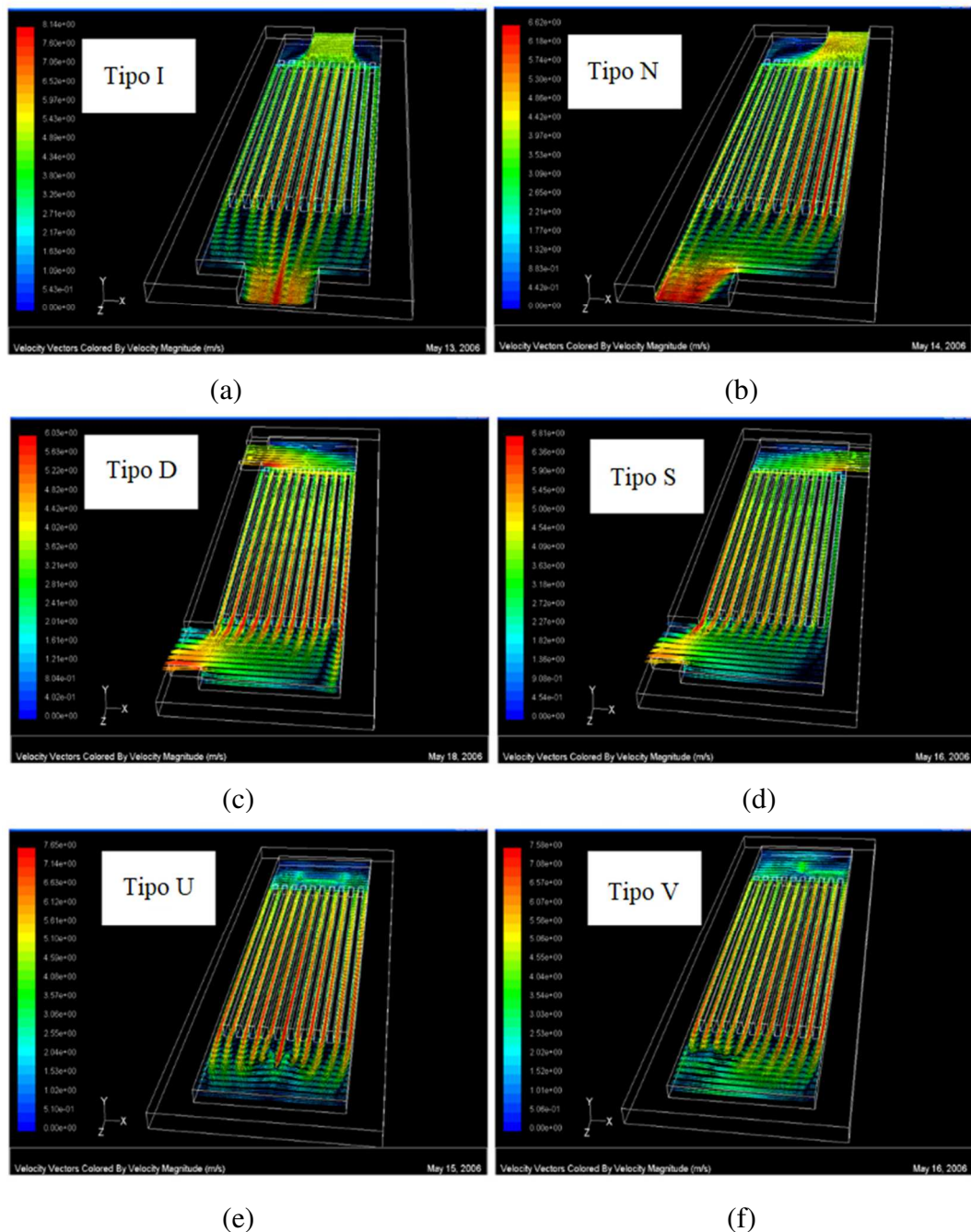


Figura 2.9 – Representação dos vetores de velocidade para verificar a distribuição de fluido, com Δp de 50 kPa: (a) tipo I; (b) tipo N; (c) tipo D; (d) tipo S; (e) tipo U; (f) tipo V

Fonte: adaptado de Chein e Chen (2009).

Abdollahi *et al.* (2017) replicaram a simulação de Chein e Chen (2009) e analisaram a transferência de calor em um arranjo de entrada/saída vertical deslocada do centro e os

resultados foram semelhantes ao estudo original. Também, aplicaram a simulação para verificar a transferência de calor para diferentes nanofluidos como SiO₂, Al₂O₃, ZnO e CuO dispersos em água pura, em diferentes frações volumétricas e três diâmetros de nanopartículas.

Kumaran, Kumaraguruparan e Somakumar (2013) testaram o arranjo de entrada e saída de um trocador de calor com canais paralelos, com 25 canais. As configurações analisadas foram os tipos I, C, V, S ou Z e U, como apresentado na Figura 2.10, para entradas com geometrias retangular, triangular e trapezoidais. Na geometria I (Figura 2.10a) a entrada e saída são centrais, na geometria C (Figura 2.10b) a entrada e a saída são deslocadas para o mesmo lado, já na geometria em V (Figura 2.10c), as mesmas são opostas uma a outra, na geometria Z (Figura 2.10d) e na geometria U (Figura 2.10e) a entrada e a saída são laterais, sendo a primeira em direções opostas e a segunda na mesma direção, para todas as configurações a entrada e a saída do fluido ocorrem de forma horizontal. Os autores verificaram que a distribuição e recirculação de fluido na entrada do trocador de calor são as principais causas da má distribuição de fluido. Para classificar a distribuição do fluido, os autores consideraram o desvio da diferença entre a máxima e a mínima taxa de massa em relação à taxa de massa uniforme, denominando esse parâmetro como MF (má distribuição de fluido).

Para a geometria tipo C (Figura 2.10b), que proporciona a melhor distribuição de fluido, o MF é de 1,56, já para a geometria tipo V (Figura 2.10c), que apresentou a pior distribuição de fluido, o valor é de 5,45. A geometria do tipo I (Figura 2.10a) apresenta uma distribuição de fluido simétrica, porém, a queda de pressão é de 956 Pa. A mínima queda de pressão é de 942 Pa e é encontrada na geometria do tipo U (Figura 2.10e).

A distribuição de fluido é melhor em uma entrada triangular com valor de MF de 2,76. O *plenum* trapezoidal proporciona uma distribuição de fluido uniforme (MF = 0,9) em comparação com *plenum* retangular (MF = 3,06) e triangulares (MF = 5,35). No caso do *plenum* triangular, a variação de pressão é muito pequena devido à equalização do ganho de pressão (causado pela ramificação de fluidos) e pela perda de pressão causada pela seção transversal decrescente. Os resultados previstos indicam que a má distribuição do fluido diminui com a largura da plataforma, onde é obtido uma melhor distribuição de fluxo quando a largura do *plenum* é de 48,5 mm, em comparação com os casos de 52,5 e 55,5 mm. A simulação correspondente à profundidade do *plenum* enfatiza que uma melhor distribuição de fluido, queda de pressão mínima de 932 Pa, e fator de distribuição MF de 0,71 são notados para profundidades de *plenums* de 7 mm.

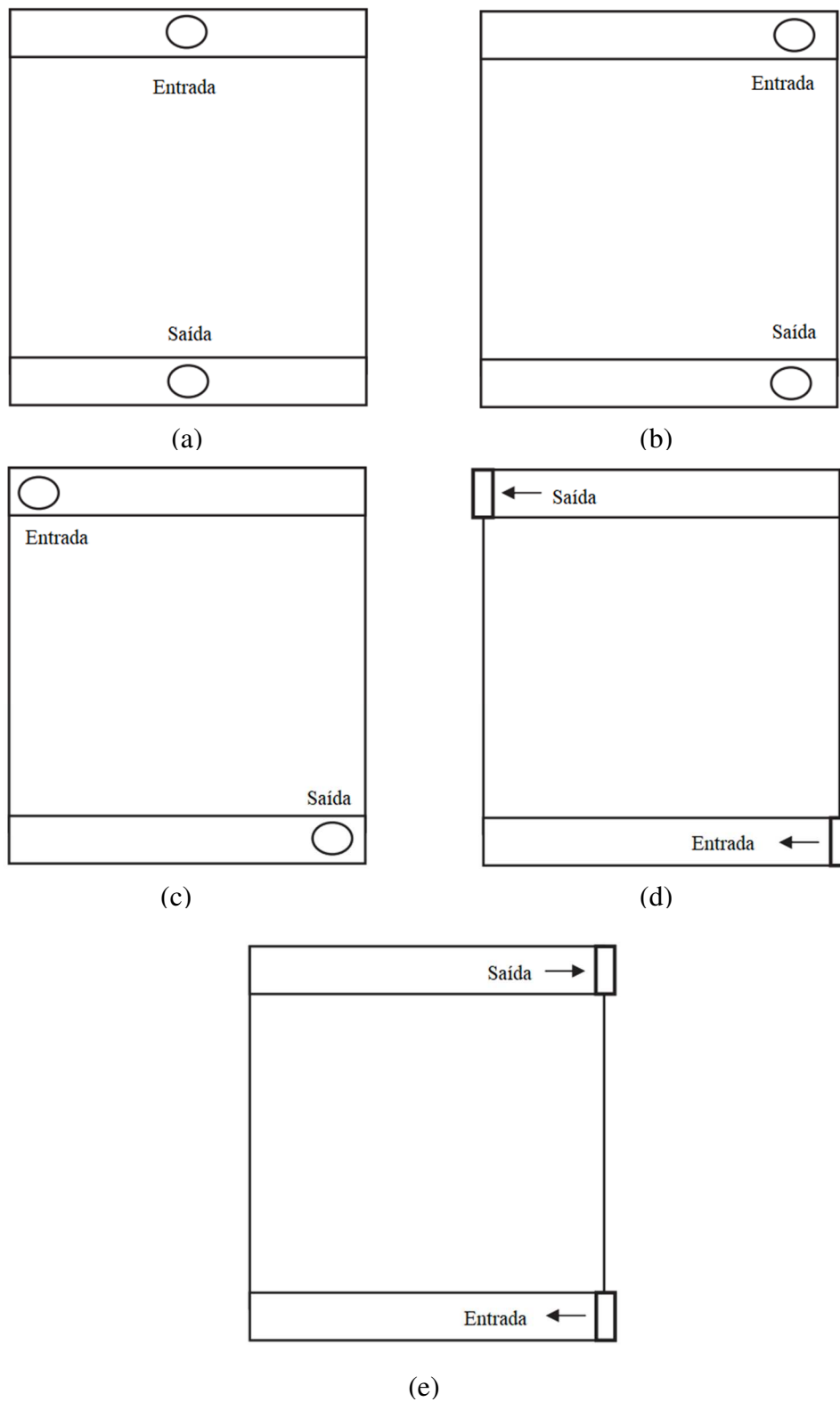


Figura 2.10 – Esquema das diferentes configurações de entrada e saída dos trocadores de calor: (a) modelo I, (b) modelo C, (c) modelo V, (d) modelo S ou Z e (e) modelo U

Fonte: adaptado de Kumaran, Kumaraguruparan e Somakumar (2013)

Liu e Yu (2016) investigaram numericamente a distribuição do fluido em trocadores de calor com geometrias tipo I, com entrada e saída centrais e tipo S, com entrada e saídas em laterais opostas. Os autores verificaram que as duas geometrias apresentam regiões de má distribuição. A diferença entre taxa de massa máxima e mínima no trocador de tipo I é de $24 \times 10^{-5} \text{ kgs}^{-1}$. Os canais centrais apresentam maior taxa de massa para essa geometria. Para o trocador tipo S, a diferença é de $39 \times 10^{-5} \text{ kgs}^{-1}$, e as maiores taxas de massa são próximas ao coletor de saída. De modo geral, os canais que apresentam um caminho mais próximo à saída recebem uma porção maior do fluido. A sugestão dos autores é a aplicação de defletores não uniformes nas entradas de canais para diminuir a má distribuição do fluido, principalmente para o trocador de calor tipo I.

Na análise computacional de Vásquez-Alvarez *et al.* (2010) foram propostas quatro geometrias para a entrada e saída conforme a Figura 2.11.

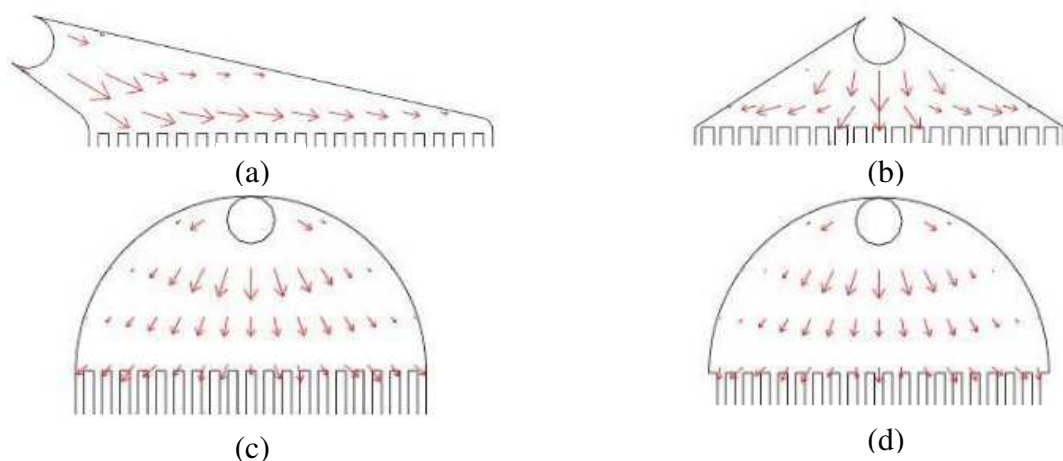


Figura 2.11 – Distribuição dos fluidos nos modelos propostos: (a) modelo triangular com entrada lateral, (b) modelo triangular com entrada central, (c) modelo circular com entrada central e (d) modelo circular com arestas e entrada central

Fonte: adaptado de Vásquez-Alvarez *et al.* (2010).

Para a geometria triangular com entrada lateral de fluido, Figura 2.11a, o desvio padrão da velocidade média foi de 0,11 e a velocidade máxima de 0,17. A geometria triangular com entrada central de fluido, Figura 2.11b, mostra desvios mais altos, de 0,16 e 0,23, para a velocidade média e máxima respectivamente. Estes são razoavelmente altos, o que indica falta de homogeneidade nas velocidades simuladas para os diferentes canais. Para a geometria circular com entrada central, Figura 2.11c, o desvio da velocidade média foi de 0,10 e da velocidade máxima foi de 0,13. Portanto, pode-se dizer que esta geometria leva a uma distribuição de fluxo mais homogênea, pois há uma melhor uniformidade para

velocidades de entrada. A geometria circular com arestas e entrada central, Figura 2.11d, é considerada a mais homogênea entre as quatro geometrias estudadas para uma velocidade de 10 ms^{-1} . Os pesquisadores optaram pela fabricação da geometria circular com entrada central, Figura 2.11c devido a sua menor queda de pressão em relação à geometria circular com arestas e entrada central. Em relação à queda de pressão entre a entrada e a saída, para velocidade de 10 ms^{-1} , a geometria circular com entrada central resultou em 1293 Pa e para a geometria circular com arestas e entrada central foi de 1365 Pa.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Com a finalidade de desenvolver e caracterizar um trocador de calor de microcanais para resfriamento de dispositivos eletrônicos, o presente trabalho investigou o projeto de um trocador de calor com microcanais que proporcione o melhor desempenho em termos de distribuição de temperatura, transferência de calor e perda de pressão. Para isso, fez-se uso de simulações numéricas em *software* CFD. As simulações são comparadas com base em dados experimentais. A técnica de projeto é baseada no método do *design* construtal. Considerando os passos para aplicação do método de *design* construtal, a Figura 3.1, apresenta, em forma de fluxograma, a forma de implementação do método para o presente estudo. O método de *design* construtal é associado a um método de otimização. Para o caso, o método de otimização é restrito a busca exaustiva, assim, os graus de liberdade são submetidos a diferentes faixas de valores com o objetivo de encontrar a melhor solução para o sistema.

O trocador de calor de microcanais foi construído com base no melhor *design* obtido. Posteriormente, em uma bancada experimental, analisou-se o desempenho e a caracterização em termos de regime de escoamento, distribuição de temperatura e queda de pressão do trocador de calor de microcanais. Com base nos dados numéricos e experimentais, a transferência de calor e perda de pressão no trocador de calor de microcanais foram comparadas às correlações sugeridas para escoamentos monofásicos em microcanais.

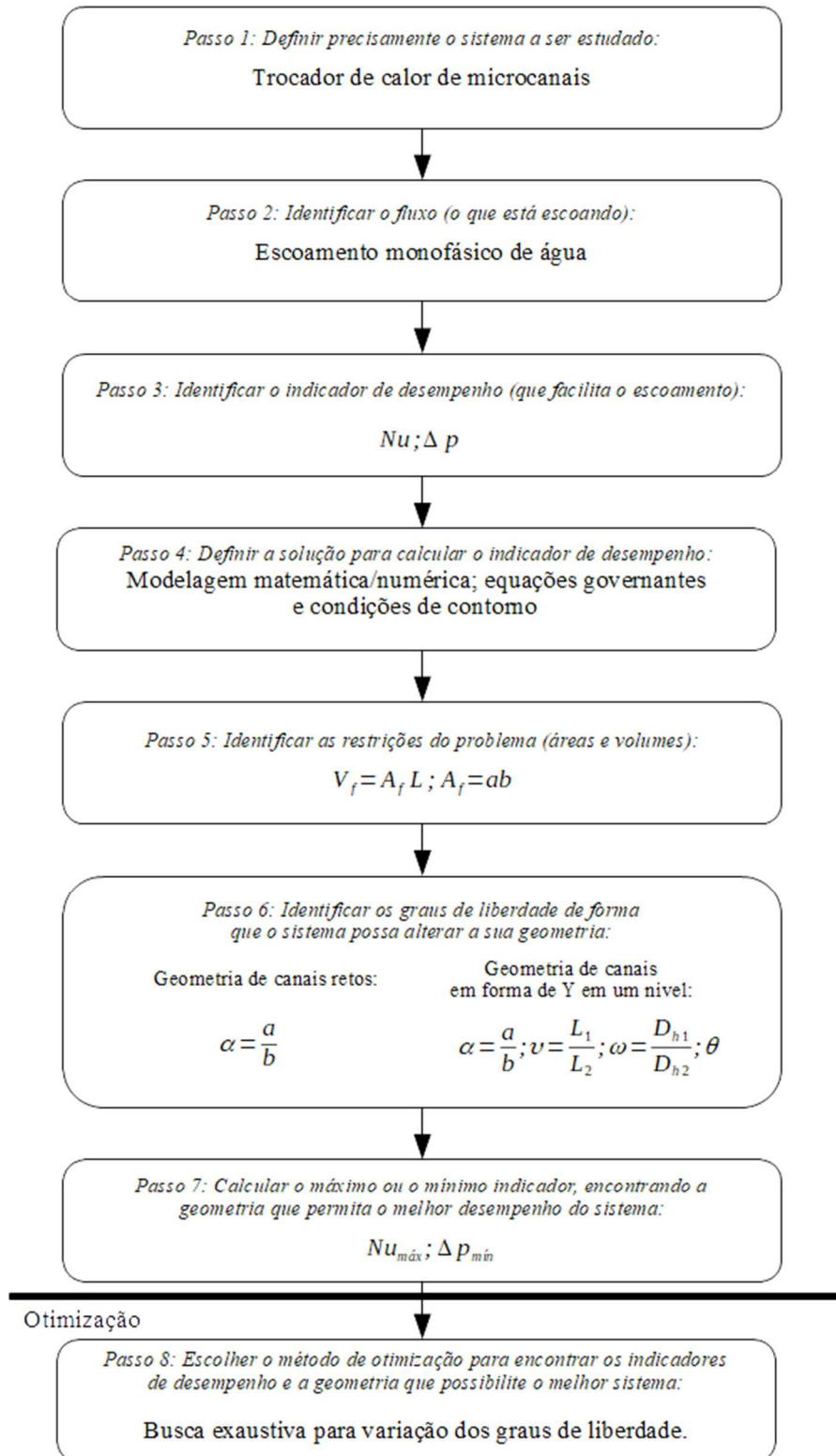


Figura 3.1 – Implementação do *design* construtal

3.1 Apresentação do problema

Primeiramente, são analisadas duas propostas de geometrias para os microcanais retos do trocador de calor, como apresentando na Figura 3.2a: a retangular (geometria 1, Figura 3.2b) e a arredondada (geometria 2, Figura 3.2c). O formato da geometria e a razão de aspecto do canal são avaliados bem como o número de canais. Devido à condição de simetria, inicialmente, uma célula unitária do trocador de calor de microcanais, ou seja, um microcanal é avaliado. O volume do fluido foi considerado constante para análise dos efeitos da geometria. A área superficial selecionada para o trocador de calor possui largura (W) de 56 mm, comprimento (L) de 50 mm, com uma altura H . A distância entre os canais é de $2t_1$ e a distância da base do trocador de calor até o canal é de t_2 . A altura do canal é a e a largura b .

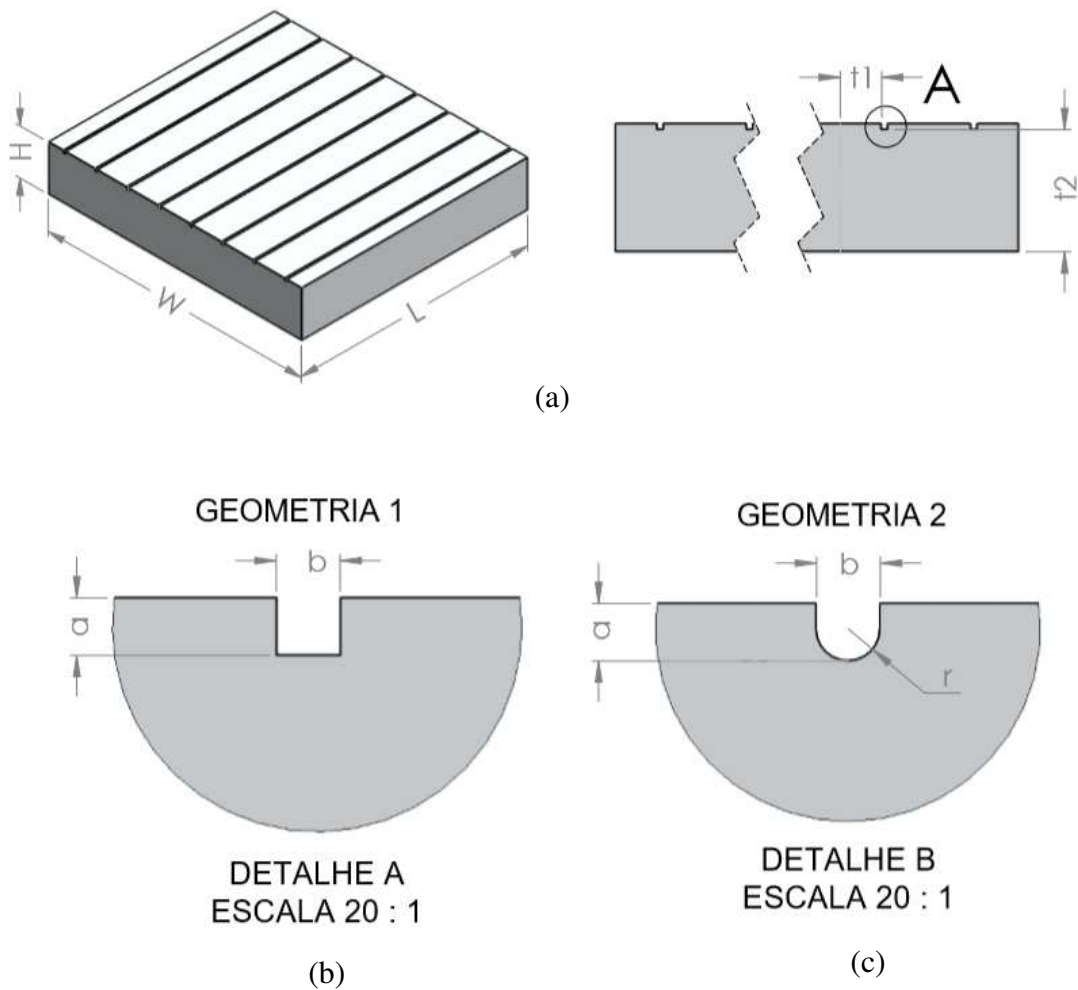


Figura 3.2 – Propostas de geometria para os canais de análise: (a) canais paralelos com os principais parâmetros para a análise; (b) geometria 1 – retangular; (c) geometria 2 - arredondada

Com a definição da geometria do microcanal, é proposta a aplicação de uma técnica para aumentar a área de transferência de calor. A técnica é uma rede de microcanais em forma de Y, com um nível de ramificação, com o uso do *design* construtal. Para isso, o volume do fluido foi definido como fixo, para que seja possível a comparação com os microcanais retos. Como visto na Figura 3.3, são analisadas as relações do comprimento entre o canal principal (L_1) e o comprimento do canal ramificado (L_2), do diâmetro hidráulico entre o canal principal (Dh_1) e o canal ramificado (Dh_2) e o ângulo da ramificação (θ).

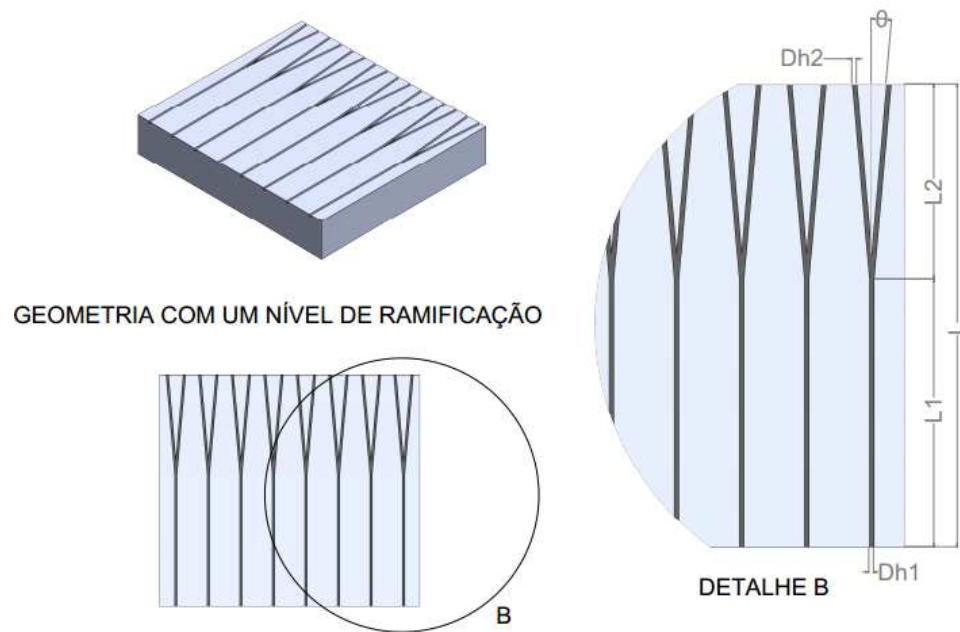


Figura 3.3 – Proposta de geometria de canais em forma de Y em um nível

Em seguida, são analisadas as posições de entrada e saída do fluido, considerando que as mesmas sejam verticais em relação ao trocador de calor. A Figura 3.4 ilustra as posições e a geometria dos *plenums* na proposta de geometria em Y, com um nível de ramificação. O modelo A (Figura 3.4a) apresenta *plenums* retangulares com cantos arredondados, a entrada e saída dos fluidos são centrais, bem como para o modelo B (Figura 3.4b), porém, para esse modelo, os *plenums* são em forma de arco. O modelo C (Figura 3.4c) é semelhante ao modelo A, com a entrada e saída do fluido descentralizada, como o modelo D (Figura 3.4d), que possui os *plenums* em forma de arco.

