

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DE RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS
POR TROCADORES DE CALOR COM MICROCANAIS

por

Felipe Guahyba dos Reis

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, janeiro de 2018

ANÁLISE NUMÉRICA DE RESFRIAMENTO DE COMPONENTES ELETRÔNICOS
POR TROCADORES DE CALOR COM MICROCANAIS

por

Felipe Guahyba dos Reis
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de transporte

Orientador: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

Aprovada por:

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin,..... DEMEC/UFRGS

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha,.....PROMEC/UFRGS

Prof^a. Dr^a. Adriane Prisco Petry,.....PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 19 de janeiro de 2018

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço aos meus pais pelo carinho, apoio incondicional e primazia dada à educação ao longo da minha trajetória.

Agradeço ao Prof. Francis França pelo constante apoio na minha orientação acadêmica, pela tolerância e confiança ao longo dos anos e pelo exemplo de ética e dedicação no ensino e na pesquisa.

Agradeço à empresa AEL Sistemas, em especial ao Eng. Mauro Beirão, pelo apoio para a concretização do mestrado.

Agradeço ao Mestre Leonardo Kothe pelo auxílio irrestrito durante a realização deste trabalho.

Por fim, agradeço à UFRGS pelo ensino público, gratuito e de qualidade que me foi proporcionado desde 2008 quando ingressei na graduação.

RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo numérico sobre o desempenho de trocadores de calor com microcanais. Primeiramente, para a verificação da ferramenta numérica, uma comparação com um estudo experimental conhecido é realizado. Em seguida, aperfeiçoamentos disponíveis na literatura são testados e comparados. As simulações numéricas são realizadas com o *software Fluent* utilizando o Método dos Volumes Finitos (MVF). O resultado numérico da resistência térmica do dissipador do estudo experimental em que a primeira parte desse trabalho foi baseada ficou em $0,097 \text{ }^\circ\text{C/W}$ (com uma temperatura máxima de 373 K), enquanto o resultado experimental ficou em $0,090 \text{ }^\circ\text{C/W}$, o que representa uma diferença de 7,2 %. São realizados aperfeiçoamentos integrando o trocador de calor a um sistema de refrigeração. Isso reduz a temperatura de entrada e, conseqüentemente, a temperatura máxima encontrada no sistema (350 K para uma mesma potência dissipada) não havendo mudança na resistência térmica, porém trazendo um ganho em confiabilidade. São apresentadas mudanças na geometria do dissipador diminuindo a área de entrada, com uma sensível piora nos resultados da resistência térmica, fazendo com que a resistência aumentasse de $0,097 \text{ }^\circ\text{C/W}$ para o canal original para $0,272 \text{ }^\circ\text{C/W}$ para o canal com menor altura. Apresenta-se um trocador de calor cujos microcanais em suas dimensões longitudinais possuem ondulações, porém os efeitos esperados de melhor mistura e maior área de contato para o fluxo de calor não foram observados para as condições de contorno do experimento original; a resistência térmica calculada foi de $0,102 \text{ }^\circ\text{C/W}$. A última análise apresenta uma idealização onde o fluxo de calor é distribuído uniformemente no volume de silício, encontrando-se uma resistência térmica de $0,084 \text{ }^\circ\text{C/W}$.

Palavras-chave: Trocadores de Calor; Dissipadores de Calor; Microcanais; Estudo Numérico; Resistência Térmica