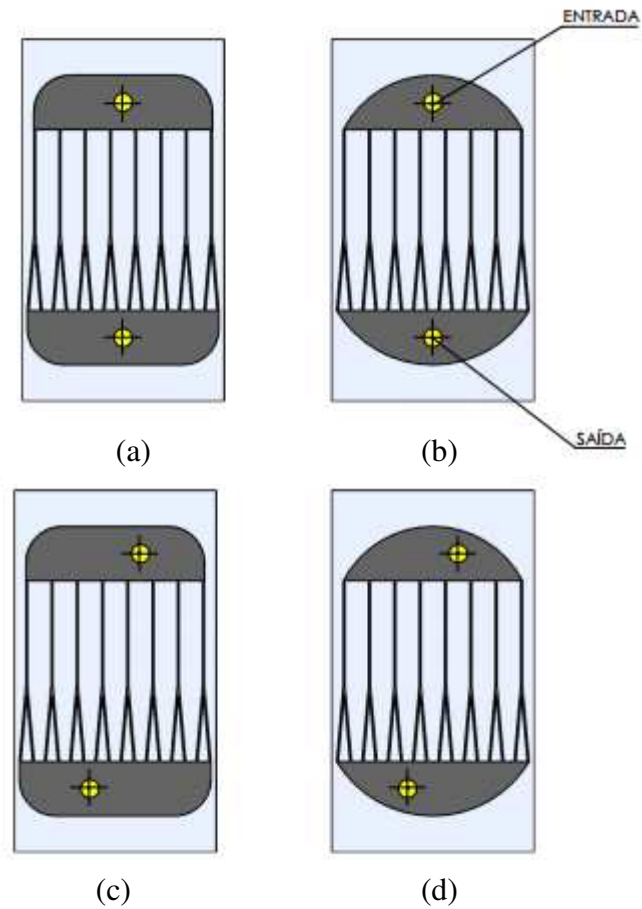


Figura 3.4 – Representação das configurações de entrada/saída do fluido na geometria em Y com um nível de ramificação: (a) modelo A- *plenum* retangular com cantos arredondados e entrada e saída central; (b) modelo B- *plenum* em arco com cantos arredondados e entrada e saída central; (c) modelo C- *plenum* retangular com cantos arredondados e entrada e saída deslocadas; (d) modelo D- *plenum* em arco com cantos arredondados e entrada e saída deslocadas

3.2 Modelagem matemática

3.2.1 Configuração da geometria do canal

Para a avaliação das geometrias dos canais do trocador de calor, deve-se considerar a relação, ϕ , entre o volume do fluido, V_f , e o volume total da célula unitária, V , como visto na Eq. (3.1):

$$\phi = \frac{V_f}{V} \quad (3.1)$$

A relação da distância entre os canais, β , dada pela Eq. (3.2):

$$\beta = \frac{t_1}{t_2} \quad (3.2)$$

A relação entre a altura e a largura do canal é dada pela razão de aspecto do canal visto na Eq. (2.12).

O volume do sólido, V_s , é dado pela diferença entre o volume total e o volume do fluido, conforme Eq. (3.3):

$$V_s = V - V_f \quad (3.3)$$

O volume do sólido para a geometria 1 - retangular (Figura 3.2a) é determinado pela Eq. (3.4):

$$V_s = (2t_1(t_2 + a) + bt_2)L \quad (3.4)$$

Considerando um canal com raio r , o volume da geometria 2 – arredondada (Figura 3.2b) pode ser determinada pela Eq. (3.5):

$$V_s = \left(2t_1(t_2 + a) + bt_2 + br - \pi \frac{r^2}{2} \right) L \quad (3.5)$$

Assim, o número de canais, n , é determinado pela Eq. (3.6):

$$n = \frac{W}{b + 2t_1} \quad (3.6)$$

3.2.2 Configuração da rede de canais

Os canais retos (Figura 3.2) são comparados à rede de microcanais em forma de Y para uma ramificação (Figura 3.3), na qual a relação do comprimento do canal principal e o comprimento da ramificação (v), a relação entre os diâmetros (ω) e o ângulo da ramificação (θ) são investigados. O volume do fluido é constante. A Eq (3.7) apresenta a relação do volume do fluido e os parâmetros geométricos.

$$V_f = \pi \frac{D_{h1}^2}{4} L_1 + 2\pi \frac{D_{h2}^2}{4} L_2 \quad (3.7)$$

O comprimento total do canal é fixo, sendo o somatório do comprimento do canal principal e o canal ramificado, conforme a Eq. (3.8).

$$L = L_1 + L_2 \cos \theta \quad (3.8)$$

A relação entre os canais é mostrada na Eq. (3.9).

$$v = \left(\frac{L_1}{L_2} \right) \quad (3.9)$$

Consequentemente, o comprimento do canal principal é dado pela Eq. (3.10):

$$L_1 = vL_2 \quad (3.10)$$

Com a determinação entre os comprimentos é possível estabelecer o comprimento total do canal pela Eq. (3.11):

$$L = vL_2 + L_2 \cos \theta \quad (3.11)$$

Assim, o comprimento da ramificação é obtido pela Eq. (3.12):

$$L_2 = \frac{L}{v + \cos \theta} \quad (3.12)$$

As Eqs. (3.13) e Eq. (3.14) apresentam a relação entre o diâmetro hidráulico do canal ramificado e o diâmetro do canal principal, respectivamente.

$$\omega = \left(\frac{D_{h1}}{D_{h2}} \right) \quad (3.13)$$

$$D_{h1} = D_{h2} \omega \quad (3.14)$$

Substituindo a Eq. (3.14) na Eq. (3.7), obtém-se:

$$V_f = \pi \frac{(\omega D_{h2})^2}{4} L_1 + 2\pi \frac{D_{h2}^2}{4} L_2 \quad (3.15)$$

desse modo, o diâmetro hidráulico da ramificação, D_{h2} , é determinado pela Eq. (3.16):

$$D_{h2} = \left[\frac{V_f}{\frac{\pi}{4} (\omega L_1 + 2L_2)} \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

3.3 Simulação numérica

3.3.1 Geração de malha

A escolha do tipo de elemento de malha, conforme a física do problema é fundamental para a sua solução. Os elementos de malha gerados nesse trabalho são tetraédricos e hexaédricos. Os elementos tetraédricos são selecionados devido a sua adaptação ao tipo de geometria. O *software* ANSYS MESHING® gera esse tipo de malha com algoritmos específicos. Os elementos hexaédricos possibilitam melhores soluções para problemas em que são conhecidas as propriedades físicas.

A qualidade da malha é avaliada conforme os parâmetros de ortogonalidade e *skewness* (assimetria). A ortogonalidade indica a distorção dos vetores da malha, por isso, o desejável para uma malha excelente é 1. Para a resolução do problema, a média da ortogonalidade ficou acima de 0,9. O *skewness* determina se a face da célula está próxima da idealidade. Valores próximos a 0 demonstram que a célula é equilátera, proporcionando uma qualidade excelente. A média dos problemas solucionados é abaixo de 0,15.

Em uma interface líquido-sólido, há a necessidade de geração de malha refinada próxima à parede. Por esse motivo, foi aplicado o método *inflation* com 5 camadas na parede do substrato, com uma taxa de crescimento de 10%.

3.3.2 Análise de avaliação da malha

O experimento de um trocador de calor, proposto por Gomes e Copetti (2017), com canais de 500 μm de largura (b) e 200 μm de altura (a) ($\alpha_c = 0,4$), o fluxo de calor de

16,5 Wcm⁻², com velocidade mássica de 3.514 kgm⁻²s⁻¹, foi replicado em uma simulação computacional no ANSYS FLUENT®19.2, utilizando a malha descrita anteriormente, para a validação da solução e da malha proposta para as simulações numéricas.

O método GCI (*Grid Convergence Index*), conforme apresentado por Celik *et al.* (2008), é utilizado para avaliar o teste de convergência de malha. Para esta pesquisa, em cada malha proposta, há relação de aumento de 1,5 do tamanho do elemento. O GCI requerido é inferior a 3%.

A Tabela 3.1 mostra a relação de malhas averiguadas. A malha de 132.922 elementos foi aprovada para aplicação da análise numérica e o tamanho máximo de elemento para essa malha foi de 0,3 mm.

Tabela 3.1 – Validação das malhas

Malha	Número de Elementos	GCI (%)
1	132.922	-
2	42.402	0,352
3	11.766	0,235

O erro relativo encontrado, considerando como parâmetro as temperaturas de saída do canal foi de 2,28% entre as análises numérica e a experimental. Com esse resultado, é possível afirmar que a malha criada através do módulo ANSYS MESHING® permite encontrar dados comparativos aos dados experimentais.

Deste modo, com o teste de convergência de malha e a comparação aos resultados experimentais, a malha 1, é exequível na análise computacional do escoamento monofásico do fluido em um trocador de calor de microcanais. A malha validada para a aplicação nas demais soluções é apresentada na Figura 3.5. Os elementos da malha nas bordas de contorno na região sólido-fluido possuem a mesma dimensão.

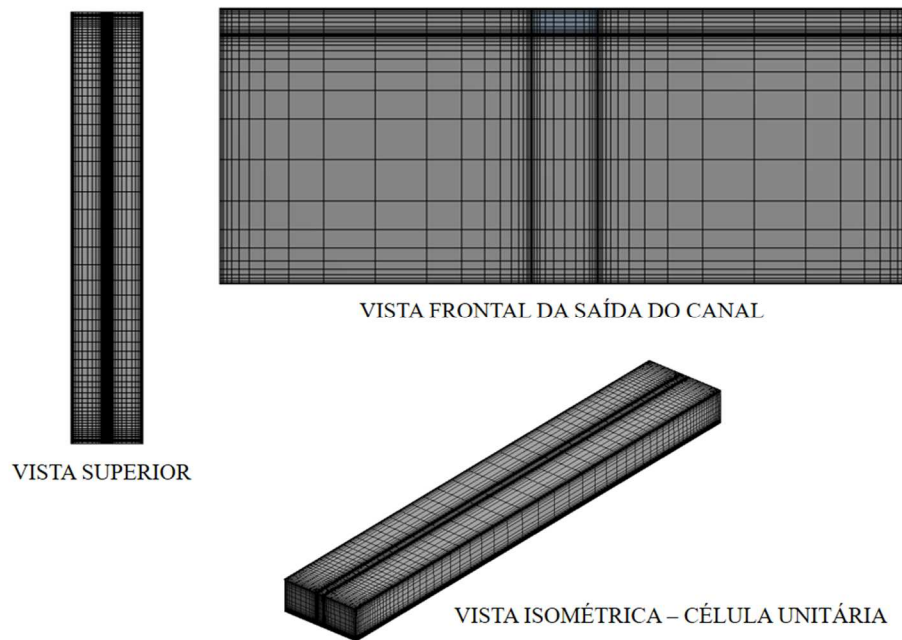


Figura 3.5 – Malha 1 aplicada na célula unitária para a solução numérica

3.3.3 Solução numérica

A simulação numérica foi resolvida com as equações governantes de conservação simultaneamente às condições de contorno, usando o pacote de *software* Fluent 19.2 baseado no método de volume finito (FVM) fundamentado na dinâmica de fluidos computacional (CFD). Seja o fluido, seja o sólido foram resolvidos simultaneamente como domínio único. O algoritmo *SIMPLE* e a discretização padrão foram escolhidos para resolver a descentralização do campo de fluxo e da pressão, respectivamente. A equação de momentum e energia é aproximada com o esquema de diferenciação de *upwind* de segunda ordem. As soluções são consideradas convergentes quando os valores do critério de convergência atingem 10^{-6} para todas as variáveis.

Na análise, as seguintes hipóteses são adotadas:

- (a) o regime é permanente;
- (b) com exceção da face do substrato, todo o sistema é isolado termicamente do ambiente externo;
- (c) a fonte de calor está em estado estacionário;
- (d) o sistema é simétrico;
- (e) as propriedades do substrato e do fluido são independentes.

Para todos os casos analisados, o fluido utilizado é a água e o substrato do trocador de calor de microcanais é de liga de prata. As propriedades iniciais dos materiais presentes na simulação são apresentadas na Tabela 3.2 para a temperatura de referência de 298,15 K.

Tabela 3.2 - Propriedades do fluido e do material do trocador de calor na temperatura de referência de 298,15 K

Elemento	cp (Jkg ⁻¹ K ⁻¹)	k (Wm ⁻¹ K ⁻¹)	ρ (kgm ⁻³)
Água	4182	0,6	998,2
Liga de Prata	235	418	10.490

As condições de contorno estabelecidas para a resolução do problema são a entrada do fluido, na face de entrada com a velocidade do fluido para o caso analisado a 293,15 K. Na base do trocador de calor está localizada a fonte de calor com fluxo de calor adequado para o caso. Na saída, a condição é de saída de velocidade mássica na mesma razão da entrada do fluido, ou seja, 1. As demais faces são consideradas adiabáticas.

As equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia, que descrevem o fenômeno no fluido podem ser expressas nas Eqs. (3.17) a Eq. (3.19).

$$\nabla(\rho\vec{V})=0 \quad (3.17)$$

onde \vec{V} é o vetor de velocidade.

$$\vec{\nabla}(\rho\vec{V})=-\nabla p+\nabla(\mu\nabla\vec{V}) \quad (3.18)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica.

$$\rho cp(\vec{\nabla}T)=k\nabla^2T \quad (3.19)$$

onde T é a temperatura.

Para o substrato de liga de prata, as equações de conservação da massa e da energia são determinadas pelas Eqs. (3.20) e (3.21), respectivamente:

$$\nabla(\rho\vec{V})=0 \quad (3.20)$$

$$k\nabla^2 T = 0 \quad (3.21)$$

3.4 Bancada experimental

Uma bancada experimental foi montada no Laboratório de Estudos Térmicos e Fluidodinâmicos (LETEF), na UNISINOS, para a realização dos testes experimentais.

A bancada experimental consiste em um sistema de circulação do fluido, a seção de teste (o trocador de calor de microcanais), o sistema de aquecimento, os instrumentos de medição e o sistema de aquisição e registro de dados. A Figura 3.6 apresenta o diagrama esquemático da bancada experimental, indicando o circuito de circulação de água, as ligações para aquisição de dados e os controladores de fluxo e potência.

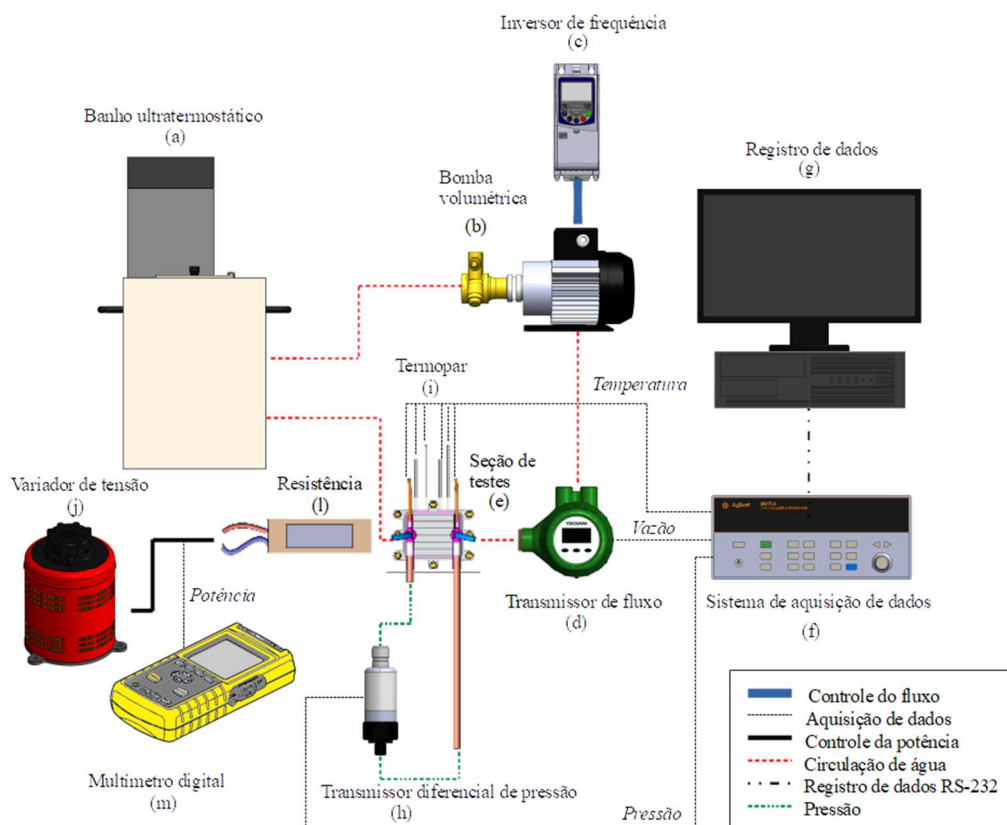


Figura 3.6 – Diagrama esquemático da bancada experimental: (a) banho ultratermostático; (b) bomba volumétrica; (c) inversor de frequência; (d) transmissor de fluxo; (e) seção de testes; (f) sistema de aquisição de dados; (g) registro de dados; (h) transmissor diferencial de pressão; (i) termopar; (j) variador de tensão; (l) resistência; (m) multímetro digital.

3.4.1 Sistema de circulação do fluido

A circulação do fluido refrigerante, água, é feita através de uma bomba volumétrica, da Interfluid, controlada por meio de um inversor de frequência, modelo CW500 da WEG, possibilitando que a bancada opere com ampla faixa de condições de vazão. A medida de vazão é obtida por transmissor de baixo fluxo, da Yokogawa, modelo EJX115A, para pressão diferencial de 2 – 100 kPa e vazão de água equivalente de 0,022 – 23 Lmin⁻¹, com precisão de $\pm 5\%$.

No circuito, a temperatura do fluido refrigerante é controlada por um banho térmico, da Quimis. A temperatura do fluido na entrada da seção de testes é fixada em 293,15 K (20 °C).

3.4.2 Seção de testes

A Figura 3.7 ilustra a seção de testes com o trocador de calor de microcanais, retos, entrada e saída centrais e os *plenums*, com o propósito de exemplificar a montagem da seção de testes. A seção de testes é composta pelo trocador de calor (substrato de prata) e os *plenums* de entrada e saída do fluido. Sobre o trocador de calor é fixada uma tampa transparente de policarbonato para visualização do escoamento, na qual serão posicionadas a entrada e a saída dos fluidos. A vedação é feita através de um canal com um *o-ring*. Além disso, no trocador de calor serão posicionados os termopares para medidas da temperatura da parede.

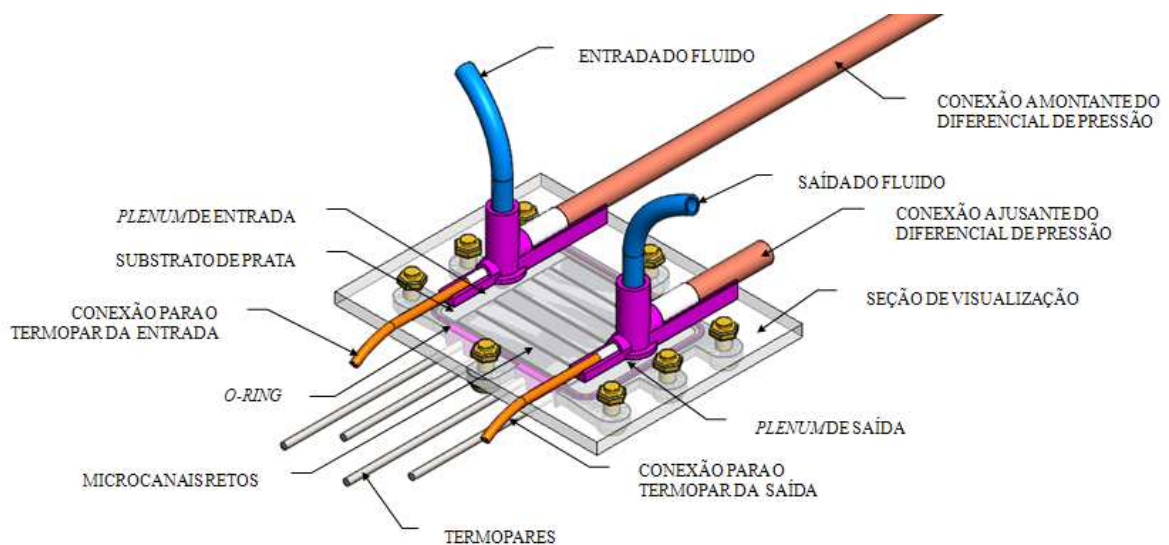


Figura 3.7 – Representação da seção de testes do trocador de calor de microcanais retos, com entrada/saída centrais e *plenum* retangular com cantos arredondados

3.4.3 Sistema de aquecimento

O trocador de calor de microcanais foi aquecido por uma resistência do tipo *thick film*. A carga da resistência é 1000Ω . O tamanho da resistência é de 50x50 mm. A sua função era simular o aquecimento de um *chip* de computador. A resistência foi posicionada na base do trocador de calor de microcanais e o ajuste da tensão da resistência foi realizado pelo variador de tensão monofásico (VARIAC), modelo SRV-5, da Chuan HSIN.

3.4.4 Termopares

Os termopares são do tipo E, da fabricante Ômega, montados a partir de fios cromel-constantan de 0,30 mm e encapsulados em um tubo de aço inoxidável de 1,6 mm de diâmetro e 55 mm de comprimento, conforme Figura 3.8. Os termopares atendem uma faixa de temperatura de 73,15 K até 1143,15 K. Um termopar foi posicionado no *plenum* de entrada e outro na saída do trocador de calor de microcanais. Ao longo do comprimento do microcanal, foram posicionados quatro termopares entre o sistema de aquecimento e a base do trocador de calor de microcanais. Um termopar foi utilizado para medição da temperatura ambiente.



Figura 3.8 – Termopar tipo E encapsulado

3.4.5 Transdutor de pressão

O transdutor de pressão diferencial foi instalado nos *plenums* de entrada e saída da seção de teste. O transdutor é da marca KELLER, modelo PD-41X, com operação de 0 até 50 mbar, com sinais de saída que variam de 0 a 10 V e uma margem de erro máximo de $\pm 0,3$ fundo de escala.

Devido às características de perda de pressão em vazões maiores, o transdutor de pressão foi substituído pelo modelo PD-23, também da fabricante KELLER, com operação de

0 até 200 mbar, com sinais de saída de 0 a 10 V e uma margem de erro máximo de $\pm 0,2$ fundo de escala.

3.4.6 Sistema de aquisição e registro de dados

Os dados de temperatura, diferencial de pressão e vazão foram adquiridos por meio de um sistema de aquisição de dados da fabricante Agilent, modelo 34970A, que se comunica com um computador por meio de uma interface RS-232. O software do sistema de aquisição é o *Bench Link Data Logger*, fornecido pela fabricante do equipamento. O equipamento converte os sinais de analógicos de entrada, dos sensores de pressão (do transdutor de pressão diferencial e do transmissor de baixo fluxo que converte medida de pressão em vazão) e temperatura, em sinais digitais, enviados via protocolo RS-232 ao computador. O software realiza a reconstrução do sinal com base em uma amostra, no caso, a curva de calibração de cada instrumento. O software também possibilita o registro dos dados.

Os dados de potência ativa, corrente e tensão do sistema de aquecimento foram adquiridos através do multímetro digital 43B, da fabricante Fluke.

3.5 Condições experimentais

Com o objetivo de analisar o comportamento do trocador de calor de microcanais para condições diferentes de velocidade mássica e fluxo de calor, foram propostas as condições operacionais para os testes apresentadas na Tabela 3.3 para a geometria de canais retos e a

Tabela 3.4 para a geometria em Y com um nível de ramificação. As condições de teste são diferentes para as duas geometrias, devido aos parâmetros geométricos que afetam as condições de testes.

Para a realização dos 30 testes de cada geometria, as condições iniciais são a temperatura da água no banho fixada em 293,15 K (20 °C) e a circulação da água nos canais começava quando a temperatura ao longo da parede do microcanais era equivalente a 343,15 K (70 °C). O valor de temperatura máxima é determinado pela temperatura máxima suportável pelos materiais utilizados na seção de teste, com os equipamentos pré-ajustados para faixas de fluxo de calor de 23,4 a 38,2 Wcm⁻² e velocidade mássica de 355 a 2.073,5 kgs⁻¹m⁻²

Para cada teste é garantida a condição de estabilização do sistema e os dados são coletados em um intervalo de tempo de 30 minutos. Os dados registrados de temperaturas,

diferencial de pressão, vazão e fluxo de calor são posteriormente tratados para a realização da análise.

Tabela 3.3 – Condições de teste para a geometria de canais retos

Caso	Vazão, Q [mlmin ⁻¹]	Velocidade mássica, G [kgm ⁻² s ⁻¹]	Potência, q_e [W]	Fluxo de calor, q'' [Wcm ⁻²]
1	29,43	359,01	62,37	23,34
2	52,62	642,09	62,37	23,34
3	74,43	908,27	62,37	23,34
4	94,43	1152,31	62,37	23,34
5	114,1	1392,4	62,37	23,34
6	29,26	356,95	69,46	26
7	52,61	642,02	69,46	26
8	74,15	904,72	69,46	26
9	94,53	1153,43	69,46	26
10	113,88	1389,71	69,46	26
11	29,16	355,74	74,9	28,03
12	52,57	641,46	74,9	28,03
13	74,14	904,63	74,9	28,03
14	94,6	1154,35	74,9	28,03
15	113,75	1388,16	74,9	28,03
16	28,62	349,09	78,9	29,53
17	52,64	642,35	78,9	29,53
18	74,24	905,89	78,9	29,53
19	94,57	1153,98	78,9	29,53
20	113,72	1387,78	78,9	29,53
21	29,14	355,42	81,25	30,41
22	52,7	643,04	81,25	30,41
23	74,27	906,28	81,25	30,41
24	94,62	1154,57	81,25	30,41
25	113,67	1387,23	81,25	30,41
26	29,09	354,91	84,17	31,5
27	52,79	644,06	84,17	31,5
28	74,29	906,48	84,17	31,5
29	94,98	1159,01	84,17	31,5
30	113,61	1386,4	84,17	31,5

Tabela 3.4 – Condições de teste para a geometria em Y com um nível de ramificação

Caso	Vazão, Q [mlmin ⁻¹]	Velocidade mássica, G [kgm ⁻² s ⁻¹]	Potência, q_e [W]	Fluxo de calor, q'' [Wcm ⁻²]
1	26,99	523,37	62,37	28,29
2	49,76	965,01	62,37	28,29
3	70,65	1370,24	62,37	28,29
4	88,11	1708,69	62,37	28,29
5	107,14	2077,96	62,37	28,29
6	27,57	534,54	69,46	31,50
7	49,76	965,03	69,46	31,50
8	70,54	1367,87	69,46	31,50
9	88,22	1710,85	69,46	31,50
10	106,94	2074,08	69,46	31,50
11	27,53	533,69	74,90	33,97
12	48,84	947,22	74,90	33,97
13	70,46	1366,40	74,90	33,97
14	89,02	1726,44	74,90	33,97
15	106,98	2074,94	74,90	33,97
16	27,54	533,86	78,90	35,78
17	49,90	967,74	78,90	35,78
18	70,44	1366,03	78,90	35,78
19	89,45	1734,72	78,90	35,78
20	106,77	2070,94	78,90	35,78
21	27,52	533,55	81,25	36,85
22	49,90	967,80	81,25	36,85
23	70,34	1364,19	81,25	36,85
24	89,49	1735,52	81,25	36,85
25	106,74	2070,30	81,25	36,85
26	27,80	539,02	84,17	38,17
27	50,04	970,36	84,17	38,17
28	70,20	1361,49	84,17	38,17
29	89,56	1736,82	84,17	38,17
30	106,88	2073,08	84,17	38,17

3.5.1 Tratamento de dados

A potência aplicada ao sistema, ou a taxa de calor, q_e , é calculada com base na Eq. (3.22):

$$q_e = UI \quad (3.22)$$

onde U é a tensão aplicada e, I , a corrente.

A taxa de calor pode ser comparada à taxa recebida pelo fluido, q_r , através do balanço de energia da Eq. (3.23):

$$q_r = \dot{m}cp\Delta T \quad (3.23)$$

sendo cp o calor específico na temperatura média e o ΔT a diferença entre a temperatura de saída e de entrada do fluido. Com base na vazão de entrada é possível obter a taxa de massa, conforme a Eq. (3.24):

$$\dot{m} = Q\rho \quad (3.24)$$

onde Q é a vazão.

O fluxo de calor, q'' , é dado pela Eq. (3.25):

$$q'' = \frac{q}{A_{\text{sup}}} \quad (3.25)$$

onde A_{sup} é a área da superfície aquecida dos canais (KANDLIKAR *et al.* 2006), ou obtida pela Eq. (3.26):

$$A_{\text{sup}} = (2b\eta_f + a)nL \quad (3.26)$$

onde η_f é a eficiência da aleta. O comprimento da aleta corresponde à altura do canal, a , a espessura da aleta, s , corresponde à dimensão entre dois canais. Assim, a eficiência do canal, considerando extremidade adiabática, é dada pela Eq. (3.27):

$$\eta_f = \frac{\tanh(mba)}{mba} \quad (3.27)$$

onde o parâmetro mb é determinado pela Eq. (3.28):

$$mb = \left(\frac{2h}{k_s s} \right)^{1/2} \quad (3.28)$$

onde k_s a condutividade térmica do material e s a espessura da aleta ou o espaçamento entre dois canais.

Em geral, os trabalhos generalizam a questão da vazão trabalhando com a velocidade mássica, dada pela Eq. (3.29):

$$G = \frac{\dot{m}/n}{A_{esc}} \quad (3.29)$$

onde \dot{m} é a taxa de massa por canal e a A_{esc} é a área da seção de escoamento do canal é estabelecida conforme a Eq. (3.30).

$$A_{esc} = ab \quad (3.30)$$

O regime de escoamento é caracterizado pelo número de Reynolds, descrito pela Eq. (3.31):

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (3.31)$$

onde o principal parâmetro do trocador de calor é o diâmetro hidráulico, que para canais retangulares é obtido pela Eq. (3.32):

$$D_h = \frac{2ab}{a+b} \quad (3.32)$$

O coeficiente de transferência de calor convectivo local, h_x , pode ser determinado a partir da equação da lei resfriamento de Newton para convecção, ou pela Eq. (3.33):

$$q'' = h_x(T_{sup,x} - T_{f,x}) \quad (3.33)$$

sendo $T_{sup,x}$ a temperatura da superfície do trocador medida na posição x e $T_{f,x}$ a temperatura do fluido na mesma posição, que é calculada a partir da temperatura de entrada do fluido, T_e , de acordo com a Eq. (3.34) para a condição de fluxo de calor constante na parede:

$$T_{f,x} = T_e + \frac{q''Px}{\dot{m}c_p} \quad (3.34)$$

onde P é o perímetro da seção de escoamento e x , a posição do termopar na parede.

O coeficiente de transferência de calor médio é obtido a partir da média dos quatro coeficientes locais, estimados com base nos dados dos quatro termopares distribuídos em posições diferentes ao longo dos trocadores de calor de microcanais. Desta forma, é assumida a condição de simetria para os microcanais do trocador de calor.

O número de Nusselt pode ser determinado pela Eq. (2.23). Posteriormente, este número pode ser usado para comparação com as correlações teóricas propostas para Nu e predição do coeficiente de transferência de calor.

Para os canais em Y, não foi encontrado referência para o tratamento de dados, para a definição dos parâmetros do trocador de calor, as características geométricas são resolvidas pelo somatório do canal principal e das duas ramificações.

3.5.2 Incertezas de medição

As incertezas do coeficiente de transferência de calor e dos demais parâmetros utilizados no seu cálculo foram determinadas por meio do método das incertezas propagadas, conforme apresentado por Bevington e Robinson (2003). Os cálculos são apresentados no Apêndice-A sobre as incertezas de medição e o Apêndice-B que apresenta a calibração e o cálculo de incerteza dos termopares.

4 RESULTADOS

4.1 Resultados numéricos

A análise das geometrias dos canais, retangular (Figura 3.2b) e arredondada (Figura 3.2c) foi realizada considerando a condição de simetria dos canais do trocador de calor, por isso, apenas um canal é avaliado na simulação numérica com um volume do fluido constante de 5 mm^3 , conforme observado experimentalmente por Gomes e Copetti (2017). A temperatura de entrada do fluido foi de $291,15 \text{ K}$, a velocidade mássica foi de $3.514 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, o fluxo de calor do sistema foi de $16,5 \text{ Wcm}^{-2}$, vistas como as condições globais. Embora, para análise individual de cada canal, o fluxo de calor considerado foi de $2,35 \text{ Wcm}^{-2}$.

Na Figura 4.1 é mostrada a temperatura média do fluido na saída considerando o impacto da variação da geometria dos canais, para razões de aspecto, α_c , entre 0,5 a 3 para a geometria 1, de canais retangulares. Já na Figura 4.2, as razões de aspecto variaram de 0,8 a 3 para a geometria 2, de canais arredondados. Em ambos os casos, as relações de volume, ϕ , utilizadas foram de 0,00142, 0,005, 0,08 e 0,1 devido às condições geométricas. A relação β permaneceu constante de 0,3578.

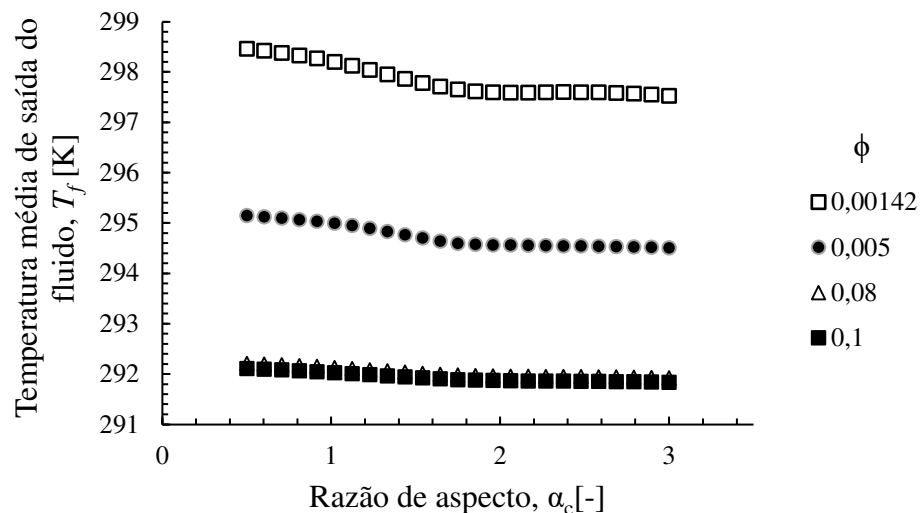


Figura 4.1 - Temperatura média de saída do fluido para diferentes razões de aspecto da geometria 1 – canais retangulares

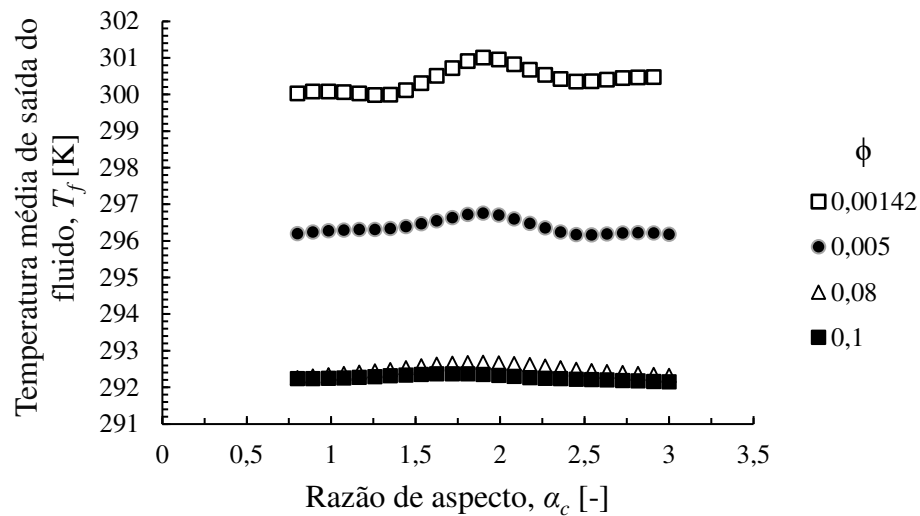


Figura 4.2 - Temperatura média de saída do fluido para diferentes razões de aspecto da geometria 2 – canais arredondados

Na geometria 1, os maiores valores alcançados para a temperatura média de saída da água ficaram na faixa de 0,5 a 0,8 da razão de aspecto. Para a geometria 2, os maiores valores de temperatura média do fluido estão entre a razão de aspecto de 1,7 e 2, indicando que nessa etapa há uma configuração geométrica que permite uma elevação da temperatura de saída. Uma elevação na saída da temperatura do fluido indicaria uma transferência de calor efetiva, de acordo com Peng e Peterson (1996).

Miecoanski e Errera (2017) encontraram valores de temperatura de saída do fluido de 302 K a 312 K, em uma variação de altura e largura de um canal retangular cobrindo a faixa de razão de aspecto de 0,5 a 3, além disso, utilizaram uma relação constante entre o volume do sólido e o volume do fluido de 0,7 e um fluxo de calor de 100 Wcm^{-2} . O objetivo era aumentar a temperatura de saída do fluido em um dissipador para uma célula fotovoltaica de concentração, resfriando-a e permitindo que a mesma trabalhasse em uma temperatura de operação segura.

Como a maior temperatura de saída do fluido é encontrada para a relação de $\phi = 0,00142$, o coeficiente de transferência de calor convectivo para cada canal é avaliado para esse parâmetro e $\alpha_c = 0,5-3$ para geometria 1, e de $\alpha_c = 0,8-3$ para geometria 2 (Figura 4.3).

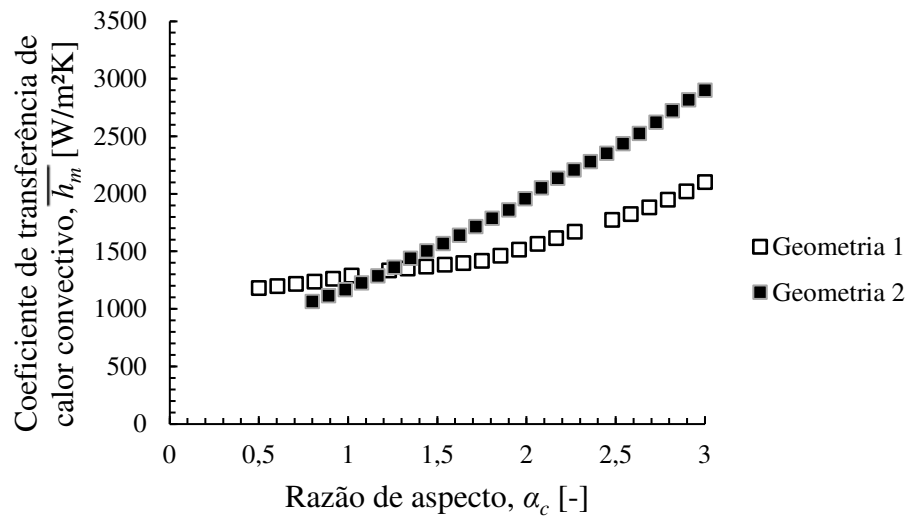


Figura 4.3- Coeficiente de transferência de calor convectivo médio para as geometrias de canal 1 - retangular e 2 - arredondada, com diferentes razões de aspecto

O coeficiente de transferência de calor aumenta com a variação da razão de aspecto para ambas geometrias. No entanto, a geometria 2 alcança valores superiores em relação à geometria 1. No caso específico de $\alpha_c = 3$, ou seja, no ponto onde os coeficientes de transferência de calor convectivo atingiram os seus maiores valores dentro da faixa de razão de aspecto testada, para geometria 1, canais retangulares, $h = 2.101,17 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, enquanto a geometria 2, canais arredondados, $h = 2.899,30 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Na Figura 4.4 é apresentada a distribuição de temperatura da superfície ao longo do comprimento do canal para cada geometria, considerando $\alpha_c = 3$, pois, como visto anteriormente, essa razão de aspecto apresenta o maior coeficiente de transferência de calor. Nesta condição a largura do canal é $b = 182,57 \mu\text{m}$ a altura é $a_c = 547,72 \mu\text{m}$ para a geometria 1 e para a geometria 2. Este resultado está de acordo com Kandlikar *et al.* (2006) que indicam que um canal mais profundo e estreito é mais vantajoso para a transferência de calor que um canal raso e mais largo. Os termopares estão distribuídos na entrada e saída do microcanal e um na posição central do microcanal

O número de canais ideal para o trocador de calor de microcanais com base na otimização da razão de aspecto, é acima de 7 canais para ambas geometrias.

Na posição inicial, a diferença de temperatura da superfície do canal entre a geometria 1 e a geometria 2 é mínima. O mesmo comportamento ocorre na posição central do canal, no entanto, na posição final do canal, ou seja, na posição de saída do fluido a diferença de temperatura entre a geometria 1 e a geometria 2 é acentuada.

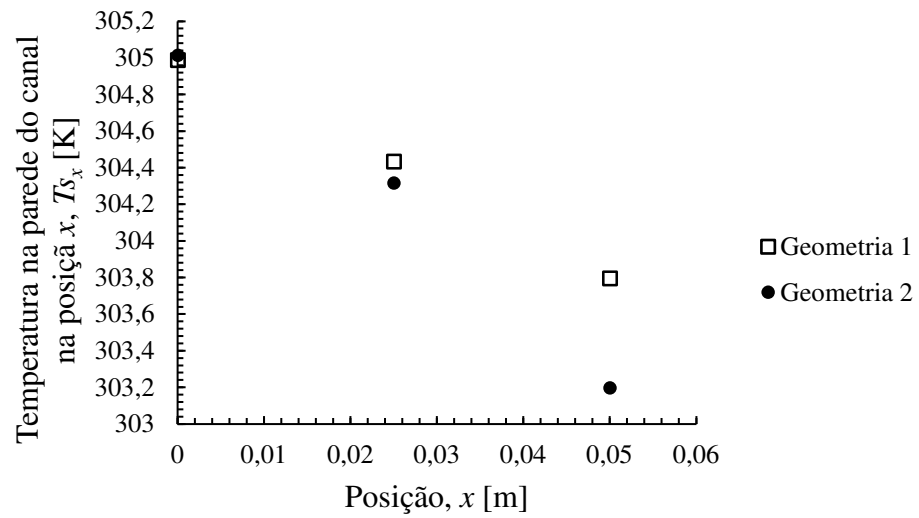


Figura 4.4 – Temperatura na parede do canal em diferentes posições ao longo do comprimento do microcanal para as geometrias 1 e 2 e $\alpha_c = 3$

Nas Figura 4.5 e Figura 4.6 são mostradas as distribuições de temperatura nas faces de entrada e saída do líquido para $\alpha_c = 3$, com um $\phi = 0,00142$, considerando as geometrias 1 e 2, respectivamente.

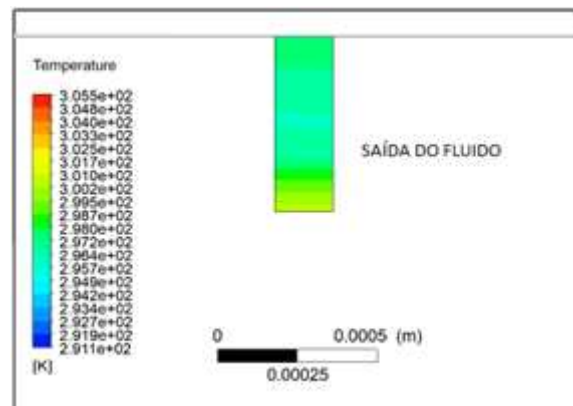


Figura 4.5- Distribuição de temperatura nas faces de entrada e saída da geometria 1

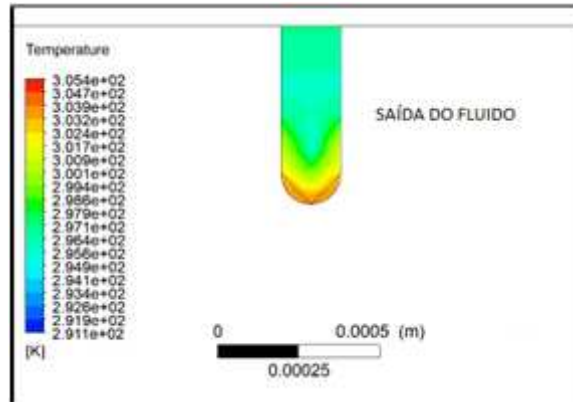


Figura 4.6 – Distribuição de temperatura nas faces de entrada e saída da geometria 2

Como observado nas Figura 4.5 e Figura 4.6, o centro do fluido é o local com a menor temperatura. A distribuição de temperatura no fluido da geometria 1, com canais retangulares, apresenta homogeneidade. Na geometria 2, com canais arredondados, é possível analisar temperaturas superiores na camada do fluido em contato com superfície do sólido, devido ao seu formato geométrico. Enquanto a temperatura da geometria 1 apresenta uma temperatura média de saída do fluido de 297,52 K, para a mesma relação de aspecto, a geometria 2 apresenta uma temperatura média de saída do fluido de 300,45 K.

As Figura 4.7 e Figura 4.8 apresentam os perfis da vista superior de temperatura na parte sólida do trocador de calor das geometrias 1 e 2, respectivamente, considerando $\alpha_c = 3$ e $\phi = 0,00142$. Conforme o fluido entra nos canais, transcorre o resfriamento do sólido à medida que o fluido percorre o comprimento do canal, a dissipação de calor não é mais efetiva devido ao aquecimento do mesmo e a região de saída possui temperatura mais elevada no sólido.

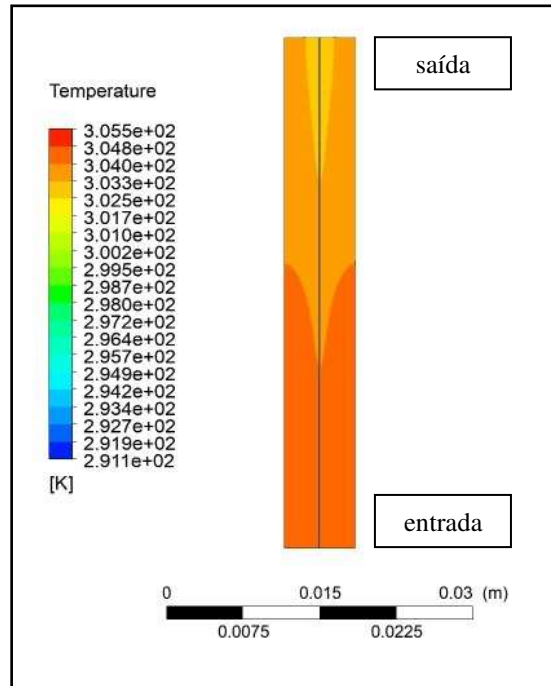


Figura 4.7 - Distribuição de temperatura no substrato para a geometria 1

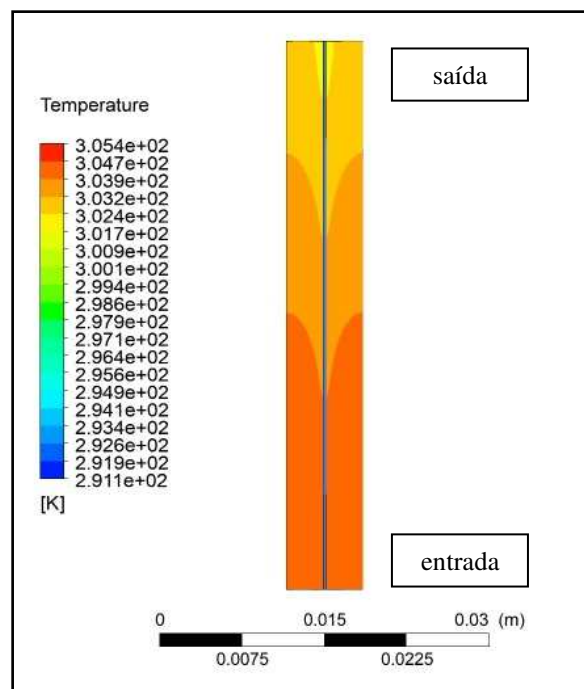


Figura 4.8 – Distribuição de temperatura no substrato para a geometria 2

Para $\alpha_c = 3$, a temperatura média da superfície do trocador de calor é de 304,4 K para a geometria 1 e 304,17 K para a geometria 2. Dos casos testados, a maior temperatura média no substrato é de 310,62 K para a geometria 1 e de 315,02 K para a geometria 2, quando $\alpha_c = 8$.

Na análise numérica dos microcanais, é possível observar que a transferência de calor é mais eficiente para a geometria arredonda. A melhor relação entre a largura e a altura do

canal, ou a razão de aspecto para duas geometrias é de 3, não sendo possível uma verificação de outros intervalos superiores a 3 devido às condições geométricas preestabelecidas. O canal que apresentou melhor desempenho na transferência de calor possui uma razão de aspecto 3 e geometria arredondada, resultando em um coeficiente de calor convectivo de 2.899,30 W/m²K. No entanto, por questões de fabricação, a geometria do canal será retangular.

4.2 Canais ramificados

Como a razão de aspecto que apresentou o melhor desempenho é a de $\alpha_c = 3$, o tamanho do canal estabelecido para a fabricação é de largura de 182,57 μm e altura de 547,72 μm . Em vista disso, é possível analisar numericamente o mesmo canal com ramificação de um nível, investigando a influência do ângulo, θ , comprimento de ramificação, L_2 , e diâmetro da ramificação, D_{h2} , conforme Figura 3.3 que permita o maior coeficiente de transferência de calor convectivo. Para determinar o diâmetro hidráulico da ramificação, foi necessário fixar a altura do canal em 547,72 μm , para que não houvesse interferência da altura no escoamento do fluido e facilitasse a fabricação.

O canal ramificado foi analisado numericamente para um intervalo da relação dos comprimentos, v , de 0,1 até 0,9, ângulos de ramificação, θ , de 5, 10, 12,5, 15 e 20° e relação de diâmetros fixa de $\omega = 1$. Na Figura 4.9 é apresentado coeficiente de transferência de calor convectivo, obtido pela média entre a entrada e a saída para estas condições. Os valores testados são selecionados em consequência das condições geométricas dos canais.

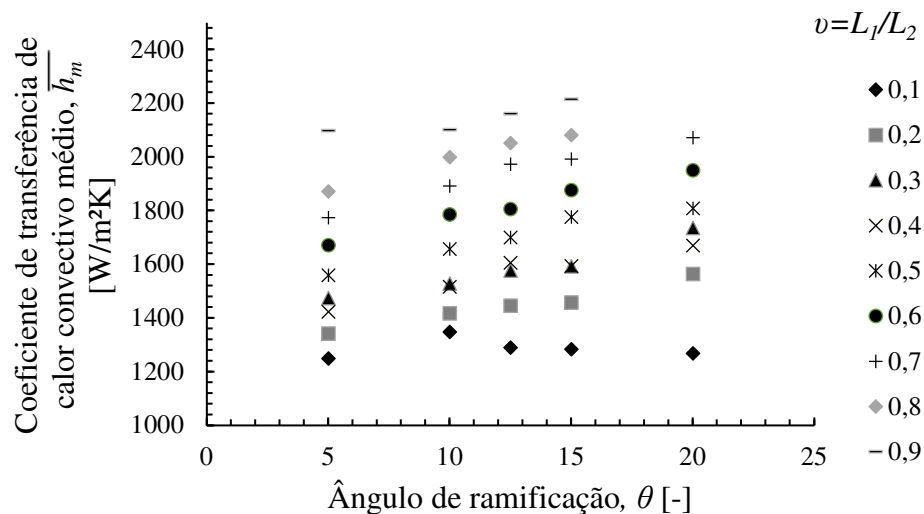


Figura 4.9 – Coeficiente de transferência de calor convectivo médio para um canal ramificado em diferentes ângulos (θ) e relações de (v) em uma relação de $\omega = 1$, para a primeira saída

Os valores mais altos do coeficiente convectivo ocorreram para a relação de v de 0,9, para os ângulos (θ) de 12,5 e 15°. Geometricamente não é possível a aplicação das relações de 0,8 e 0,9 de v , para o ângulo de ramificação de 20°.

Entende-se que as relações de maiores v possibilitam maiores coeficientes de transferência de calor convectivo. Para o caso, de $\omega = 1$, o maior coeficiente convectivo encontrado é de $2215,36 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ para um θ de 15° e v de 0,9.

A Figura 4.10 apresenta os coeficientes de transferência de calor em função da variação da relação dos diâmetros ω , e de comprimento v , para $\theta=15^\circ$. é possível avaliar que a relação de comprimentos de $v = 0,9$ apresentou os maiores coeficientes de calor convectivo, nas relações de diâmetro de 1,25, para as demais relações, o melhor $v = 0,8$. Para todas os casos testados, o melhor resultado é de $2.408,70 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, obtido com a relação de $\omega = 1,25$ e $v = 0,8$.