ABSTRACT

This paper presents a numerical study on the performance of heatsinks with microchannels. For the validation of the numerical tool, a comparison with a known experimental study is carried out, then improvements available in the literature on the subject are tested and compared. The numerical simulations are performed with the *Fluent* software using the Finite Volumes Method (MVF). The numerical result of the thermal resistance of the heatsink from the experimental study which the first part of this paper is based was $0.097\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$, whereas the experimental result was $0.090\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ (with a maximum temperature of 373 K), representing a difference of 7.2% . An improvement is performed by integrating the heatsink to a HVAC (Heating, ventilation and air conditioning) system, which lowers the inlet temperature and consequently lowers the highest temperature found in the system (350 K for the same dissipated power) without changing the thermal resistance, but providing gains in reliability. Changes in the heatsink geometry are presented by decreasing the inlet area, with a significant worsening in the thermal resistance results, causing the resistance to vary from $0.097\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ for the original channel to $0.272\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ for the channel that has the lowest height. A heatsink whose microchannels have waves in their longitudinal dimensions is shown, but the expected effects of better mixing and greater contact area for the heat flux were not observed for the boundary conditions of the original experiment, the calculated thermal resistance was of $0.102\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$. The last analysis presents an idealization where the heat flux is evenly distributed in the silicon volume, with a thermal resistance of $0.084\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$.

Keywords: Heat Exchangers; Heatsinks; Microchannels; Numerical study; Thermal Resistance

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Objetivos.....	1
1.3	Trabalhos similares na literatura e contribuição da dissertação	2
1.4	Organização do texto	4
2	RESFRIAMENTO DE SISTEMAS ELETRÔNICOS	5
2.1	Manufatura de Componentes Eletrônicos.....	8
2.2	Condução de calor	9
2.3	Determinação analítica da resistência térmica.....	10
2.4	Caracterização do escoamento.....	11
2.5	Convecção de calor.....	12
2.6	Técnicas de Resfriamento de Eletrônicos – Um Histórico.....	14
2.6.1	Técnicas Tradicionais de Resfriamento.....	14
2.6.2	Técnicas de Resfriamento Emergentes	15
2.7	Transferência de Calor e Massa em Sistemas Biológicos	17
2.8	O desenvolvimento de dissipadores com microcanais	18
2.8.1	Vantagens de passagens de escoamento menores.....	18
2.8.2	Classificação dos Canais de Escoamento	20
2.8.3	Projeto de um CI com trocador de calor com microcanais integrado.....	22
2.8.4	Desempenho de Trocadores de Calor com Microcanais	24
2.8.5	<i>Performance</i> termohidráulica de microcanais	25
2.8.6	Escoamento monofásico de líquidos em microcanais	27
3	METODOLOGIA	29
3.1	O Experimento de Tuckerman e Pease	29
3.2	Metodologia Numérica	31
3.2.1	O Método dos Volumes Finitos (MVF).....	31
3.2.1.1	Escoamento Laminar no Método dos Volumes Finitos.....	32
3.2.2	Discretização do Modelo	34
3.2.3	Condições de Contorno.....	35
3.2.4	CrITÉrios para Avaliação da Qualidade da Malha	37

3.2.5	Métodos de Solução.....	39
4	RESULTADOS	41
4.1	Avaliação da Qualidade da Malha	41
4.2	Resultados Numéricos do Dissipador de Tuckerman e Pease	43
4.3	Aperfeiçoamento do Sistema – Integração com um Sistema de Refrigeração	45
4.4	Resultado de Mudanças na Geometria do Dissipador	48
4.4.1	Alteração na geometria da entrada do microcanal	48
4.4.2	Microcanal Ondulado	54
4.5	Geração Interna e Distribuída de Calor	56
5	CONCLUSÕES	59
5.1	Conclusões	59
5.2	Trabalhos Futuros	61
	REFERÊNCIAS	62