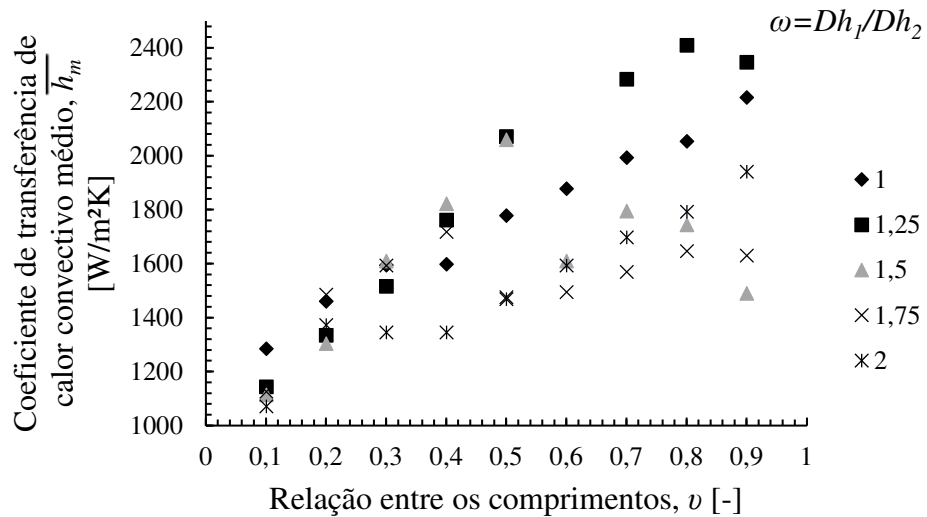


Figura 4.10 - Coeficiente de transferência de calor convectivo médio para um canal ramificado em diferentes relações entre os comprimentos (v) e relações de diâmetros (ω) em um ângulo $\theta = 15^\circ$

4.2.1 Análise da geometria dos *plenums* e a posição de entrada/saída do fluido

Na definição do projeto do trocador de calor, é fundamental o estudo da geometria do *plenum* e a posição de entrada e saída do fluido, para isso, emprega-se a simulação numérica. Para a investigação da geometria que permite uma distribuição uniforme de velocidade no trocador de calor, maiores coeficientes de transferência de calor e menores perdas de pressão, a velocidade de entrada do fluido foi fixada em $0,68 \text{ ms}^{-1}$ com temperatura de entrada de

291,15 K. Foram testadas as seguintes configurações: modelo A- *plenum* retangular com cantos arredondados e entrada e saída central, modelo B- *plenum* em arco com cantos arredondados e entrada e saída central, modelo C- *plenum* retangular com cantos arredondados e entrada e saída deslocadas e o modelo D- *plenum* em arco com cantos arredondados e entrada e saída deslocadas

A Figura 4.11 e a Figura 4.12 exibem o comportamento do escoamento do fluido nas diferentes propostas do trocador de calor, canais retos e ramificados, respectivamente, tal como, o perfil de velocidade do fluido.

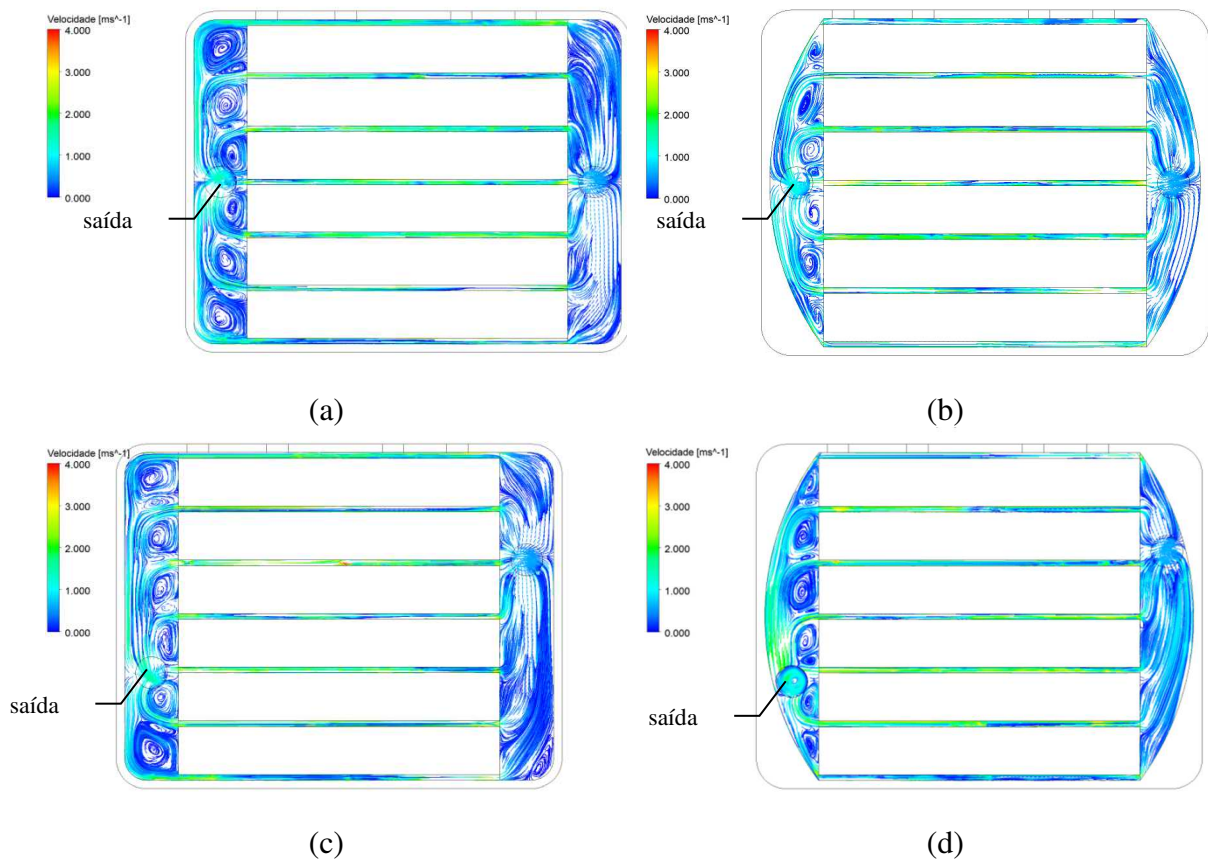


Figura 4.11 – Análise numérica do perfil de velocidade do *plenum* e da posição da entrada e a saída do trocador de calor de geometria com canais retos: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D

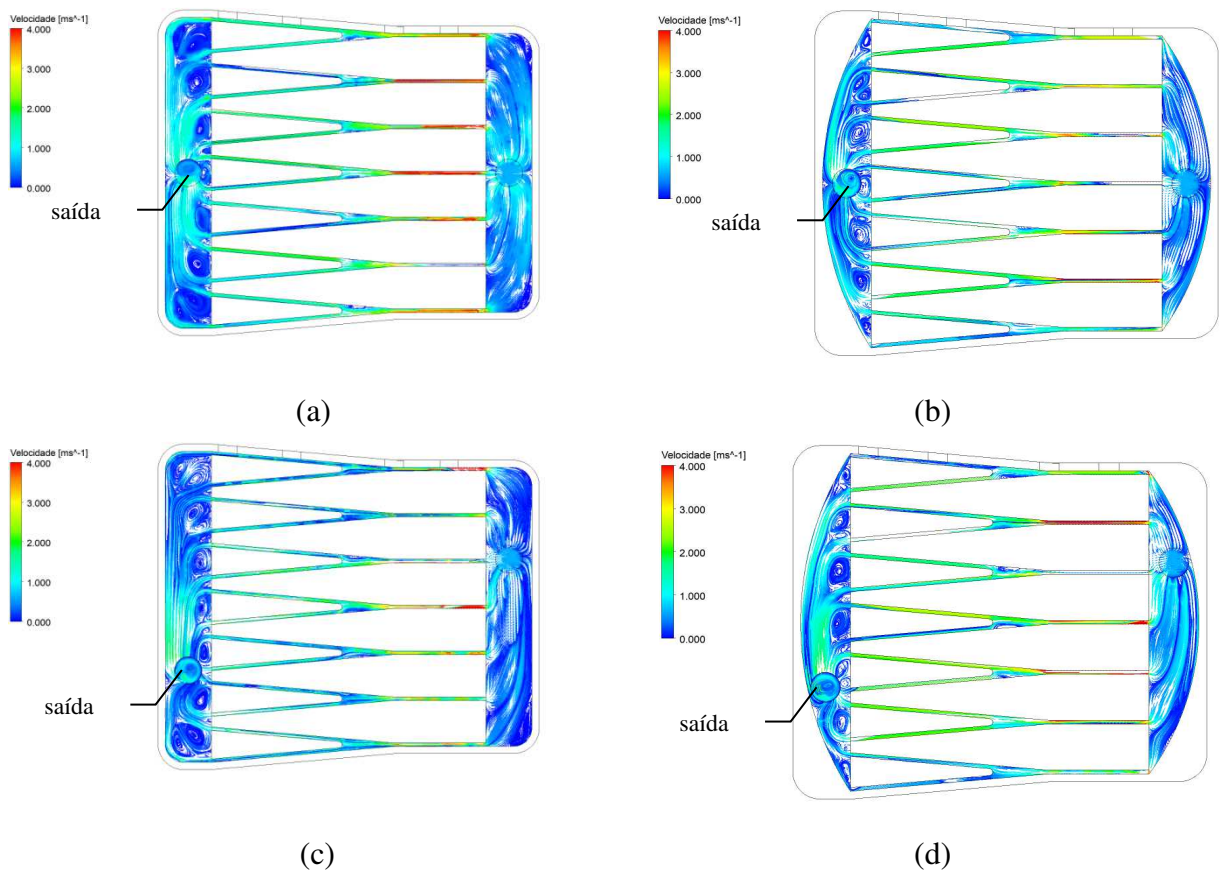


Figura 4.12 - Análise numérica do perfil de velocidade do *plenum* e da posição da entrada e a saída do trocador de calor de geometria com canais em Y com um nível de ramificação:

(a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D

Em todas as propostas de geometria, existem zonas de recirculação do fluido, principalmente, na saída do trocador de calor. No *plenum* retangular com cantos arredondados há uma zona de recirculação nos cantos do mesmo.

É possível afirmar que os padrões geométricos de *plenum*, a posição e a saída do fluxo afetam diretamente o perfil de velocidade. Tendo em vista os diferentes perfis de velocidade proporcionados pelas propostas e as recirculações do fluido vistas anteriormente, a velocidade média da entrada e da saída do escoamento são apresentadas na Figura 4.14 e na Figura 4.15, para canais retos e ramificados, respectivamente. A posição do canal é relativa ao número do canal, conforme a Figura 4.13.

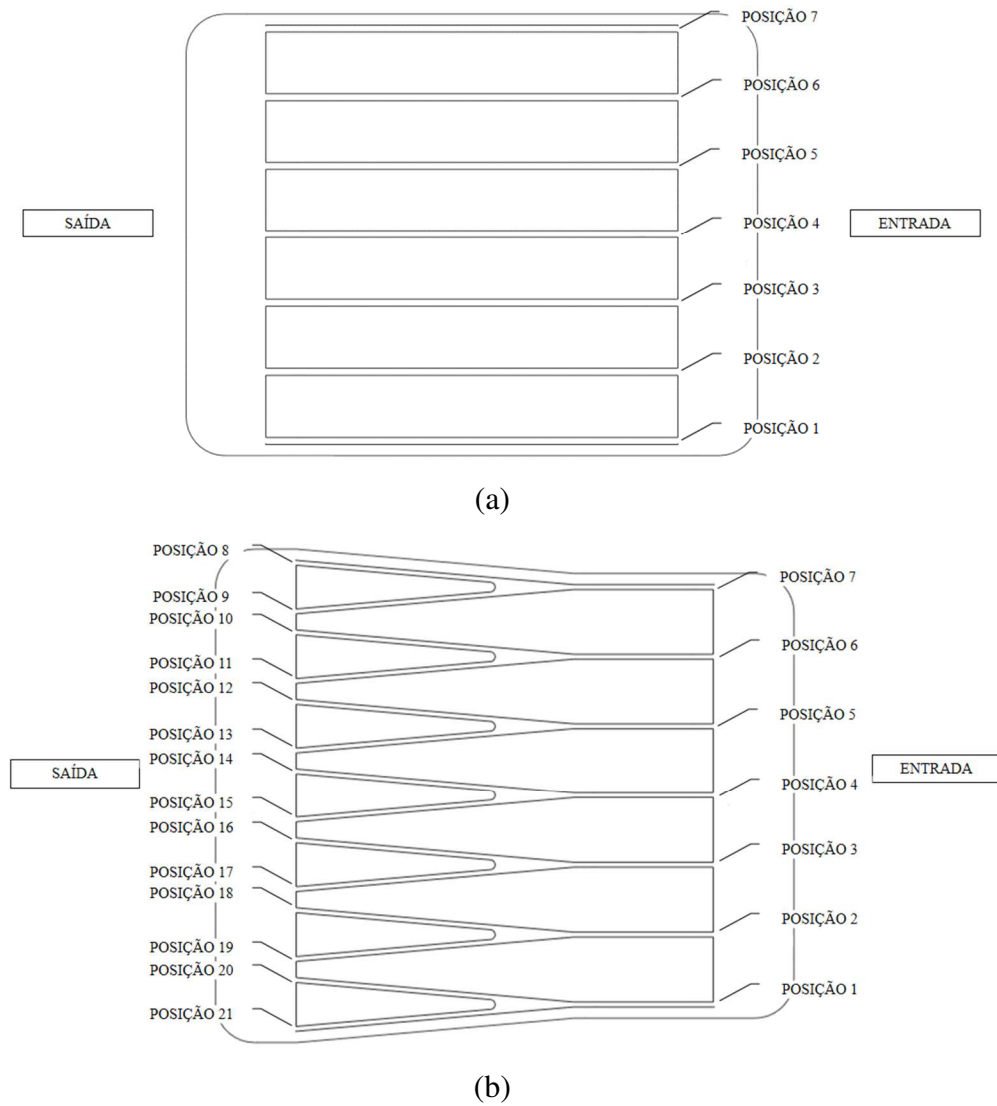
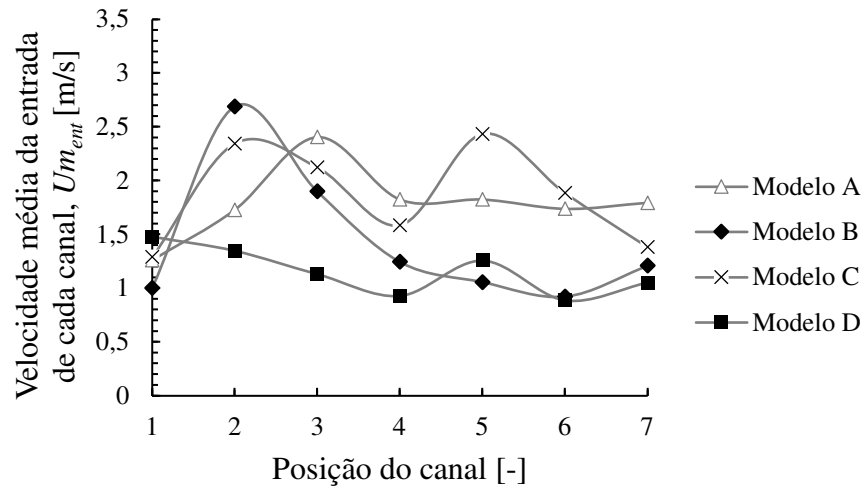
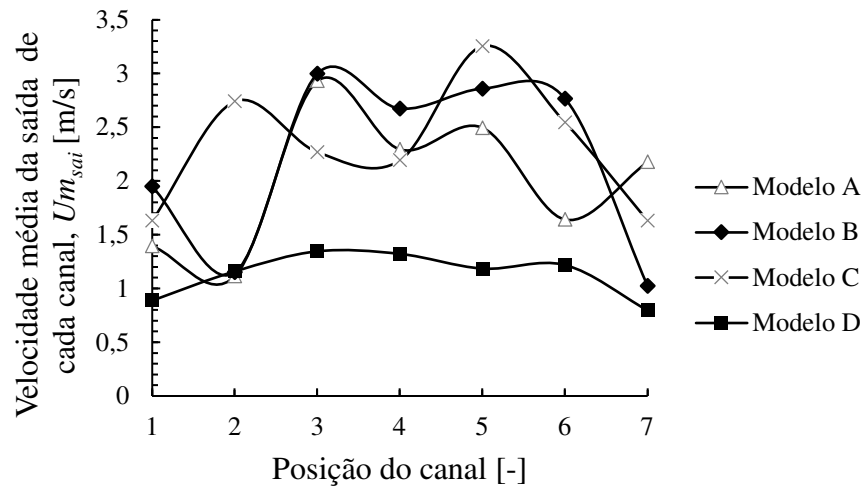


Figura 4.13 – Identificação da posição do canal: (a) geometria de canais retos; (b) geometria de canais em Y com um nível de ramificação

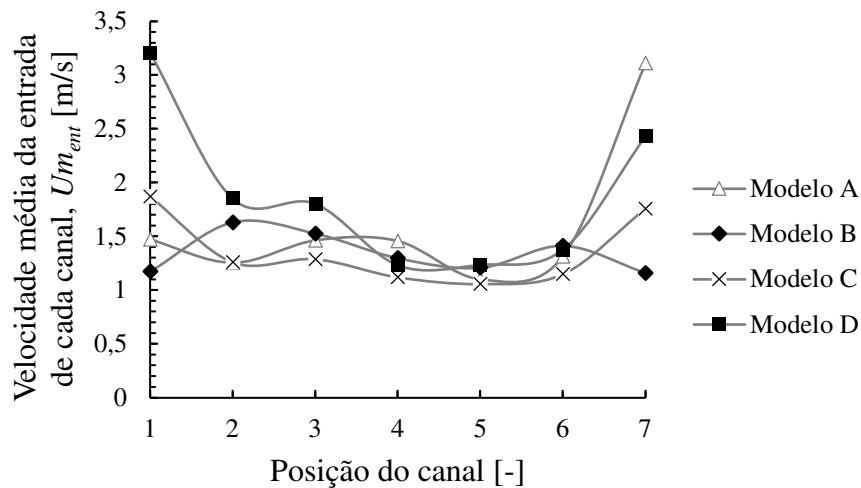


(a)

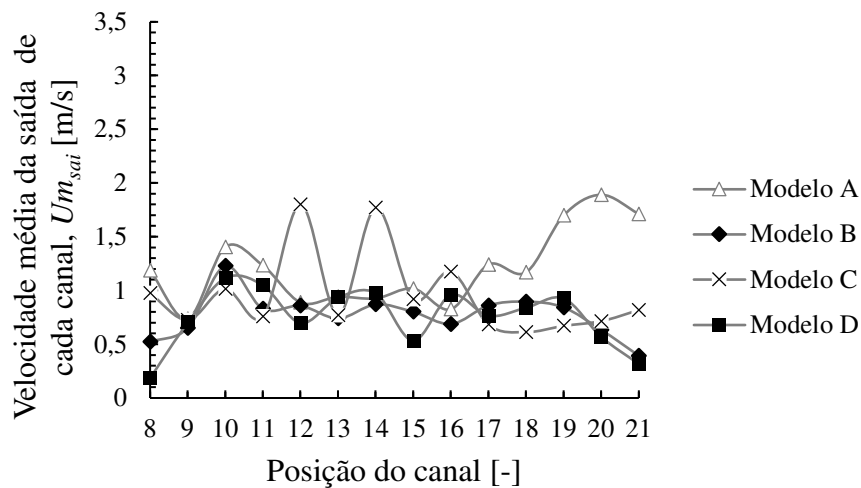


(b)

Figura 4.14 – Velocidade média do fluido para a geometria de canais retos: (a) entrada do canal; (b) saída do canal



(a)



(b)

Figura 4.15 – Velocidade média do fluido para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação: (a) entrada do canal; (b) saída do canal

Nas zonas de entrada, para as duas propostas de geometrias de canais são alcançados os maiores valores de velocidade. A distribuição da velocidade do fluido modifica-se com a posição de entrada/saída. Para a posição central, as velocidades médias são maiores nos canais centrais e para a posição deslocada, nos canais extremos da velocidade. A faixa de velocidade variou de $0,19 \text{ ms}^{-1}$ até $3,26 \text{ ms}^{-1}$. A menor velocidade é vista nos canais externos do modelo D dos canais em Y, na posição 8 a velocidade é de $0,19 \text{ ms}^{-1}$ e na posição 21 é de $0,32 \text{ ms}^{-1}$. A maior velocidade é registrada na saída, posição no modelo C da geometria de canais retos.

A geometria de canais retos apresenta a velocidade média de saída maior que a geometria de canais em Y, para todos os modelos. As velocidades médias de entrada dos

canais são semelhantes para todas as configurações geométricas, em consequência da bifurcação, a velocidade de saída é menor.

As zonas de recirculação do fluido afetam diretamente o perfil das velocidades médias na saída dos canais. Porém, o comportamento dos modelos é aleatório, percebe-se que próximo a entrada e a saída do fluido há picos de velocidade nos canais, mas esses não acontecem logo no canal posicionado a frente da entrada ou da saída.

Em relação à distribuição de temperatura no fluido do trocador de calor de microcanais, a Figura 4.16 e a Figura 4.17, apresentam os resultados da simulação numérica para canais retos e ramificados, respectivamente, considerando os 4 modelos geométricos.

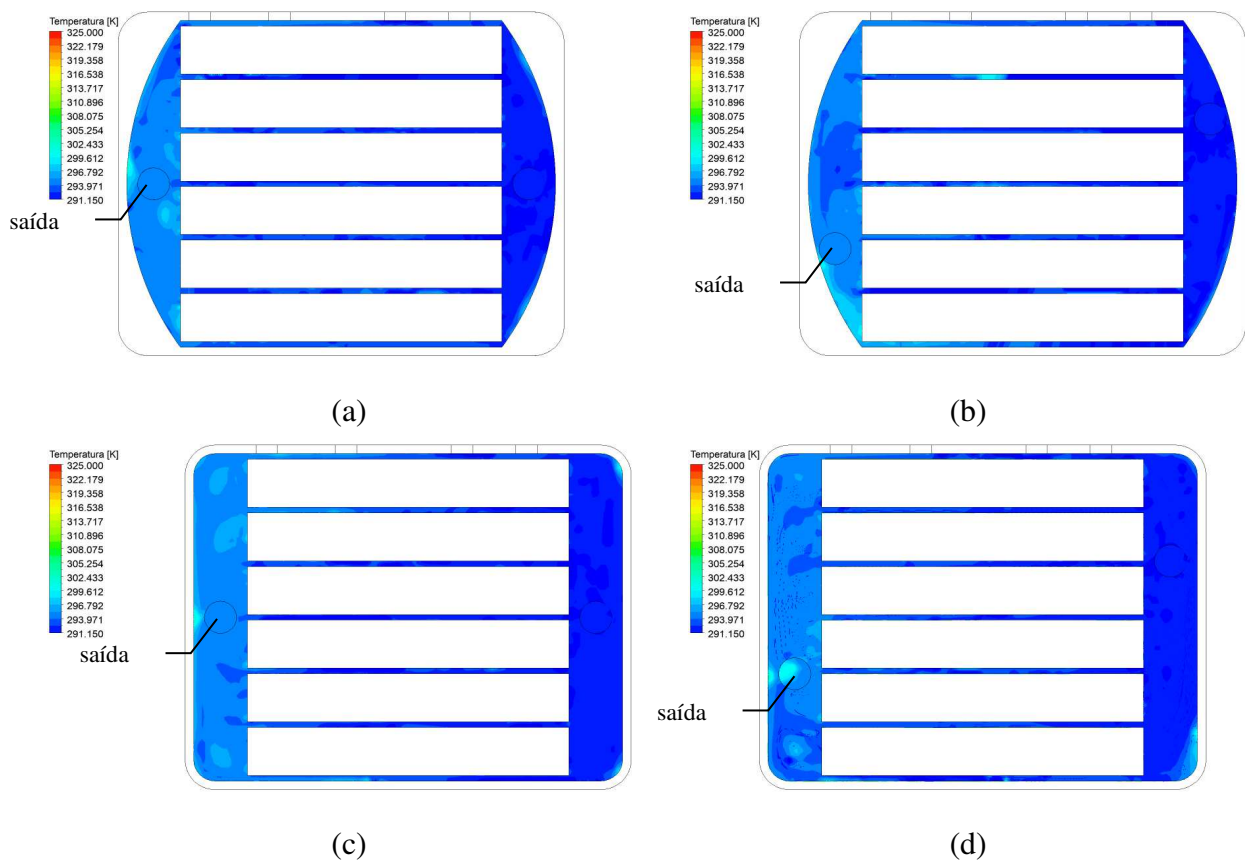


Figura 4.16 – Temperatura do fluido para a geometria de canais retos: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D

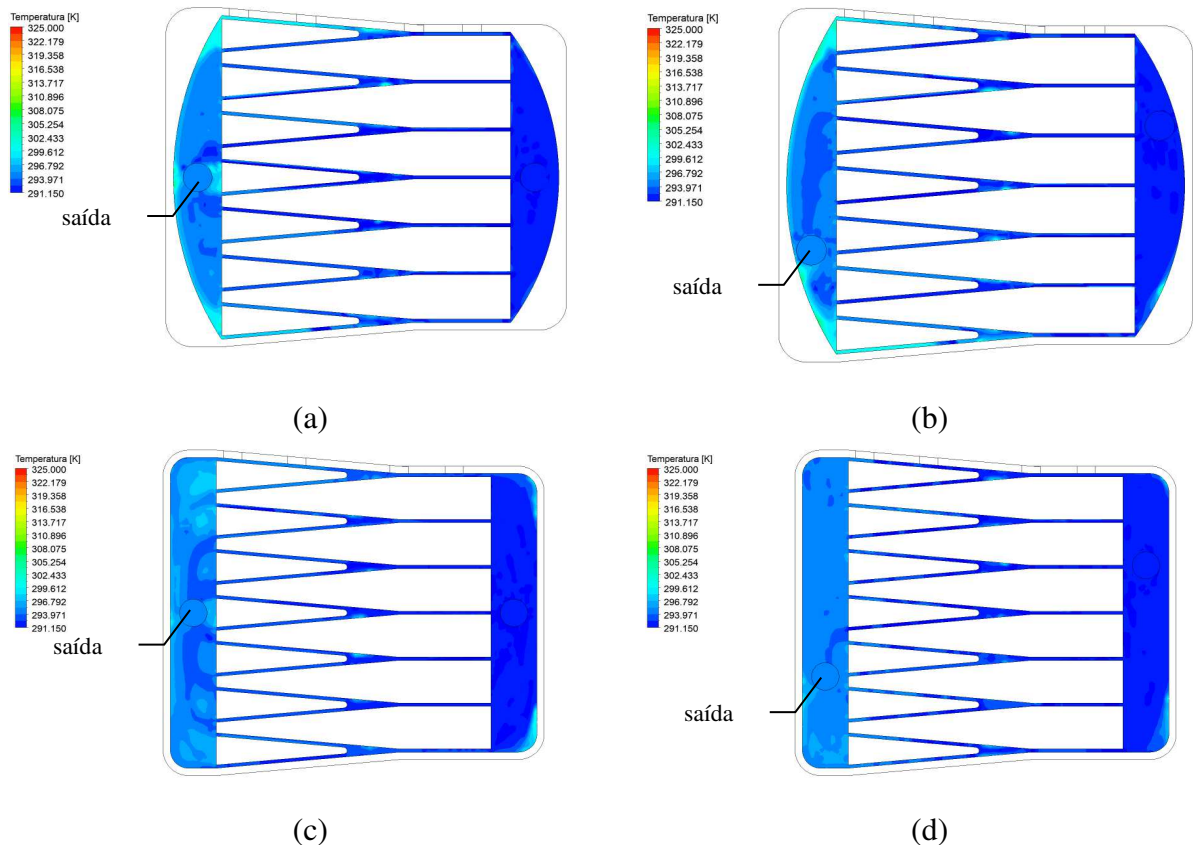


Figura 4.17 – Temperatura do fluido para a geometria em Y com um nível de ramificação:
 (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D

Verifica-se que nos modelos com o *plenum* retangular com cantos arredondados, o fluido apresenta aquecimento nas laterais. Na avaliação dos vetores de velocidade nesse ponto aparecem zonas de recirculação do fluido. Essa situação também, é visível na saída dos canais. Assim, pode-se afirmar que uma zona de recirculação de fluido ocasiona uma temperatura local do fluido mais elevada. Nas geometrias com o *plenum* em arco, a saída apresenta pontos de temperaturas mais elevados próximos as paredes do *plenum*, em comparação com os vetores de velocidade, são nesses pontos de saída do *plenum* que há uma menor velocidade. Situação semelhante é vista em Chein e Chen (2009), nos locais que existe uma má distribuição do fluido são os mesmos pontos onde há um leve aumento de temperatura.

Na Figura 4.18 e a na Figura 4.19, são vistas as distribuições de temperatura na parede do trocador de calor, considerando os canais retos e ramificados, respectivamente.

As regiões de baixa temperatura estão localizadas na entrada do canal, o que ocorre devido ao alto coeficiente de transferência de calor proporcionado na zona de entrada dos canais. A parte central do trocador de calor apresenta os maiores valores de temperatura.

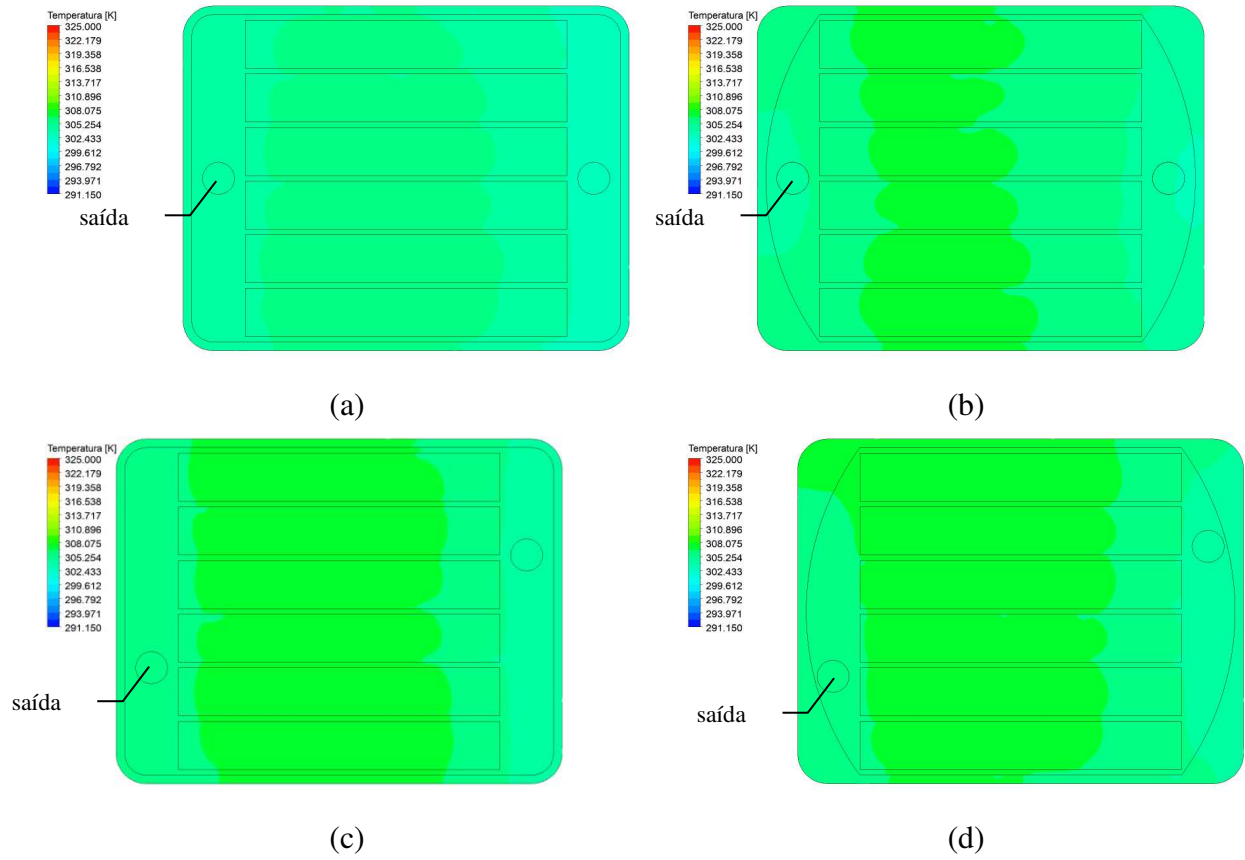


Figura 4.18 – Temperatura do sólido para a geometria de canais retos: (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D

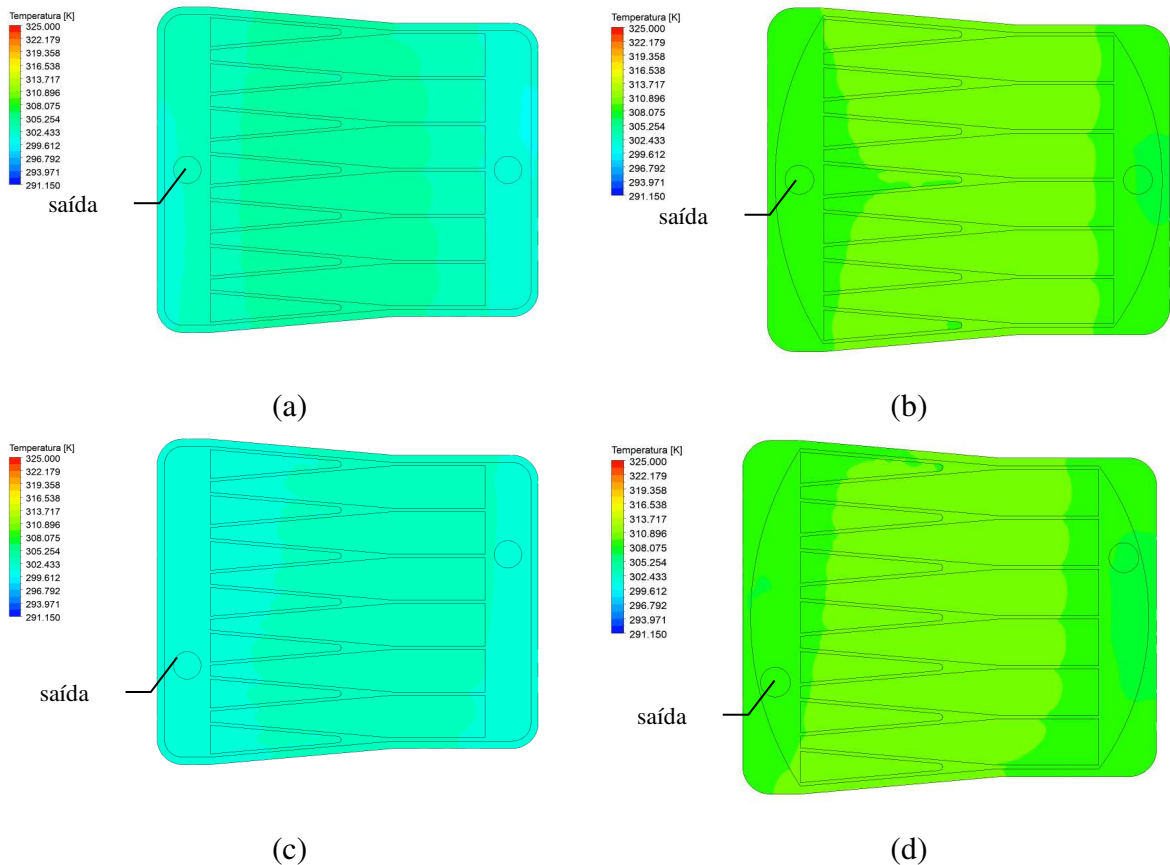


Figura 4.19 - Temperatura do sólido para a geometria em Y com um nível de ramificação:
 (a) modelo A; (b) modelo B; (c) modelo C; (d) modelo D

Os valores do coeficiente de transferência de calor convectivo médio estão presentes na Tabela 4.1 e na

Tabela 4.2, para as geometrias de canais retos e ramificados.

Tabela 4.1 – Coeficiente de transferência de calor convectivo para a geometria de canais retos

Configuração geométrica	h (kWm ⁻² K ⁻¹)
Modelo A - <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados entrada/saída centrais	14,91
Modelo B - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída centrais	12,89
Modelo C - <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados e entrada/saída deslocadas	13,88
Modelo D - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída deslocadas	12,98

Tabela 4.2 – Coeficiente de transferência de calor convectivo para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação

Configuração geométrica	h (kWm ⁻² K ⁻¹)
Modelo A - <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados entrada/saída centrais	21,78
Modelo B - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída centrais	13,10
Modelo C- <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados e entrada/saída deslocadas	21,45
Modelo D - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída deslocadas	12,93

Sobre os valores de perda de pressão, a Tabela 4.3 e a Tabela 4.4 mostram os valores entre a entrada e a saída do trocador de calor.

Tabela 4.3 – Perda de pressão para a geometria de canais retos

Configuração geométrica	Δp (kPa)
Modelo A - <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados entrada/saída centrais	14,11
Modelo B - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída centrais	17,47
Modelo C- <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados e entrada/saída deslocadas	14,90
Modelo D - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída deslocadas	18,31

Tabela 4.4 – Perda de pressão para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação

Configuração geométrica	Δp (kPa)
Modelo A - <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados entrada/saída centrais	20,07
Modelo B - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída centrais	20,15
Modelo C- <i>Plenum</i> retangular com cantos arredondados e entrada/saída deslocadas	23,68
Modelo D - <i>Plenum</i> em arco e entrada/saída deslocadas	22,58

As menores perdas de pressão são vistas para a geometria de *plenum* retangular com cantos arredondados e a entrada e a saída centrais, com valores de 14,11 kPa para os canais retos e 20,07 kPa para os canais em Y com um nível de ramificação.

Com o exposto acima, a geometria que proporciona uma distribuição uniforme de temperatura, maiores coeficientes de transferência de calor convectivo e a menor perda de pressão entre a entrada e a saída do fluido, tanto para a geometria de canais retos como para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, é a de *plenum* retangular com cantos arredondados e posição de entrada/saída centrais. A diferença de distribuição de temperatura e a velocidade entre os modelos é mínima, devido a isso, os parâmetros não serão considerados para análise do projeto do trocador de calor. Desse modo, os fatores para a seleção da

geometria do trocador de calor são principalmente em relação ao coeficiente de transferência de calor e perda de pressão.

4.3 Prototipagem do trocador de calor e validação experimental

Com a finalização do processo de projeto através das simulações numéricas, pelas quais foi possível estabelecer os *designs* das geometrias que permitem o trocador de calor de microcanais com as características requeridas, iniciou-se a etapa de fabricação. Os trocadores de calor de microcanais foram fabricados utilizando como técnica a impressão em 3D, em uma liga de prata (93% Ag 4% Cu 3% Zn), posteriormente polida. O fornecedor do material é o LegorGroup. A seleção do material ocorreu devido à precisão e o acabamento na impressão 3D.

Os parâmetros de fabricação das geometrias são descritos na Tabela 4.5 para a geometria de canais retos e na Tabela 4.6 para canais com geometria em Y com um nível de ramificação. Para a fabricação foram realizadas algumas adaptações das dimensões estabelecidas na análise numérica para atender os requisitos para impressão. Em razão das dimensões dos microcanais e a geometria do trocador de calor não foi factível seguir as dimensões do projeto. Na impressão, um molde de gesso é fabricado, o material é depositado sobre esse formando a geometria. Após a impressão, a peça finalizada é desmontada do seu molde.

Tabela 4.5 - Parâmetros de impressão do trocador de calor de geometria com canais retos

Parâmetros de projeto			Dimensão
Largura do canal	b	[μm]	512,35
Altura do canal	a	[μm]	380
Diâmetro hidráulico	D_h	[μm]	436,36
Comprimento do canal	L	[mm]	30
Área de escoamento	A_{esc}	[mm ²]	0,195
Área de superfície aquecida	A_{sup}	[mm ²]	267,2
Número de canais	n	[-]	7
Razão de aspecto	α	[-]	0,742
<i>Plenum</i>	Retangular com cantos arredondados		
Posição da entrada/saída	Vertical-central		

Tabela 4.6 - Parâmetros de produção do trocador de calor de geometria com canais em Y com um nível de ramificação

Parâmetros de projeto		Dimensão
Largura do canal	b	[μm] 350
Altura do canal	a	[μm] 350
Diâmetro hidráulico	D_h	[μm] 350
Comprimento do canal	L	[mm] 30
Área de escoamento	A_{esc}	[mm^2] 0,123
Área de superfície aquecida	A_{sup}	[mm^2] 220,5
Número de canais	n	[-] 7
Razão de aspecto	α	[-] 1
Relação entre D_{h1} e D_{h2}	ω	[-] 1
Relação entre L_1 e L_2	ν	[-] 0,5
Ângulo de ramificação	θ	[$^\circ$] 15
<i>Plenum</i>	Retangular com cantos arredondados	
Posição da entrada/saída	Vertical-central	

Na Figura 4.20 são apresentados os resultados da fabricação do trocador de calor em liga de prata para as geometrias com canais retos e com canais em Y com um nível de ramificação. Os trocadores de calor possuem canais para posicionamento do termopar, sistema para fixação da cobertura e um canal para *o-ring* para vedação.

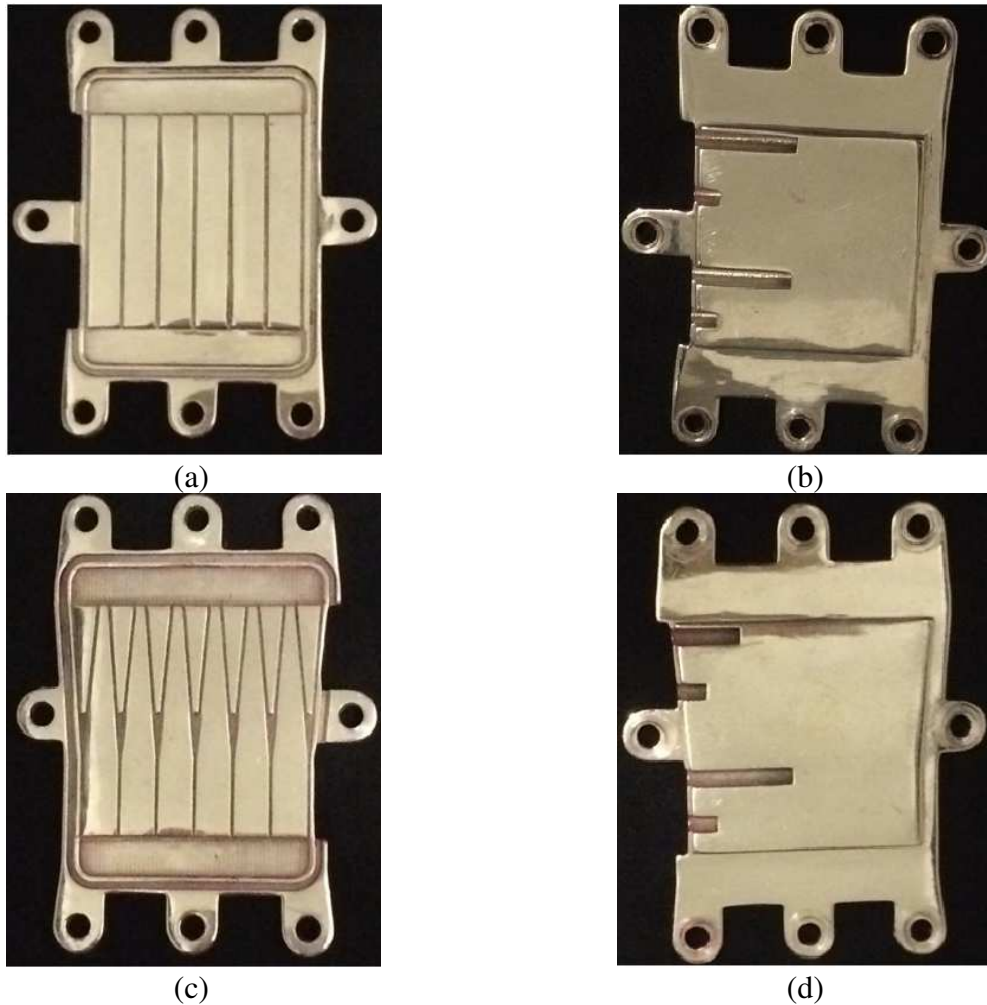


Figura 4.20 – Trocador de calor de microcanais: (a) canais retos - vista superior; (b) canais retos - vista inferior; (c) canais em Y com um nível de ramificação - vista superior; (d) canais em Y com um nível de ramificação - vista inferior

Os termopares para medição de temperatura da parede do trocador de calor de microcanais são posicionados nas peças como ilustra a Figura 4.21. Iniciando na entrada do canal, os termopares são posicionados em $x_1 = 4$ mm, $x_2 = 10$ mm, $x_3 = 20,8$ mm e $x_4 = 28,2$ mm para geometria de canais retos e em $x_1 = 4$ mm, $x_2 = 10$ mm, $x_3 = 21,2$ mm e $x_4 = 28$ para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação. Em relação ao centro do termopar e altura do canal, os termopares são posicionados a 2 mm.

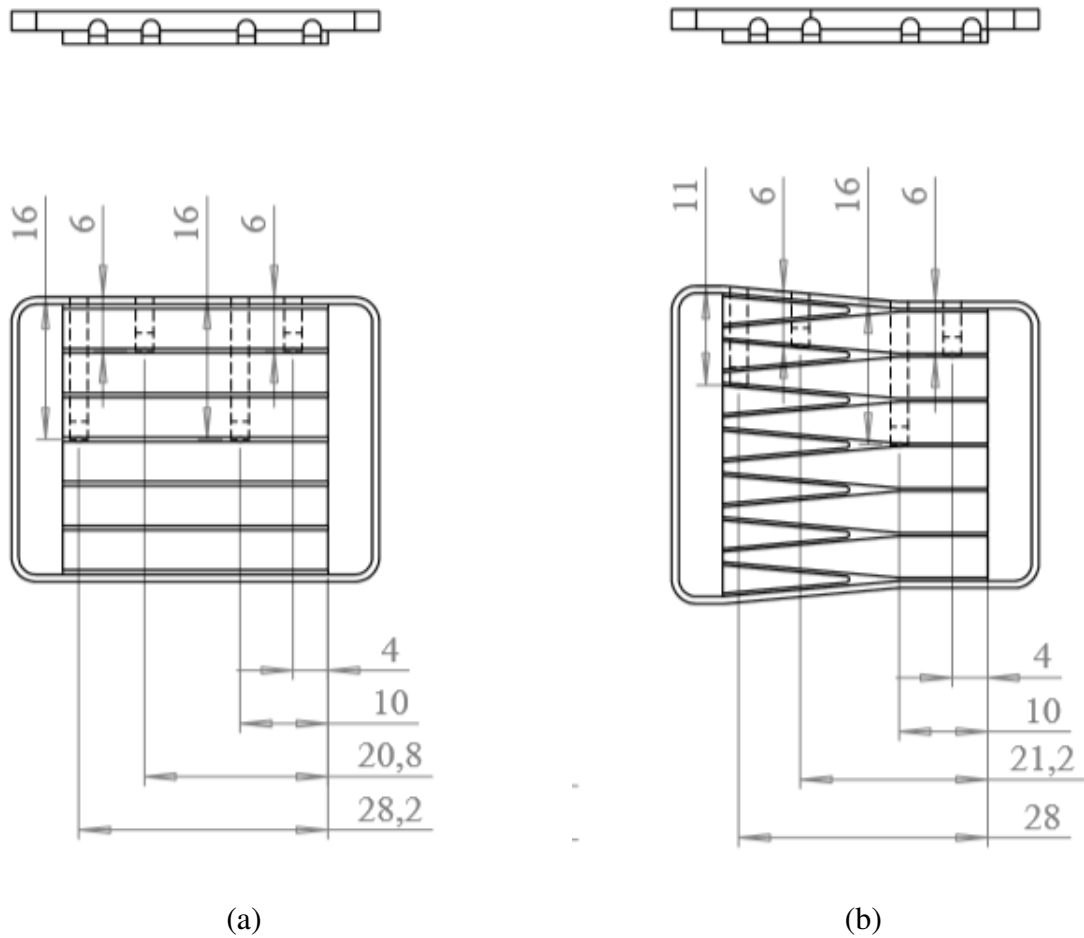


Figura 4.21 – Posicionamento dos termopares para medição da temperatura da parede no trocador de calor de microcanais: (a) geometria de canais retos; (b) geometria de canais em Y com um nível de ramificação

Para a montagem da seção de testes, foram fabricadas em plástico poliácido láctico (PLA), conexões de entrada e saída para instrumentação (termopar/transmissor de pressão), e também, um *o-ring* para a vedação entre o trocador de calor e a tampa de cobertura, como ilustra a Figura 4.22.



Figura 4.22 – Dispositivos para montagem da seção de testes: (a) conexão de entrada/saída para instrumentação; (b) *o-ring*

Na Figura 4.23 é apresentada a montagem da seção de testes com o trocador de calor de microcanais retos, com as conexões para a montante/jusante do diferencial de pressão, entrada/saída do fluido, as conexões dos termopares, os termopares e forma de fixação da peça na seção de visualização, que estão posicionados em uma manta térmica.

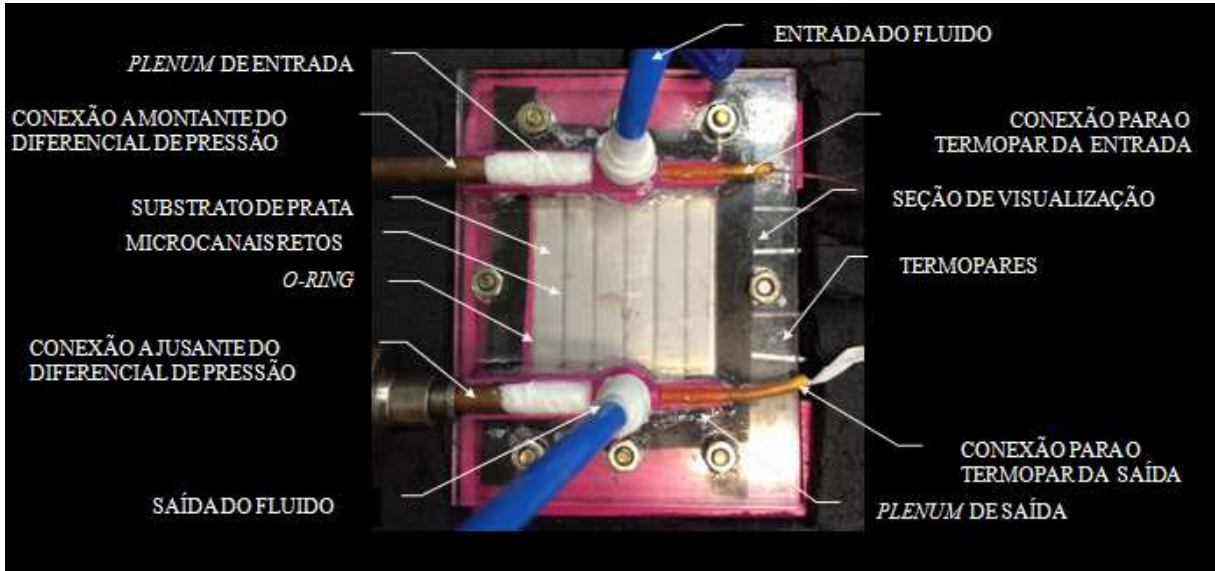


Figura 4.23 – Montagem da seção de testes com o trocador de calor de microcanais retos

Apesar das duas seções de testes utilizarem um sistema de isolamento, no caso, manta térmica, considerando todas as condições de teste, houve uma perda máxima de aproximadamente de 40% de fluxo de calor. A perda é considerada pelo balanço de energia realizado entre a potência aplicada ao sistema e a taxa de calor recebida pelo fluido, conforme visto na seção 3.5.1. Desse modo, as condições de teste são resumidas para as faixas de valores conforme a Tabela 4.7, para as condições de escoamento de água em estado monofásico líquido e a

Tabela 4.8 para as condições de fluxo de calor.

Tabela 4.7 – Características do escoamento

Geometria em I		Geometria em Y	
Reynolds, Re [-]	Velocidade mássica, G [$\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$]	Reynolds, Re [-]	Velocidade mássica, G [$\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$]
163-168	355	196-203	533
293-296	642,5	347-258	964
413-418	906	499-505	1366
525-532	1.154,5	625-639	1.725,5
624-628	1.388,5	749-752	2.073,5

Tabela 4.8 – Características do fluxo de calor

Geometria em I	Geometria em Y
Fluxo de calor, q'' [Wcm^{-2}]	Fluxo de calor, q'' [Wcm^{-2}]
14	16,5
15,5	19,5
16,8	20,5
18	22,5
19	23,5
21	25,5

4.4 Análise Experimental

4.4.1 Análise dos efeitos de escala e micro-efeito

Segundo a proposta de Morini e Yang (2013), o escoamento em microcanais está suscetível aos efeitos de entrada e micro-efeitos. A Tabela 4.9 especifica quais efeitos estão presentes nos experimentos analisados para as duas geometrias, considerando as condições de teste.

Tabela 4.9 – Efeitos de escala relevantes para o escoamento de água na geometria de canais retos e na geometria de canais em Y como um nível de ramificação

Efeito de escala (E)	Negligenciável:
Efeito de entrada (E)	Não
Condução axial do fluido (E)	Não
Efeito conjugado da parede (E)	Sim
Efeito da viscosidade (E)	Sim

Os efeitos de entrada não são negligenciáveis para o experimento. Em razão da dimensão do canal, a região de entrada do canal é uma fração significativa e, portanto, o canal é suscetível aos efeitos de entrada. Será proposto que o escoamento é totalmente desenvolvido com o objetivo de facilitar a análise dos experimentos. Para todas as condições, o regime é laminar em todas as condições testadas.

Em relação ao efeito de condução axial do fluido, o efeito não é desprezível, ou seja, o comportamento da transferência de calor por convecção é afetado pela condução axial do fluido. Uma das características da condução axial do fluido é que o número de Nusselt é dependente da relação do Reynolds, em um escoamento laminar.

O efeito de transferência de calor conjugado na parede (λ), que é menor que 0,01, e o efeito do aquecimento viscoso não são considerados na análise do escoamento. Para Morini (2006), o efeito do aquecimento viscoso é visto em diâmetros hidráulicos inferiores a 300 μm com Reynolds inferiores a 1000. Essa situação não é encontrada nas condições testadas.

A fim de evitar imprecisões relacionadas às propriedades dependentes de temperatura, para o presente trabalho, as propriedades são corrigidas de acordo com a temperatura média, entre a entrada e saída do fluido, para cada caso estudado.

4.4.2 Análise da perda de pressão

A perda de pressão foi medida entre os orifícios de entrada e saída da seção de testes para cada caso estudado.

Na Figura 4.24 são apresentados os dados experimentais de perda de pressão em relação ao número de Reynolds da geometria de canais retos e a geometria de canais em Y para um nível de ramificação considerando um fluxo de calor de $16,8 \text{ kWcm}^{-2}$, fluxo de calor semelhante para as duas geometrias.

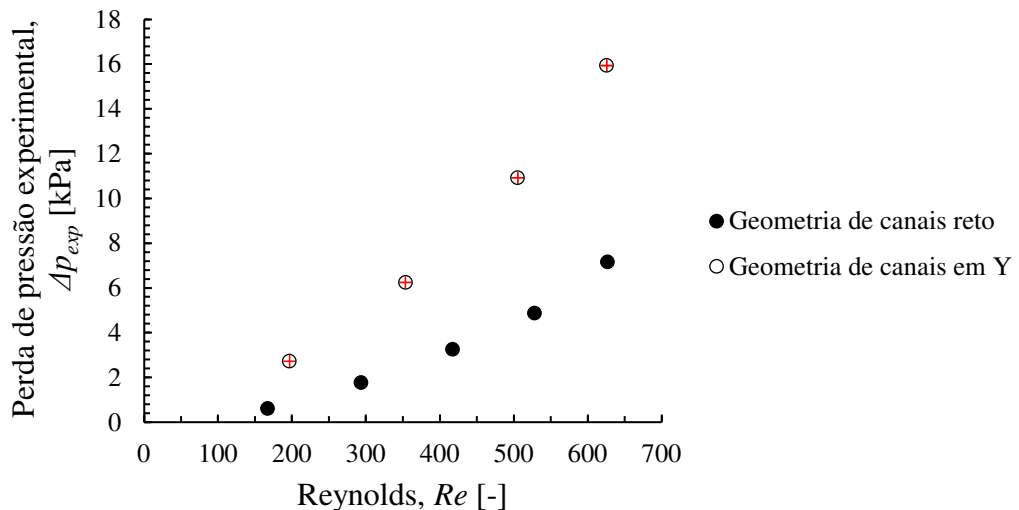


Figura 4.24 - Perda de pressão experimental para a geometria de canais retos e a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $q'' = 16,8 \text{ kWcm}^{-2}$

Há um incremento da perda de pressão com o aumento de Reynolds, portanto com o aumento da velocidade mássica. A perda de pressão medida na geometria de canais em Y com um nível de ramificação é superior que a geometria de canais retos. Diferente da geometria de canais retos, na geometria em Y, a perda de pressão dá-se por diferentes causas. Na entrada

ocorre uma contração do escoamento, na bifurcação há uma perda de pressão localizada e no canal principal e nos dois canais existe a perda de pressão por atrito.

A incerteza de medição da perda de pressão é associada principalmente à exatidão do equipamento de medição de pressão. Por esse motivo, não há grande interferência da incerteza nos valores aquisitados. Os erros de medição podem estar relacionados ao posicionamento do instrumento para a medição de pressão, o que não é possível mensurar para incluir na correção dos valores.

O regime para as condições estudadas é laminar e, embora o comprimento do canal seja de apenas 30 mm.

Com Reynolds na faixa de 168 a 196, a perda de pressão é 0,64 kPa para a geometria de canais retos e de 2,73 kPa para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação. Na faixa de Reynolds de 625 a 628, a perda de pressão é de 7,2 kPa para a geometria de canais retos e 15,95 kPa para a geometria de canais em Y.

Steinke *et al.* (2006), com um diâmetro hidráulico de 222 μm e comprimento de 10 mm, para Reynolds de 364, obtiveram uma perda de pressão de 4,8 kPa. O resultado assemelha-se a geometria de canais retos, já que a perda de pressão foi de 3,26 kPa para Reynolds de 413. Já Mirmanto *et al.* (2012) encontraram uma perda de pressão inferior a 5 kPa, com Reynolds de 573, para canais com comprimento de 24,8 mm. Para o trocador de calor de canais retos, em um comprimento de 30 mm, com Reynolds de 532, a perda de pressão experimental é de 4,86 kPa.

Considerando a proposta de Kandlikar *et al.* (2006), para a Teoria Poiseuille (2.10), a Figura 4.25 e a Figura 4.26 comparam o desvio entre os dados experimentais e teóricos para diferentes faixas de Re e com o desvio de $\pm 15\%$

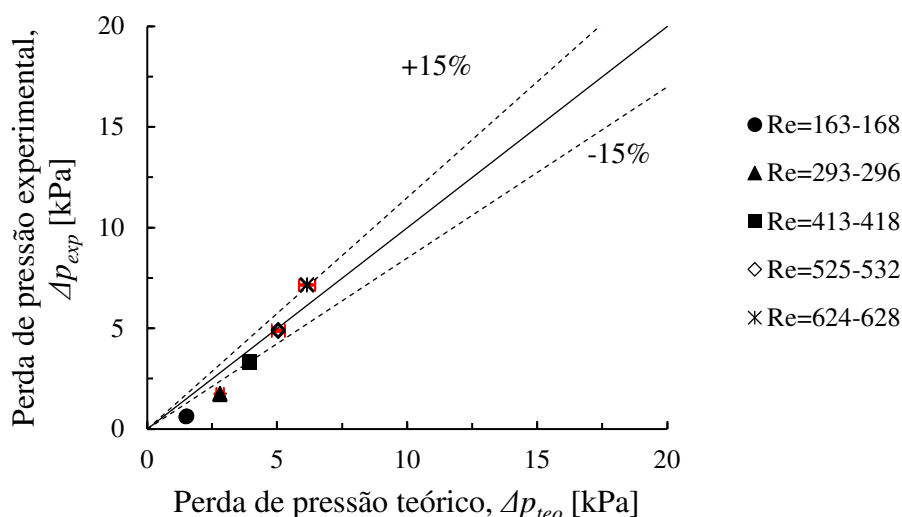


Figura 4.25 – Comparação entre os dados teóricos e experimentais da perda de pressão no escoamento para a geometria de canais retos

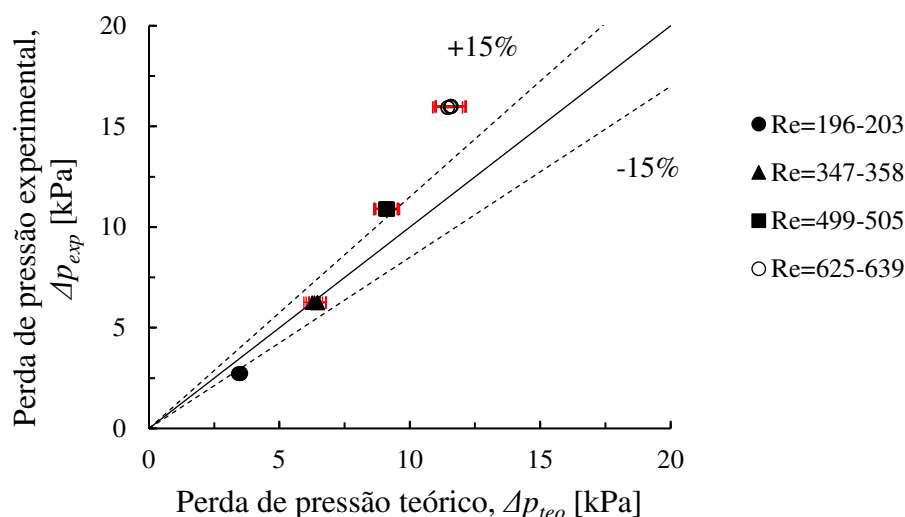


Figura 4.26 – Comparação entre os dados teóricos e experimentais da perda de pressão no escoamento para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação

Para a geometria de canais retos, Figura 4.25 a teoria está de acordo em $\pm 15\%$ para Reynolds de 413 a 628, para Reynolds de 163 até 296, os valores não estão concordantes com a variação de $\pm 15\%$. O erro relativo inferior é de 4,7%, encontrado para Reynolds de 525 até 532. Na Figura 4.26 é possível avaliar os dados de perda de pressão experimental para a geometria de canais em Y em uma faixa de $\pm 15\%$ dos valores teóricos. No intervalo de Reynolds de 347 a 358, o erro relativo entre a predição de perda de pressão e os valores experimentais é inferior a 3%.

Em Mirmanto *et. al.* (2012), com a aplicação da teoria de Hagen-Poiseuille (Eq. 2.10) em canais retos com comprimento totalmente desenvolvido e diâmetro hidráulico de 438 μm , os valores teóricos para o fator de atrito ajustam-se a $14,42 \text{ Re}^{-1}$, os autores concluíram que houve concordância nos dados experimentais para a predição do fator de atrito, estimando que para a faixa de Reynolds de 500 foi obtido um fator de atrito de 0,04, com comprimento de 62 mm. Para a geometria de canais retos o fator de atrito teórico é dado por $14,50 \text{ Re}^{-1}$. Como visto na Figura 4.25, a faixa de Reynolds que mostrou concordância ao fator de atrito de Fanning, está estabelecida entre Reynolds de 525 e 532, em um faixa de fator de atrito de $13,9 \text{ Re}^{-1}$ até $14,26 \text{ Re}^{-1}$. O fator de atrito para Reynolds de 525 é de 0,026.

Kim (2016) comparou os resultados de fator de atrito experimental em relação ao teórico, proposto por Poiseuille, para diferentes diâmetros hidráulicos, em canais retos, na faixa de 154,9 μm até 580,5 μm . A correspondência ficou na faixa de $\pm 10\%$ para Reynolds inferior a 1.500. Nos resultados experimentais, como visto na Figura 4.25, a para faixa de valores para Reynolds de 413 à 628, os valores estão concordantes na faixa de $\pm 15\%$.

Desse modo, para a geometria de canais retos, em um intervalo de Reynolds de 413 a 628 e para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, para Reynolds de 347 a 358, o fator de atrito está concordante na faixa de $\pm 15\%$.

4.4.3 Análise experimental da transferência de calor

Para a análise de transferência de calor, os dados registrados de temperaturas, pressão e vazão são tratados conforme a seção 3.5.1, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

A Figura 4.27 e a Figura 4.28 apresentam a relação entre o coeficiente de transferência de calor médio em relação ao Reynolds para a geometria de canais retos e a para a geometria de canais em forma de Y com um nível de ramificação, respectivamente.

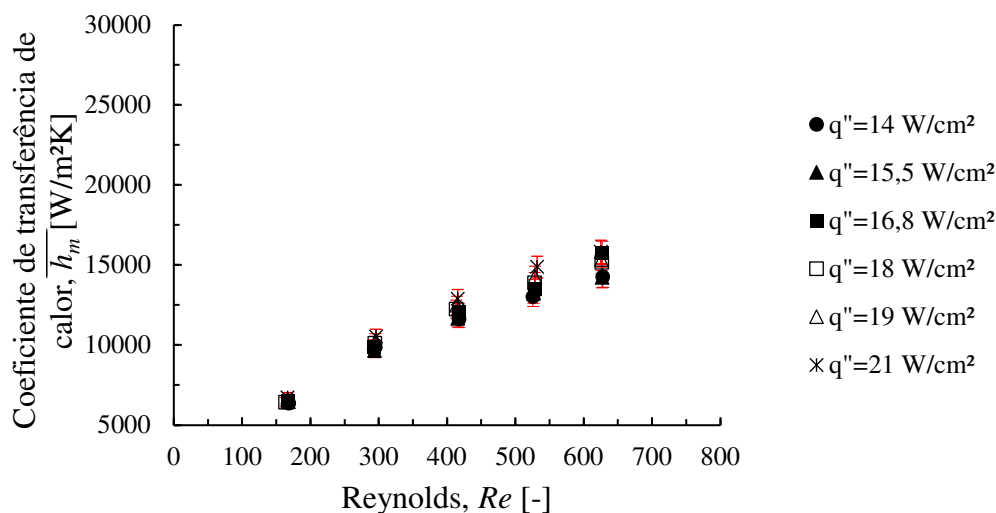


Figura 4.27 – Coeficiente de transferência de calor médio em relação ao Reynolds para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais retos

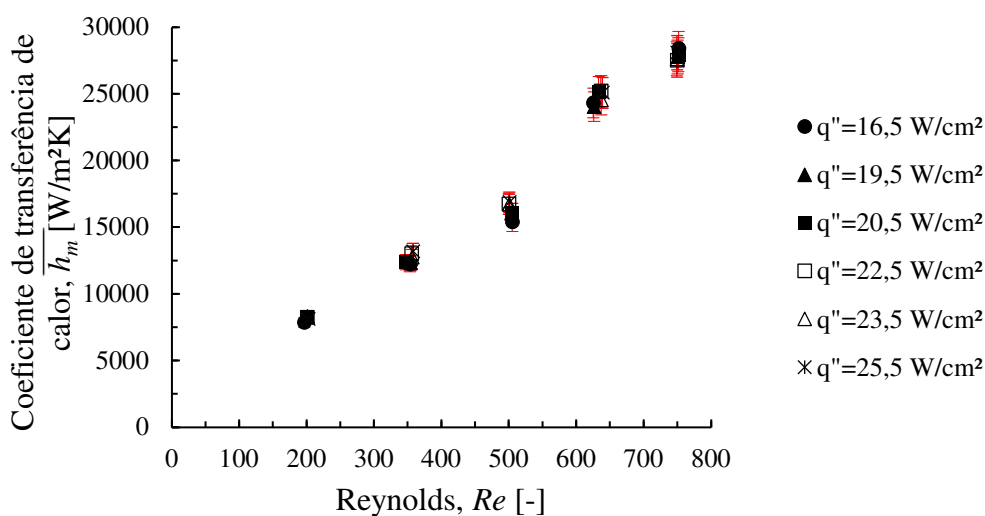


Figura 4.28 - Coeficiente de transferência de calor médio em relação ao Reynolds para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais em forma de Y com um nível de ramificação

Para os dois casos estudados, o regime do escoamento é laminar. Com o aumento de Reynolds há um aumento do coeficiente de transferência de calor. De acordo com Peng e Peterson (1996), o comportamento do aumento linear do coeficiente de transferência de calor em relação ao Reynolds é a característica de um escoamento laminar. Na geometria de canais retos, Figura 4.27, com fluxo de calor 21 Wcm⁻² o coeficiente médio de transferência de calor é de 6.726,1 Wm⁻²K⁻¹ para Reynolds de 166, já para Reynolds de 625, o coeficiente é de

15.824,2 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Considerando o maior fluxo de calor, 25,5 Wcm^{-2} , para Reynolds de 203, o coeficiente médio de transferência de calor é de 8.125,3 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ e com Reynolds de 750, o coeficiente médio de transferência de calor é de 28.094,8 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Comparando o coeficiente médio de transferência de calor entre as duas geometrias há um aumento de 20 até 80% do coeficiente de transferência calor para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, conforme mostrado na Figura 4.29. Na geometria de canais retos, com Reynolds em uma faixa de 626, o coeficiente de transferência de calor é 13.496,51 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ para o fluxo de calor de 16,5 Wcm^{-2} . Com o mesmo fluxo de calor e Reynolds de 625, o coeficiente de transferência de calor é de 24.317,4 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Para os dois casos, as menores incertezas são encontradas nas menores faixas de Reynolds, os erros de medição estão relacionados, sobretudo, a incerteza dos instrumentos de temperatura.

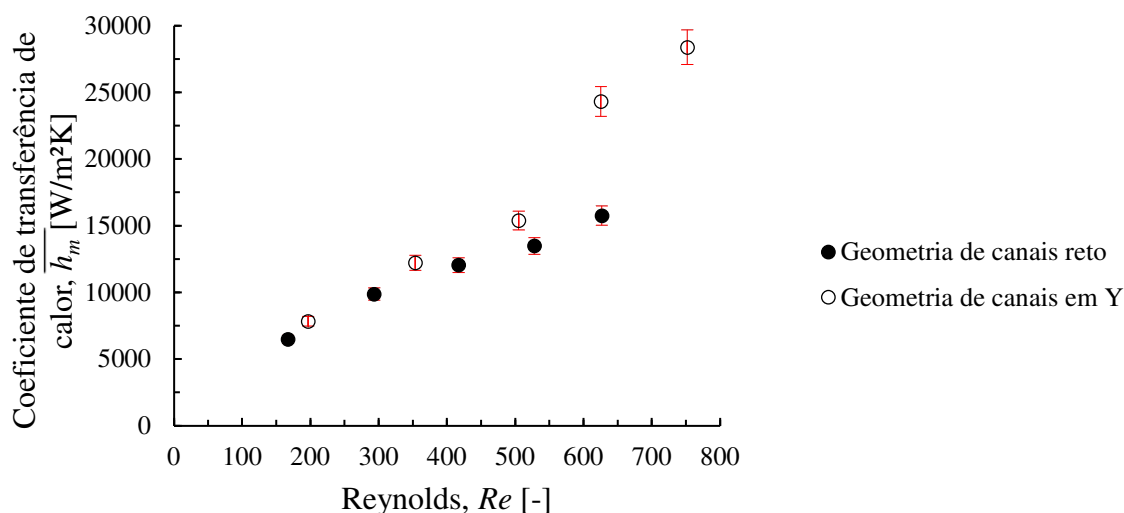


Figura 4.29 – Coeficiente de transferência de calor médio experimental para a geometria de canais retos e a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com

$$q'' = 16,8 \text{ kWcm}^{-2}.$$

A correspondência entre o número de Reynolds, Nusselt, e a teoria aplicável em escoamentos laminares sugerida por Peng e Peterson (1996), Equação (2.24), e Morini e Yang (2013), Equação (2.29), para a geometria de canais retos e a geometria de canais em forma de Y com um nível de ramificação para diferentes fluxos de calor são confrontadas na Figura 4.30 e Figura 4.31. Os dados teóricos são representados pelas linhas e os dados experimentais por pontos.

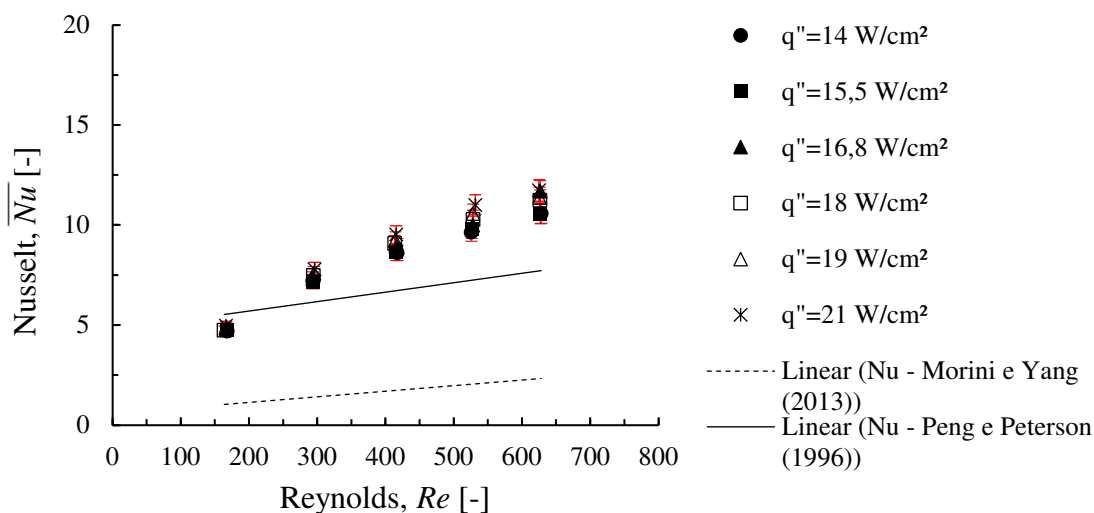


Figura 4.30 - Relação entre o aumento de Reynolds e o Nusselt para diferentes fluxos de calor em comparação com correlações teóricas para a geometria de canais retos

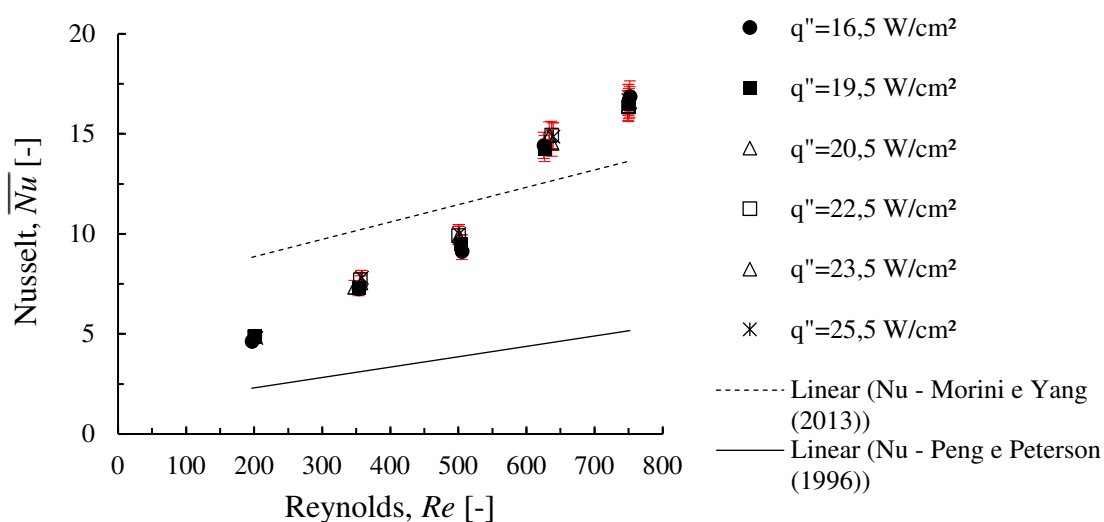


Figura 4.31 - Relação entre o aumento de Reynolds e o Nusselt para diferentes fluxos de calor em comparação com correlações teóricas para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação

O Nusselt aumentou com o aumento de Reynolds, ao em vez de ficar constante, de acordo com Ling et al. (2018), uma explicação para esse acontecimento é que com o aumento da velocidade mássica, o escoamento torna-se desenvolvido e também, há uma maior remoção de calor. Concomitantemente, a espessura da camada de limite térmica e a resistência térmica diminuem, causando uma melhor transferência de calor entre o fluido e a parede de canal.

Entre as geometrias, o desempenho da transferência de calor é maior para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação. Para Reynolds maiores que 625 e um fluxo de calor de $16,5 \text{ Wcm}^{-2}$, o Nusselt é de 11,69 para a geometria de canais retos e 14,44 para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação.

Zhai *et al.* (2017) encontraram, para o fluxo de calor 100 Wcm^{-2} e diâmetro hidráulico de $134 \mu\text{m}$, em um intervalo de Reynolds de 130-850, um Nusselt no intervalo de 4 a 7,5. O maior Nusselt registrado para a geometria de canais retos foi de 11,73, para Reynolds de 625 e um fluxo de calor de 21 Wcm^{-2} . No entanto, para o mesmo caso, a predição da correlação de Morini e Yang (2013) e a de Peng e Peterson (1996), o Nusselt seria de 7,66 e 2,3, respectivamente.

Para a geometria de canais retos, com Reynolds menores que 168, os dados experimentais são inferiores à teoria de Morini e Yang (2013), para valores de Reynolds superiores a 293, os dados experimentais são maiores que os propostos pela mesma teoria. Já para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, em um Reynolds de 750 e fluxo de calor de $25,5 \text{ Wcm}^{-2}$, o Nusselt experimental é de 16,71. A aplicação da correlação de Morini e Yang (2013) propõem um valor de 13,5 e para a correlação de Peng e Peterson (1996), o valor é de 5,1, mas da mesma forma que para os canais retos a correlação teórica proposta por Morini e Yang superestima o coeficiente para Re menores que 505.

Nos dois casos, não houve uma boa concordância com a teoria de Morini e Yang (2013) e Peng e Peterson (1996). Na Tabela 4.10 e na Tabela 4.11 são mostrados o erro relativo médio para cada fluxo de calor, para a geometria de canais retos e com canais em Y, respectivamente. A exceção foi para a faixa de Reynolds de 163 até 168, na geometria de canais retos, que variou em um erro relativo médio de 13,87% do Nusselt experimental e o teórico. Já a geometria de canais em Y, os resultados mostraram um erro relativo médio de 13,86% para Reynolds de 505 até 525.

Tabela 4.10 – Desvio relativo médio de canais retos

Velocidade mássica, G [$\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$]	Erro relativo médio Morini e Yang (2013)	Erro relativo médio Peng e Peterson (1996)
355	79,23	13,87
642,5	80,66	16,10
906	80,25	24,44
1.154,5	79,78	28,74
1.388,5	79,39	31,42

Tabela 4.11 – Desvio relativo médio de canais em Y

Velocidade mássica, G [kgm⁻²s⁻¹]	Erro relativo médio Morini e Yang (2013)	Erro relativo médio Peng e Peteron (1996)
533	54,16	77,95
964	57,54	38,91
1366	59,08	20,95
1.725,5	68,87	13,86
2.073,5	69,23	18,89

4.4.4 Distribuição de temperatura

As temperaturas medidas são as temperaturas de entrada e saída do fluido e as da parede do trocador. As temperaturas do fluido ao longo dos canais são estimadas resolvendo a Equação (3.34).

A variação de temperatura entre a entrada e a saída do fluido é apresentada na Figura 4.32 para a geometria de canais retos e a Figura 4.33 para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, de acordo com o aumento da velocidade mássica e para diferentes de fluxos de calor.

Com o aumento da velocidade mássica, há um decréscimo da diferença de temperatura para as duas geometrias. Em fluxos de calor maiores, obtém-se maiores valores de diferença de temperatura. Para a geometria de canais retos, a maior diferença de temperatura, com fluxo de calor de 21 Wcm⁻², velocidade mássica de 355 kgm⁻²s⁻¹, é de 27,5 K. O valor máximo de diferença de temperatura para a geometria com canais em Y com um nível de ramificação, com fluxo de calor 25,5 Wcm⁻², com velocidade mássica de 539 kgm⁻²s⁻¹, é de 28,92 K.

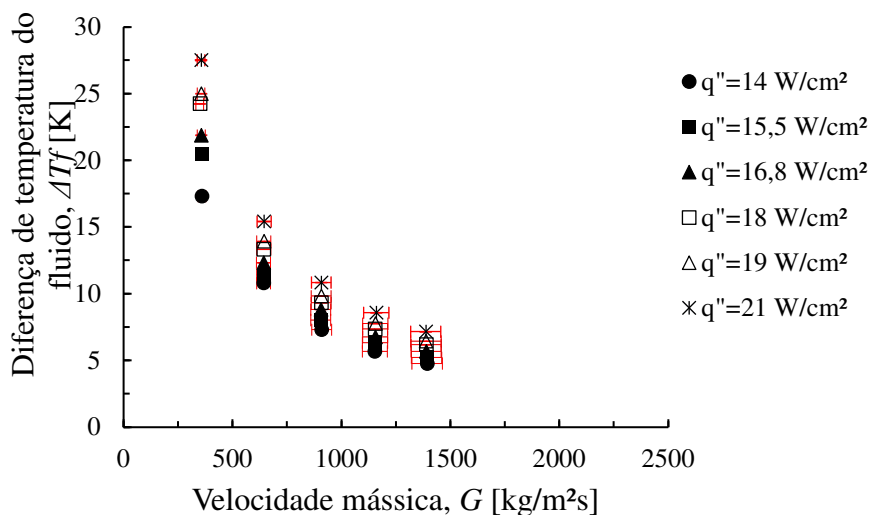


Figura 4.32 – Diferença de temperatura do fluido em relação ao aumento da velocidade mássica para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais retos

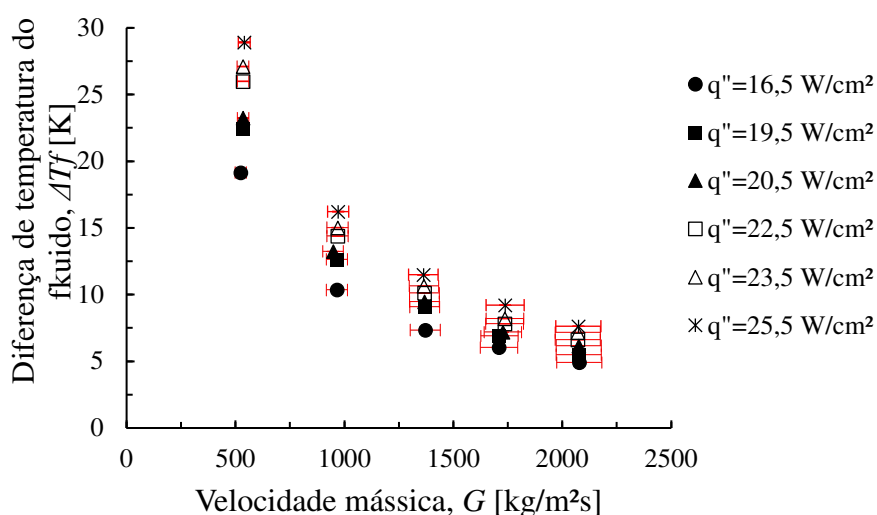


Figura 4.33 – Diferença de temperatura do fluido em relação ao aumento da velocidade mássica para diferentes fluxos de calor para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação

As temperaturas locais na seção de teste são ilustradas na Figura 4.34 para a geometria de canais retos e Figura 4.35 para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação. A posição dos termopares distribuídos ao longo do canal são as definidas conforme a Figura 4.21.

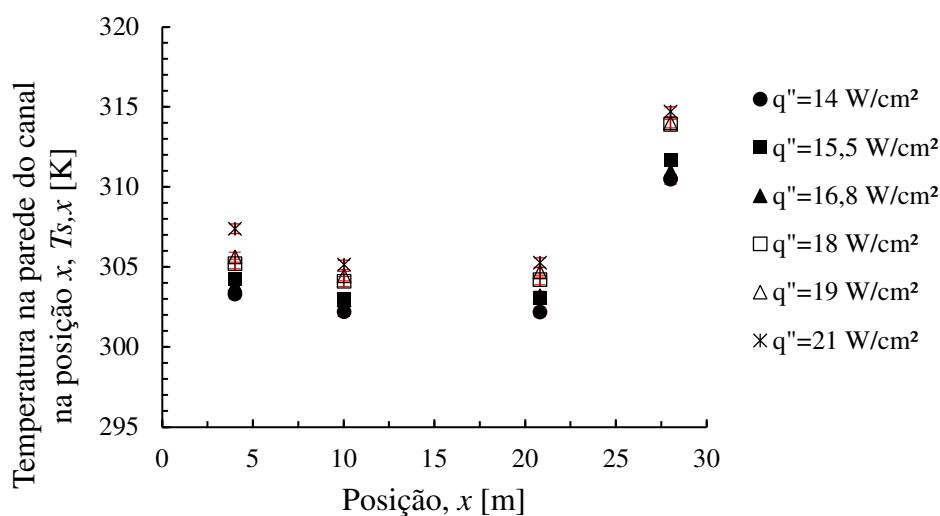


Figura 4.34 – Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais retos, com $G = 1.388,50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ para diferentes fluxos de calor

Para a medição de temperatura da parede do trocador de calor, na posição inicial, a temperatura é superior que as posições centrais. Na posição de saída há um aumento relativo da temperatura da parede. A temperatura máxima encontrada é de 314,7 K na posição de saída, $x_3 = 28,2 \text{ mm}$, do canal, para o fluxo de calor de 21 Wcm^{-2} . A temperatura mínima é de 302,19 K e foi obtida na posição de $x_3 = 20,8 \text{ mm}$, para o fluxo de calor de 21 Wcm^{-2} .

O comportamento da temperatura ao longo da parede do microcanal é diferente para a geometria de canais retos e para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação. As temperaturas nas paredes são superiores com fluxos de calor maiores, como visto anteriormente, no entanto, há um decréscimo de temperatura na saída do canal. A temperatura máxima é 304,65 K na posição $x_1 = 4 \text{ mm}$, para o fluxo de calor de 21 Wcm^{-2} já a temperatura mínima é de 298,75 K na posição de $x_3 = 28 \text{ mm}$ para o fluxo de calor de 21 Wcm^{-2} . As temperaturas de parede do trocador de calor são maiores com as menores velocidades mássicas.

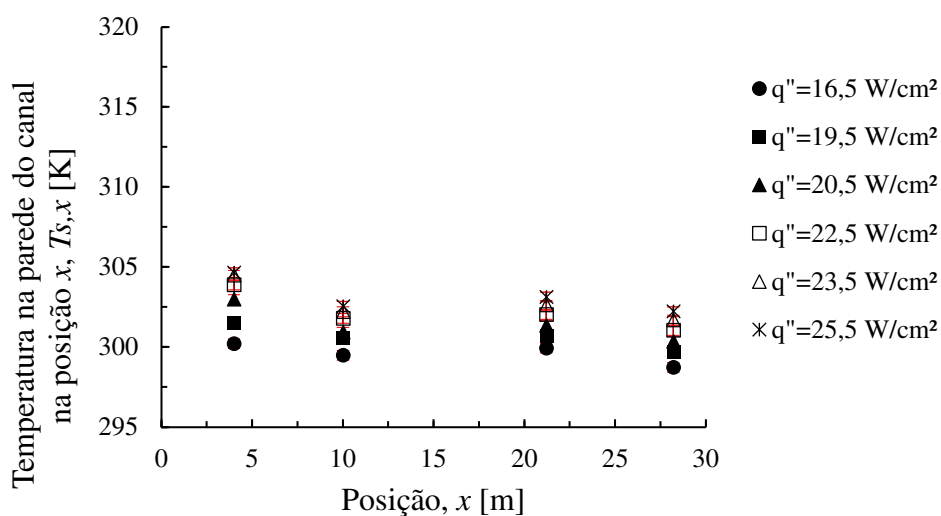


Figura 4.35 - Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $G = 2.073 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ e diferentes fluxos de calor

A Figura 4.36 e a Figura 4.37 ilustram a distribuição da temperatura para diferentes velocidades mássicas.

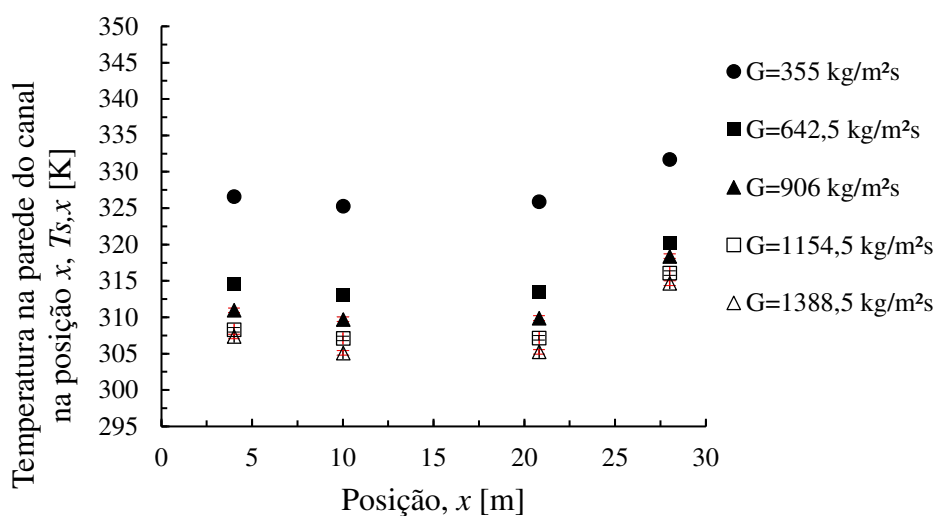


Figura 4.36 – Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais retos, com $q'' = 21 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas.

A maior temperatura é na saída do canal, $x_4 = 28,2$ mm, com 331,78 K para $G = 355 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$. A menor temperatura é de 305,15 K na posição $x_2 = 10$ mm para a maior velocidade, $G = 1.388,5 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$

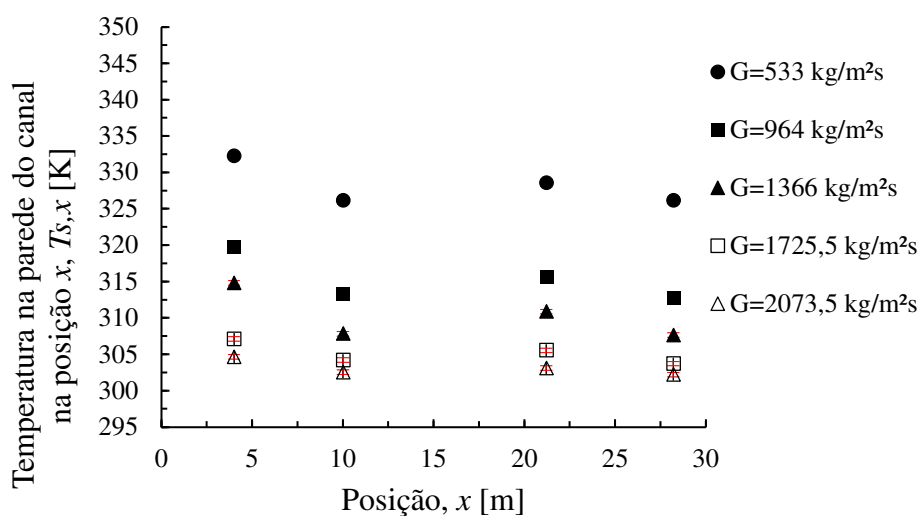


Figura 4.37 – Distribuição de temperaturas na parede do canal para a geometria de canais em Y, com $q'' = 25,5 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferente de velocidades mássicas.

Para os canais em Y com $G = 533 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, na posição de $x_1 = 4 \text{ mm}$, a temperatura é a máxima, $T_{s,x} = 332,3 \text{ K}$ e com a maior velocidade mássica, $G = 2.073,5 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, em $x_4 = 26 \text{ mm}$ a temperatura local de parede é mínima, $T_{s,x} = 302,2 \text{ K}$.

A distribuição de temperatura na parede dos canais e no fluido ao longo dos canais é apresentada na Figura 4.38, canais retos, e na Figura 4.39, canais em Y.

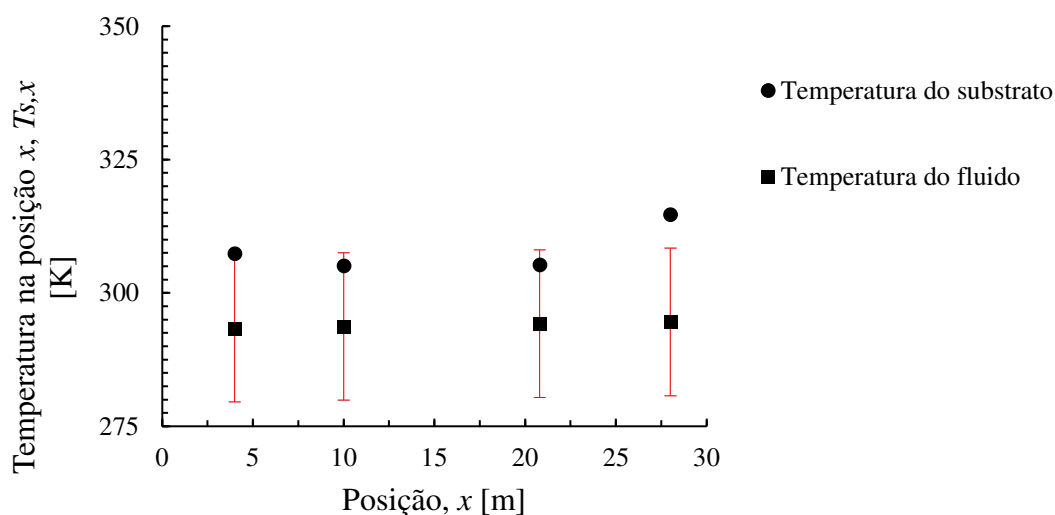


Figura 4.38 - Distribuição de temperaturas na parede e no fluido para a geometria de canais retos, com $G = 1.388,50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ $q'' = 21 \text{ Wcm}^{-2}$

As temperaturas são quase uniformes ao longo do canal. Um aumento de temperatura é visto na entrada do canal, segundo Kim (2016) devido ao efeito da condução axial. Na

temperatura localizada na posição $x_4 = 28,2$ mm ocorre um acréscimo significativo de temperatura na parede do canal, o que ocasiona um aumento de temperatura no fluido, 294,58 K, enquanto na posição $x_2 = 20,8$ mm, a temperatura do fluido é de 294,27 K, demonstrando, portanto, uma variação linear de temperatura no fluido.

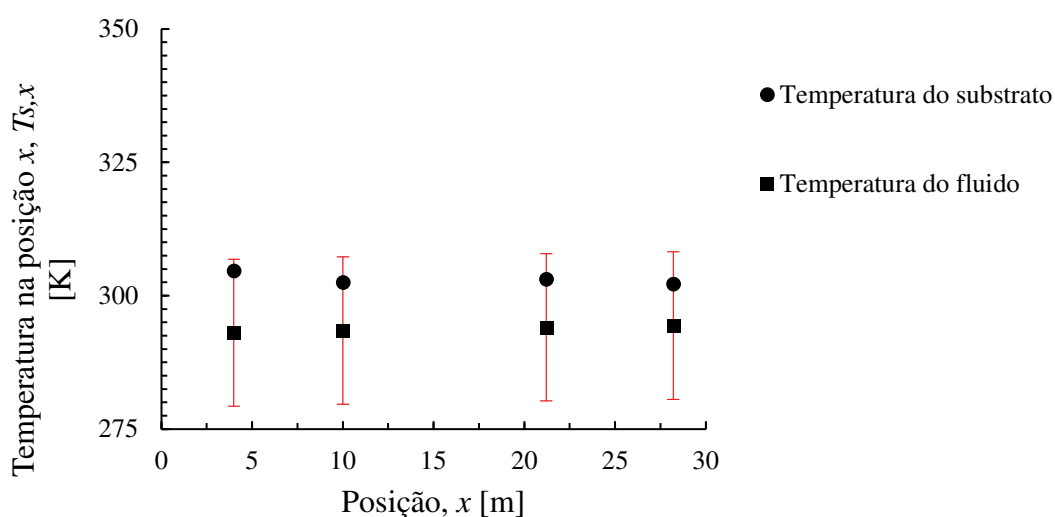


Figura 4.39 - Distribuição de temperaturas na parede e no fluido para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $G = 2.073,50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ e $q'' = 25,5 \text{ Wcm}^{-2}$

A diferença de temperatura entre o fluido e a parede do canal diminui com a proximidade da saída do fluido, para a posição $x_4 = 28$ mm, a diferença é de 7,81 K para a entrada, $x_1 = 4$ mm, a diferença de temperatura é de 11,5 K. A temperatura mínima no fluido é 293,15 K na posição inicial e a temperatura máxima de 294,4 K.

4.4.5 Análise dos resultados da simulação do projeto com os resultados experimentais

Os resultados da simulação numérica são comparados com os resultados experimentais, para o intervalo de velocidade mássica proposto e o fluxo de calor de $16,5 \text{ Wcm}^{-2}$ e $16,8 \text{ Wcm}^{-2}$ para a geometria de canais retos e para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação. A Figura 4.40 apresenta graficamente a distribuição de temperatura no fluido e no sólido para as duas geometrias, na velocidade mássica de $1.154,4 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ para a geometria de canais retos e $1.725,5 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação.

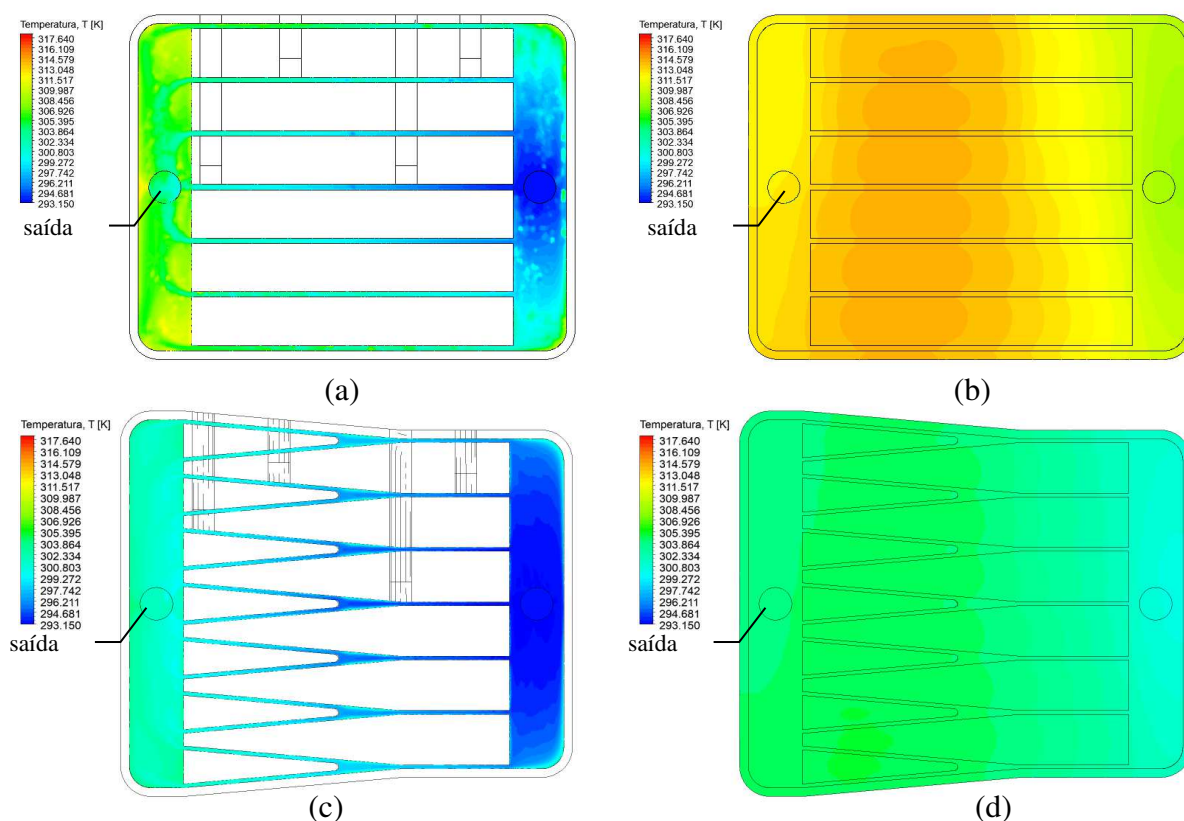


Figura 4.40 – Resultados numéricos da temperatura da seção de testes: (a) geometria de canais retos – fluido; (b) geometria de canais retos – trocador de calor; (c) geometria de canais em Y com um nível de ramificação – fluido; (d) geometria de canais em Y com um nível de ramificação – trocador de calor

Como informado anteriormente, a temperatura do fluido experimental é calculada a partir da temperatura da parede supondo o fluxo de calor uniforme, o que ocasiona uma inexatidão em relação ao coeficiente de calor e o Nusselt experimentais comparados ao numérico. Para a geometria de canais retos, o erro relativo variou de 3% até 28%, já para a geometria de canais com um nível de ramificação o erro relativo está em um intervalo de 23 a 52%.

A Figura 4.41 e a Figura 4.42 apresentam a comparação dos números de Nusselt experimentais e numéricos para diferentes velocidades mássicas.

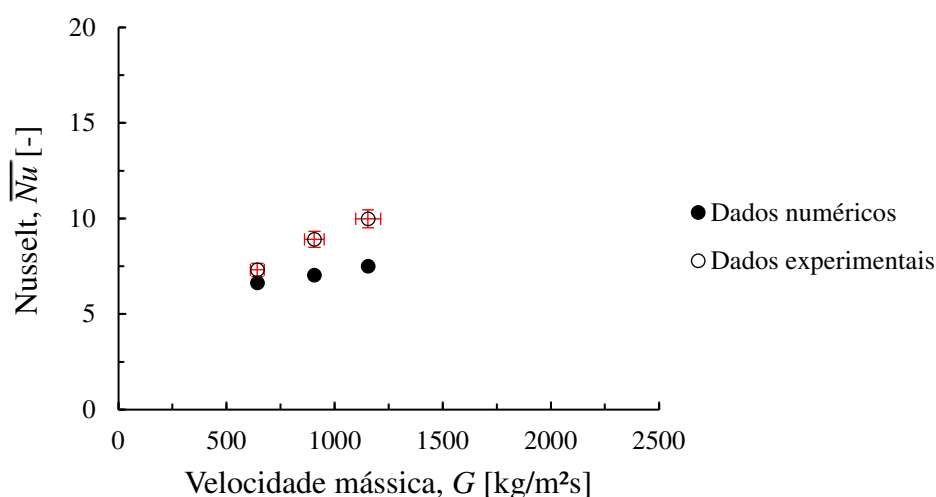


Figura 4.41 – Número de Nusselt experimental e o numérico para a geometria de canais retos, com $q'' = 16,8 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas.

Há uma maior proximidade entre os valores experimentais e os numéricos com os menores valores de velocidade mássica para a geometria de canais retos. Para $G = 642,5 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, o Nusselt experimental é de 7,32 e o Nusselt numérico é de 6,64 para a geometria de canais retos. O erro relativo entre o número de Nusselt numérico e o experimental ficou entr 9,3 e 24,95%.

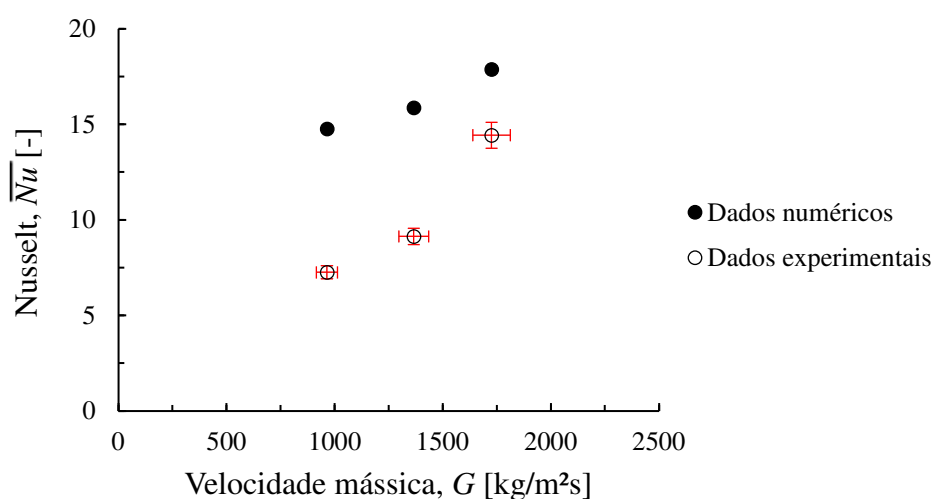


Figura 4.42 – Número de Nusselt experimental e o numérico para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $q'' = 16,5 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas.

Com o aumento da velocidade mássica, a diferença entre o resultado experimental e o teórico diminui. Na velocidade mássica de $1.725,25 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, o Nusselt experimental é de

17,88 e o Nusselt numérico é de 14,44 para a geometria de canais em Y. O erro relativo variou entre 23 e 103%.

As diferenças entre a perda de pressão numérica e a experimental são mostradas pela Figura 4.43 e a Figura 4.44, para canais retos e em Y, respectivamente. Os dados de perda de pressão numérica são aquiritados nos mesmos pontos que o experimental.

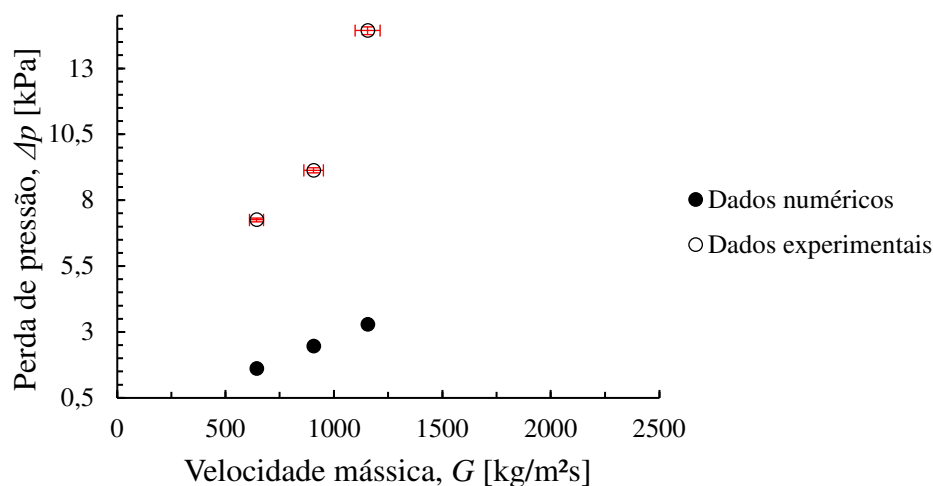


Figura 4.43 – Diferença de pressão numérica e a experimental para a geometria de canais retos, com $q'' = 16,8 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas

Conforme a Figura 4.43, para a velocidade mássica, de $642,5 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, uma perda de pressão de 1,62 kPa foi obtida na simulação numérica e no experimental foi de 1,76 kPa. O erro relativo está em um intervalo de 9% e 32%. Ao contrário do número de Nusselt, com maiores valores de velocidade mássica, a diferença entre o experimental e o numérico aumenta.

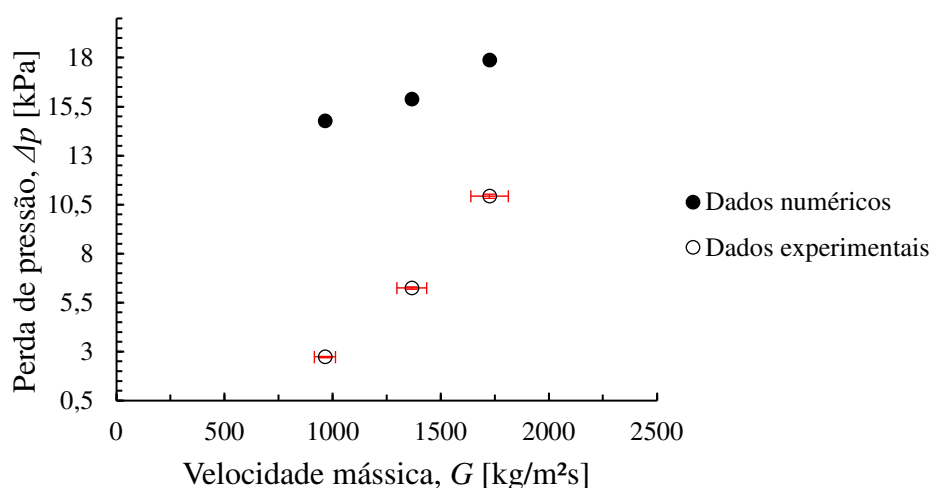


Figura 4.44 – Diferença de pressão numérica e a experimental para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação, com $q'' = 16,5 \text{ Wcm}^{-2}$ para diferentes velocidades mássicas

Na geometria de canais em Y, os valores de perda de pressão numérica e experimental, são concordantes para as diferentes velocidades mássicas, o erro relativo está em uma faixa de valores entre 2% até 74%.

Uma das hipóteses para os resultados numéricos e experimentais apresentarem resultados significativamente diferentes é o fato que não houve uma medição das dimensões do trocador de calor após a prototipação, as dimensões fabricadas podem apresentar variações ao projeto. Outra hipótese é o fato das incertezas de medição associadas do experimento e às condições ambientais do experimental. Também, a análise numérica não contempla a medição da rugosidade, a rugosidade tem influência sobre o fator de atrito, e portanto, na perda de pressão.

5 CONCLUSÕES

Diante de um cenário do desenvolvimento de sistemas tecnológicos, cada vez mais em escala micro, há uma grande preocupação com o gerenciamento térmico adequado e a operação dos componentes em uma temperatura. A utilização de trocadores de calor com microcanais vem se destacando para suprir o resfriamento de dispositivos eletrônicos.

O desenvolvimento do trocador de calor iniciou pela análise numérica, em duas etapas distintas, primeiramente, com a aplicação do *design* construtal para obtenção da geometria do canal que permitiria a melhor transferência de calor e distribuição de temperatura e, após, a análise da perda de pressão, distribuição de velocidade e temperatura, além da avaliação do coeficiente de transferência de calor do trocador de calor de microcanais em quatro arranjos diferentes de entrada e saída e geometria de *plenums*. Em relação à geometria, duas geometrias foram comparadas, uma de canal reto, sem ramificação e a outra com canal em Y, com um nível de ramificação.

Na análise numérica, a geometria com *plenum* retangular com cantos arredondados e entrada e saída centrais, modelo A, apresentou menores perdas de pressão e maiores coeficientes de transferência de calor. Assim, o projeto que apresentava melhores ganhos em termos de fabricação era o trocador de calor com essa configuração.

Porém, devido às vantagens que a comparação experimental das duas propostas de trocador de calor traria para as análises, optou-se pela fabricação de ambas geometrias, a de canais retos e a de canais em Y. O trocador de calor foi fabricado em liga de prata pela técnica de impressão 3D. Uma solução relativamente nova para fabricação de componentes, que cada vez mais é utilizada pela indústria para fabricação não apenas de protótipos como também de peças finalizadas para o uso em equipamentos. Para atender os parâmetros da impressão, algumas dimensões das análises iniciais foram alteradas, servindo as análises apenas como base para a realização do projeto dos trocadores de calor

Com a manufatura das peças, foi montada a seção de testes em uma bancada experimental, com circulação de água em estado monofásico. Realizaram-se medições para análise das características térmicas e desempenho do trocador de calor de microcanais. Os trocadores de calor foram submetidos a 30 diferentes testes com controle de temperatura do líquido, fluxo de calor e velocidade mássica. As características do escoamento variaram para um Reynolds de 163 a 628, no intervalo de velocidade mássica de 355 a 1.388,5 kgm⁻²s⁻¹ para a geometria de canais retos Reynolds de 196 a 752, para a velocidade mássica de 533 até 2.073,5 kgm⁻²s⁻¹ para a geometria de canais em Y com um nível de ramificação. Sobre as

condições de fluxo de calor, para a geometria de canais retos o mesmo foi de 14 a 19 Wcm^{-2} , já para a geometria de canais em Y, com um nível de ramificação, o fluxo de calor estava em uma faixa de 16,5 até 23,5 Wcm^{-2} .

Os canais com ramificação possuem um melhor desempenho em relação à transferência de calor, embora o aumento do coeficiente de transferência de calor seja acompanhado de uma perda de pressão superior que a geometria de canais retos. O maior coeficiente de calor convectivo médio foi de 14.231,5 $Wm^{-2}K^{-1}$ e a perda de pressão foi de 7,2 kPa, enquanto para a geometria de canais em Y o coeficiente de calor convectivo foi de 24.317,4 $W^{-2}K^{-1}$ e a perda de pressão foi de 15,95 kPa.

Em comparação à teoria, para a perda de pressão, as geometrias apresentaram concordância com a teoria de Poiseuille, principalmente na faixa de Reynolds de 347 e 505 para ambas as geometrias. A teoria de Morini e Yang (2013) e a teoria de Peng e Peterson (1996) não proporcionaram resultados próximos ao experimental, sendo que os menores erros relativos médios são vistos na teoria de Peng e Peterson (1996), para $Re = 168$ para a geometria de canais retos e $Re = 505$ para a geometria de canais em Y. Enquanto a teoria de Morini e Yang considera as condições de entrada do fluido para análise de Nusselt, Peng e Peterson supõem que o mesmo seja totalmente desenvolvido, então pode-se concluir que a hipótese de escoamento totalmente desenvolvido foi válida na aplicação da análise experimental.

Não houve um aumento significativo na temperatura com o aumento do fluxo de calor. O pressuposto é que as condições de fluxo de calor são muito baixas para que exista o aumento substancial da temperatura. Apesar disso, quanto maior a velocidade mássica, menor a temperatura no substrato. Então, pode-se admitir que o trocador de calor atuaria com melhor eficiência, em termos de temperatura para velocidades mássicas maiores como 1.388,50 e 2.073,50 $kgm^{-2}s^{-1}$, para os canais retos e com canais em Y, respectivamente. A geometria de canais retos e a de canais em Y possuem comportamentos distintos em relação à distribuição de temperatura, enquanto, há uma elevação de temperatura na saída do trocador de calor de canais retos, para a geometria de canais em Y, o aumento de temperatura inicia na bifurcação do microcanal.

Relacionando a análise numérica e experimental, os menores erros relativos são vistos na geometria de canais retos, tanto para perda de pressão como para o Nusselt. A geometria de canais em Y tem resultados com grandes desvios. A divergência entre os dados numéricos e experimentais possivelmente será atenuada com a medição das dimensões dos trocadores de

calor e a rugosidade dos canais, o que possibilitará a alteração do desenho do trocador de calor conforme o fabricado e a verificação numérica do efeito da rugosidade no escoamento.

Assim, o presente trabalho conseguiu caracterizar, com análise numérica e experimental, o trocador de microcanais para dissipação de calor de componentes eletrônicos, permitindo comparar duas geometrias distintas, uma com canais retos e outra com canais em Y, com um nível de ramificação. Ademais, a fabricação dos trocadores de calor em impressão 3D, promove esse tipo de tecnologia e colabora com os estudos experimentais na área de microcanais, para que a manufatura dos trocadores de calor de microcanais seja uma realidade em grande escala.

Como sugestão para futuros trabalhos utilizando os micro trocadores de calor, realizar a medição dos canais e da geometria do canal ramificado, o que promoverá a análise de rugosidade do método de fabricação, também, em consequência, a avaliação do fator de atrito ocasionado pela rugosidade originada do método de fabricação, e assim a correta avaliação do fator de atrito do micro canal. Principalmente, a medição oportunizará o aprimoramento da comparação entre os dados experimentais e numéricos, permitindo implementar as análises numéricas em futuros projetos. Sugere-se também investigar e caracterizar o comportamento dos dois micro trocadores desenvolvidos para o escoamento de outros fluidos e outras faixas de fluxos de calor e massa.

REFERÊNCIAS

- ABDOLLAHI, A.; MOHAMMED, H. A.; VANAKI, S.M; OSIA, A.; HAGHIGI, M. R. G. Fluid flow and heat transfer of nanofluids in microchannel heat sink with V-type inlet/outlet arrangement. **Alexandria Engineering Journal**, v. 56, p. 161-170, 2017.
- ADAMS, T. M.; ABDEL-KHALIK, S. I.; JETER, S. M.; QURESHI, Z. H. An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 41, n. 6, p. 851-857, 1998.
- ADAMS, T. M.; DOWLING, M. F.; ABDEL-KHALIK, S. I.; JETER, S. M. Applicability of traditional turbulent single-phase forced convection correlations to non-circular microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, n. 23, p. 4411-4415, 1999.
- AHMED, H. E.; SALMAN, B.H.; KHERBEET, A. S.; AHMED, M. I. Optimization of thermal design of heat sinks: A review. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 118, p. 129-153, 2018.
- ASADI, M.; XIE, G.; SUNDEN, B. A. Review of heat transfer and pressure drop characteristics of single and two-phase microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 79, p. 34-53, 2014.
- BEJAN, A.; ERRERA, M.R. Deterministic tree networks for fluid flow: geometry for minimal flow resistance between a volume and one point. **Fractals**, v. 05, n.04, p. 685-695, 1997.
- BEJAN, A.; LORENTE, S.; YILBAS, B. S.; SAHIN, A. Z. The effect of size on efficiency: Power plants and vascular designs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 1475-1481, 2011.
- BEVINGTON, P. R.; ROBINSON, D. K. Data Reduction and Error Analysis for the Physical Sciences. 3. ed. New York: McGraw Hill, 2003.
- CALAME, J. P.; PARK, D.; BASS, R.; MYERS, R. E.; SAFIER, P. N. Investigation of hierarchically branched-microchannel coolers fabricated by deep reactive ion etching for electronics cooling applications. **Journal of Heat Transfer**, v. 131, n. 5, 2009.
- CELATA, G. P. **Heat Transfer and Fluid Flow in Microchannels**. 1 ed. Bengell House, 2004. p. 248.
- CELIK, I. B.; GHIA, U.; ROACHE, P. J.; FREITAS, C. J.; COLEMAN, H.; RAAD, P. E. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering**, v. 130, n. 7, 2008.
- CHEIN, R.; CHEN, J. Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48, p. 1627-1638, 2009.
- CHEN, Y. P.; CHENG, P. Heat transfer and pressure drop in fractal tree-like microchannel nets. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 2643-2648, 2002.

FAN, Y.; LUO, L. Recent applications of advances in microchannel heat exchangers and multi-scale design optimization. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, n. 5, p. 461-474, 2008.

GARCÍA-HERNANDO, N.; ACOSTA-IBORRA, A.; RUIZ-RIVAS, U.; IZQUIERDO, M.; Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 5433-5446, 2009.

GNIELINSKI, V. New Equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, v. 16, n. 2, p. 359-368, 1976.

GNIELINSKI, V. Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. **Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens**, v. 61, p. 240-248, 1995.

GOMES, B.; COPETTI, J. B. Experimental and numerical study of a micro heat exchanger. *In: ABCM International Congress of Mechanical Engineering - COBEM, 24, 2017, Curitiba. Anais eletrônicos [...].* Curitiba, 2017.

GUDONG, X.; DARDAN, M.; ZHAI, Y.; LI, Y.; LIU, R.; DU, M. Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in microchannel heat sink with complex structure. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 848-857, 2015.

GUO, Z; LI; Z. Size effect on microscale single-phase flow and heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 149-159, 2003.

HEYMANN, D.; PENCE, D.; NARAYANAN, V. Optimization of fractal-like branching microchannel heat sinks for single-phase flow. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, p. 1383-1393, 2010.

HSIEH, S.; LIN, C.; HUANG, C.; TSAI H. Liquid flow in a micro-channel. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, v. 14, 2004.

JING, D.; SONG, S.; HE, L. Reexamination of Murray's law for tree-like rectangular microchannel network with constant channel height. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 128, p. 1344-1350, 2019.

JUDY, J.; MAYNES, D.; WEBB, B. W. Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 3477-3489, 2002.

KAKAC, S.; SHAH, R. K.; AUNG, W. **Handbook o single-phase convective heat transfer**. New York: Editora John Wiley, 1987, p. 900.

KANDLIKAR, S. G. *et al.* **Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels**. 1 ed. Oxford: Editora Elsevier, 2006. p. 450.

KANDLIKAR, S. G. Microchannels and minichannels – History, terminology, classification and current research needs. *In: First International Conference on Microchannels and Minichannels, 1, 2003, Rochester. Anais [...].* Rochester, 2003.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of microchannel flow passages – Thermohydraulic performance and fabrication technology. **Heat Transfer Engineering**, v. 24, n. 1, p. 3-17, 2003.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evaluation of single phase flow in microchannels for high heat flux chip cooling - Thermohydraulic performance enhancement and fabrication technology. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, n. 8, p. 5-16, 2004.

KANDLIKAR, S. G.; SCHIMITT, D.; CARRANO, A.L.; TAYLOR, J.B. Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels. **Physics of Fluids**, v. 17, n. 10, p. 1-11, 2005.

KIM, B. An experimental study on fully developed laminar flow and heat transfer in rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 62, p. 224-232, 2016.

KUMARAGURUPARAN, G.; SORNAKUMAR, T. Development and testing of aluminum micro channel heat sink. **Journal of Thermal Science**, v. 19, n. 3, p. 245-252, 2010.

KUMARAN, R. M.; KUMARAGURUPARAN, G.; SORNAKUMAR, T. Experimental and numerical studies of header design and inlet/outlet configurations on flow mal-distribution in parallel micro-channels. **Applied Thermal Engineering Journal**, v. 58, p. 205-216, 2013.

LEE, P.; GARIMELLA, S. V.; LIU D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p.1668-1704, 2005.

LING, W.; ZHOU, W.; YU, W.; ZHOU, F.; CHEN, J.; HUI, K. S. Experimental investigation on thermal and hydraulic performance of microchannels with interlaced configuration. **Energy Conversion and Management**, v. 174, p. 439-452, 2018.

LIU, X.; YU, J. Numerical study on performances of mini-channel heat sinks with non-uniform inlets. **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 856-864, 2016.

MAMANI, W. G.; JABARDO, J. M. S. Termo-hidráulica do escoamento monofásico dos refrigerantes halogenados R-134a e R-410A no interior de lâminas com micro canais. *In: MERCOFRIO/ENCIT*, 2000, Porto Alegre. Anais eletrônicos [...]. Porto Alegre, 2000.

MARANZANA, G.; PERRY, I.; MAILLET, D. Mini and microchannels: influence of axial conduction in the walls. **International Journal Heat Mass Transfer**, v. 47, p. 3993-4004, 2004.

MARKAL, B.; AYDIN, O.; AVCI, M. Experimental study of single-phase fluid flow and heat transfer characteristics in rectangular microchannels. **Journal of Thermal Science and Technology**, v. 38, n. 1, p. 65-72, 2018.

MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R.K. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. **Applied Mechanics Reviews**, v. 53, n. 7, p. 175-193, 2000.

MIECOANSKI, L. F.; ERRERA, M. R. Constructal Design of a PV cooling System. In: Iberian-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, 38, 2017, Florianópolis. Anais eletrônicos [...]. Florianópolis, 2017.

MIRMANTO, M.; KENNING, D. B. R.; LEWIS, J. S.; KARAYIANNIS, T. Pressure drop and heat transfer characteristics for single- phase developing flow of water in rectangular microchannels. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 395, p. 13, 2012.

MOKRANI, O.; BOUROUGA, B.; CASTELAIN, C.; PEERHOSSAINI, H. Fluid flow and convective heat transfer in flat microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 1337-1352, 2009.

MORINI, G. L. Single-phase convective heat transfer in microchannels: A review of experimental results. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 43, p. 631-651, 2004.

MORINI, G. L. Scaling effects for liquid flow in microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 27, n. 4, p. 64-73, 2006.

MORINI, G. L.; YANG, Y. Guidelines for the determination of single-phase forced convection coefficients in microchannels. **Journal of Heat Transfer**, v. 135, n. 10, p. 10, 2013.

MORINI, G. L. The challenge to measure single-phase convective heat transfer coefficients in microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 40, n. 10, p. 695-710, 2019.

NASCIMENTO, F. J. do; RIBATSKI, R. Análise da literatura sobre dissipadores de calor baseados em multi-microcanais. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 6. 2010, Campina Grande. Anais eletrônicos [...]. Campina Grande, 2010.

OBOT, N. T. Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels - A Literature Review. **Microscale Thermophysical Engineering**, v. 6, n. 3, p. 155-173, 2002.

PALM, B. Heat Transfer in Microchannels. **Microscale Thermophysical Engineering**, v. 5, n. 3, p. 155-175, 2001.

PENG, X. F; PETERSON G. P. The effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels. **International Journal of Heat Mass Transfer**,v. 38, n. 4, p. 755-758, 1995.

PENG, X. F; PETERSON G. P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. **International Journal of Heat Mass Transfer**,v. 39, n. 12, p. 2599-2608, 1996.

PENG, Y.; ZHU, X.; CAO, B.; LUO.; Y.; ZHOU, W. Heat transfer and permeability of the tree-like branching networks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**,v.129, p. 801-811, 2019.

PHILLIPS, Richard. J. **Forced convection, liquid cooled, microchannel heat sinks**.1987. 380 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Massachusetts Institute of Technology - MIT, 1987.

RIBATSKI, G.; CABEZAS-GÓMEZ, L.; NAVARRO, H. A.; SAÍZ-JABARDO, J. The advantages of evaporation in micro-scale channels to cool microelectronic devices. **Thermal Engineering**, v. 6, n. 2, p. 34-39, 2007.

ROSA, P.; KARAYIANNIS, T. G.; COLLINS, M. W. Single-phase heat transfer in microchannels: The importance of scaling effects. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 3447-3468, 2009.

RUBIO-JIMENEZ, C. A.; HERNANDEZ-GUERRERO, A.; CERVANTES, J. G. LORENZINI-GUTIERREZ, D.; GONZALEZ-VALLE, C. U. CFD study of constructal microchannel networks for liquid-cooling of electronic devices. **Applied Thermal Engineering**, v. 95, p. 374-381, 2016.

SANTOS, Elizaldo D. dos; ISOLDI, Liércio A.; GOMES, Mateus das N.; ROCHA, Luiz A. O. The constructal design applied to renewable energy systems. *In*: RICÓN-MEJÍA, Eduardo; HERAS, Alejandro de las. **Sustainable Energy Technologies**. 1 ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2017. p. 63-87.

SOUZA, Alan Lungarini de. **Arquiteturas de redes de microcanais para resfriamento de chips eletrônicos**. 2016. 133f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós- Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR, Curitiba, 2016.

STEINKE, M. E.; KANDLIKAR, S. G. Single-phase liquid friction factors in microchannels. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 45, n. 11, p. 1073-1083, 2006.

STEINKE, M. E.; KANDLIKAR, S. G.; MAGERLEIN, J. H.; COLGAN, E. G. Development of an experimental facility for investigating single-phase liquid flow in microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 27, n. 4, p. 41-52, 2006.

TAN, H.; WU, L.; WANG, M.; YANG, Z.; DU, P. Heat transfer improvement in microchannel heat sink by topology design and optimization for high heat flux chip cooling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 129, p. 681-689, 2019.

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

VÁSQUEZ-ALVAREZ, E.; DEGASPERI, F. T.; MORITA, L. G.; GONGORA-RUBIO, M.R.; GIUDICI, R. Development of a micro-heat exchanger with stacked plates using LTCC technology. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 27, n. 03, p. 483-497, 2010.

XING, Y.; ZHI, T.; HAIWANG, L.; YITU, T. Experimental investigation of surface roughness effects on flow behavior and heat transfer characteristics for circular microchannels. **Chinese Journal of Aeronautics**, v. 29, n. 6, p. 1575-1581, 2016.

XU, B.; OOI, K. T.; WONG, N. T. CHOI, W. K. Experimental investigation of flow friction for liquid flow in microchannels. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 27, n. 8, p. 1165-1176, 2000.

XU, S.; WANG, W.; FANG, K.; WONG, C. Heat transfer performance of a fractal silicon microchannel heat sink subjected to pulsation flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 81, p. 33-40, 2015.

YAN, Y.; YAN, H.; YIN, S.; ZHANG, L. LI, L. Single/multi-objective optimizations on hydraulic and thermal management in micro-channel heat sink with bionic Y-shaped fractal network by genetic algorithm coupled with numerical simulation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 129, p. 468-479, 2019.

YU, X.F.; ZHANG, C.P.; TENG, J.T.; HUANG, S.Y.; JIN, S.P.; LIAN, Y.F.; CHENG, C.H.; XU, T.T.; CHU, J.C.; CHANG, Y.J.; DANG, T. A study on the hydraulic and thermal characteristics in fractal tree-like microchannels by numerical and experimental methods. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 25-26, p. 7499-7507, 2012.

ZHAI, Y.; XIA, G.; LI, Z.; WANG, H. Experimental investigation and empirical correlations of single and laminar convective heat transfer in microchannel heat sinks. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 83, p. 207-214, 2017.

ZHANG, C.; LIAN, Y.; YU, X.; LIU, W.; TENG, J.; XU, T.; HSU, C.; CHANG, Y.; GREIF, R. Numerical and experimental studies on laminar hydrodynamic and thermal characteristics in fractal-like microchannel networks. Part A: Comparisons of two numerical analysis methods on friction factor and Nusselt number. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 66, p. 930-938, 2013a.

ZHANG, C.; LIAN, Y.; YU, X.; LIU, W.; TENG, J.; XU, T.; HSU, C.; CHANG, Y.; GREIF, R. Numerical and experimental studies on laminar hydrodynamic and thermal characteristics in fractal-like microchannel networks. Part B: Investigations on the performances of pressure drop and heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 66, p. 939-947, 2013b.

ZHANG, C.; LIAN, Y.; HSU, C.; TENG, J.; LIU, S.; CHANG, Y.; GREIF, R. Investigations of thermal and flow behavior of bifurcations and bends in fractal-like microchannel networks: Secondary flow and recirculation flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 85, p. 723-731, 2015.

APÊNDICE A – INCERTEZA DE MEDIÇÃO

As incertezas dos parâmetros utilizados para análise foram minimizadas com método de propagação de incertezas considerando os termos que estão associados aos instrumentos de medição. No entanto, os termos referente a geometria são considerados no cálculo, já que não foram realizadas as medições das dimensões do trocador de calor.

- **Perda de Pressão**

O cálculo da incerteza de medição para a perda de pressão está relacionado à exatidão do equipamento de medição da pressão diferencial, que é de $\pm 0,1\%$. A incerteza de medição para a perda de pressão, $\sigma_{\Delta p}$, é calculada conforme Eq. (A.1):

$$\sigma_{\Delta p} = \Delta p E_{\Delta p} \quad (\text{A.1})$$

onde $E_{\Delta p}$ é o valor de exatidão do equipamento, informada pelo fabricante.

- **Velocidade mássica**

A incerteza da velocidade mássica, σ_G , é dada principalmente pela incerteza relacionada à taxa de massa, $\sigma_{\dot{m}}$ que é determinada pela vazão, σ_Q . A incerteza de medição da vazão é considerada pela precisão do equipamento, informada pelo fabricante como $\pm 5\%$. A Eq. (A.2), (A.3) e (A.4) apresenta cálculos da incerteza, respectivamente:

$$\sigma_G = \sqrt{\left(\frac{1}{nA_{esc}} \sigma_{\dot{m}}\right)^2} \quad (\text{A.2})$$

$$\sigma_{\dot{m}} = \sqrt{(\rho \sigma_Q)^2} \quad (\text{A.3})$$

$$\sigma_Q = Q E_Q \quad (\text{A.4})$$

onde E_Q é o valor de precisão do transmissor de baixo fluxo.

- **Fator de atrito**

A incerteza do fator de atrito é calculada pelo método da incerteza propagada, o valor é dado pela derivada parcial de cada termo, resultando na Eq. (A.5):

$$\sigma_f = \sqrt{\left(\frac{D_h}{2\rho G^2 L} \sigma_{\Delta p}\right)^2 + \left(-\frac{\Delta p D_h}{4\rho G^3 L} \sigma_G\right)^2} \quad (\text{A.5})$$

- **Número de Reynolds**

A incerteza do número de Reynolds, σ_{Re} , é definida pela Eq.(A.6):

$$\sigma_{Re} = \sqrt{\left(\frac{D_h}{\mu} \sigma_G\right)^2} \quad (\text{A.6})$$

- **Fluxo de Calor**

A taxa de calor apresenta a principal condição de incerteza do fluxo de calor, $\sigma_{q''}$, conforme apresenta a Eq. (A.7):

$$\sigma_{q''} = \sqrt{\left(\frac{I}{A_{\text{sup}}} \sigma_U\right)^2 + \left(\frac{U}{A_{\text{sup}}} \sigma_I\right)^2} \quad (\text{A.7})$$

onde σ_I é a incerteza de medição da corrente elétrica e σ_U a incerteza de medição da tensão, ambas relacionada a exatidão do equipamento de medição.

- **Coefficiente de transferência de calor:**

Considerando o método da propagação das incertezas, a incerteza do coeficiente da transferência de calor é dado por cada termo, conforme a Eq. (A.8):

$$\sigma h = \sqrt{\left(\frac{1}{T_{\text{sup},x} - T_{f,x}} \alpha q''\right)^2 + \left(-\frac{q''}{(T_{\text{sup},x} - T_{f,x})^2} \sigma T_{\text{sup},x}\right)^2 + \left(-\frac{q''}{(T_{\text{sup},x} - T_{f,x})^2} \sigma T_{f,x}\right)^2} \quad (\text{A.8})$$

- **Temperatura da superfície**

Para a estimativa da incerteza da temperatura na superfície, $\sigma T_{f,x}$, o seguinte cálculo é feito conforme a Eq.(A.9):

$$\sigma T_{f,x} = \sqrt{(\sigma T_e)^2 + \left(\frac{P_x}{\dot{m} c_p} \alpha q''\right)^2 + \left(-\frac{q'' P_x}{\dot{m}^2 c_p} \sigma \dot{m}\right)^2} \quad (\text{A.9})$$

onde σT_e é a incerteza da temperatura de entrada que determinada pela incerteza dos termopares.

- **Número de Nusselt**

O número de Nusselt tem a sua incerteza relacionada ao coeficiente de transferência de calor, portanto, considerando apenas incerteza do coeficiente de transferência de calor, a incerteza do número de Nusselt, σNu , é dada pela Eq. (A.10):

$$\sigma Nu = \sqrt{\left(\frac{D_h}{\kappa} \sigma h\right)^2} \quad (\text{A.10})$$

APÊNDICE B – CALIBRAÇÃO E INCERTEZA DOS TERMOPARES

O método baseado em comparação foi utilizado para a calibração dos termopares. Os valores de um sensor PT100 são comparados aos termopares utilizados nos experimentos nas mesmas condições. O sensor PT100 foi calibrado pela fabricante Ômega, e tem uma incerteza de 0,05 K.

Em um banho térmico, com temperatura controlada, o sensor PT100 e os termopares foram imersos na água do banho térmico. Para o experimento, estimou-se que as temperaturas encontradas seriam de 293,15 a 373,15 K. Por isso, os pontos ajustados iniciaram em 283,15 K, aumentando a temperatura em 5 K até a temperatura de 373,15 K. O tempo de 30 minutos é considerado para a estabilização da temperatura. Os dados são adquiridos pelo Agilent e o software Bench Link Data Logger armazena os dados e possibilita a realização da curva de calibração para cada termopar.

A incerteza dos termopares, σT_{term} , é definida como o desvio padrão da diferença entre o sensor PT100 de referência e o termopar, conforme a Eq. (B.1):

$$\sigma T_{term} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_{term} - T_{PT100})^2}{n-1}} \quad (B.1)$$

onde T_{term} é a temperatura do termopar, T_{PT100} é a temperatura do PT100 e n é o número de medidas realizadas para a temperatura.

Desse modo, a incerteza propagada da temperatura, σT , é determinada pela Eq. (B.2):

$$\sigma T = \sqrt{(\sigma T_{term})^2 + (\sigma T_{inc})^2} \quad (B.2)$$

onde σT_{inc} é a incerteza do sensor PT100 que é referente a precisão de calibração do fabricante.