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 O aumento no número de componentes por chip ao longo dos anos. [Adaptado de Cengel, 2007]	6
Figura 2.2 O crescimento na taxa de falha de componentes digitais bipolares com a temperatura. [Adaptado de Cengel, 2007].....	7
Figura 2.3 Os componentes de um encapsulamento comum de chip.....	8
Figura 2.4 Calor gerado na junção de um dispositivo eletrônico flui pelo caminho de menor resistência. [Adaptado de Cengel, 2007]	10
Figura 2.5 Comparação de eficiência de transferência de calor entre métodos convencionais de resfriamento. [Adaptado de Sohel Murshed e Nieto de Castro, 2017]	15
Figura 2.7 Esquema de um conjunto de servidores com CIs de alto fluxo de calor arrefecidos por dissipadores de calor de microcanais, placas frias e refrigeração de ar localizada integrada com um circuito secundário de água gelada do sistema HVAC de construção.	20
Figura 2.8 Vista esquemática de um dissipador de calor compacto que utiliza microcanais incorporados em um chip de circuito integrado. [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981]	22
Figura 2.9 Arranjo esquemático de um chip de CI resfriado por microcanais fabricados em uma tampa de silício ou vidro ligado anodicamente ou colada à parte traseira do chip (fora de escala). [Adaptado de Kandlikar, 2005]	23
Figura 2.10 Configurações geométricas de trocadores de calor com microcanais dos tipos D, N, S, U e V. [Adaptado de Chein and Chen, 2008].....	24
Figura 2.11 Variação do coeficiente de transferência de calor h com o tamanho do canal para um canal quadrado sob escoamento laminar, condição de contorno de fluxo de calor constante, assumindo nenhum efeito de rarefação e compressibilidade. [Adaptado de Kandlikar et al., 2003]	26
Figura 2.12 Variação do gradiente de pressão em relação ao diâmetro hidráulico para o escoamento laminar totalmente desenvolvido em tubos circulares lisos a 300 K para água a $V = 0,20$ m/s e ar a $V = 4,25$ m/s assumindo que não haja efeitos de rarefação e compressibilidade. [Adaptado de Kandlikar et al., 2003]	26
Figura 3.1 Valores medidos da resistência térmica máxima (à jusante) como função do inverso da taxa do escoamento para o dissipador de calor número 3 da Tabela 3.1. Conforme previsto, os dados ficam em linha reta, o que implica perfis de temperatura totalmente desenvolvidos. [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981]	31
Figura 3.2 Vista Isométrica do Modelo Discretizado.....	34
Figura 3.3 Vista lateral do modelo, dimensões em mm	34

Figura 3.4 Seção do Modelo Discretizado do Dissipador, dimensões em mm	36
Figura 3.5 Esquemático das condições de contorno. Paredes em verde são consideradas adiabáticas, parede em vermelho é considerada fonte de calor e seção azul no centro é a entrada, dimensões em mm	36
Figura 3.6 Gráfico que mostra o comportamento dos resíduos em relação às iterações das equações calculadas	40
Figura 4.1 Plano cortando a seção central do microcanal retilíneo evidenciando a máxima velocidade do escoamento a partir de vetores	42
Figura 4.2 Corte da malha utilizada evidenciando o fluido em verde (mais refinado), o silício em cinza e Pyrex em amarelo	43
Figura 4.3 Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981	44
Figura 4.4 Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981	44
Figura 4.5 Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 273 K na entrada..	46
Figura 4.6 Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 273 K na entrada..	46
Figura 4.7 Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$, temperatura de 273 K na entrada e potência de 1000 W/cm^2	47
Figura 4.8 Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$, temperatura de 273 K na entrada e potência de 1000 W/cm^2	48
Figura 4.9 Seção do modelo discretizado do dissipador com microcanal com altura de $0,202 \text{ mm}$, dimensões em mm	49
Figura 4.10 Seção do modelo discretizado do dissipador com microcanal com altura de $0,102 \text{ mm}$, dimensões em mm	49
Figura 4.11 Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais com altura de $0,202 \text{ mm}$, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm^2	50
Figura 4.12 Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais com altura de $0,202 \text{ mm}$, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm^2	51

Figura 4.13 Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais com altura de 0,102 mm, com água a 0,214 N/mm ² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm ²	51
Figura 4.14 Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais com altura de 0,102 mm, com água a 0,214 N/mm ² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm ²	52
Figura 4.15 Plano cortando a seção central do microcanal retilíneo com altura de 0,202 mm evidenciando a máxima velocidade do escoamento (cerca de 6,2 m/s) a partir de vetores.....	52
Figura 4.16 Plano cortando a seção central do microcanal retilíneo com altura de 0,102 mm evidenciando a máxima velocidade do escoamento (cerca de 5,7 m/s) a partir de vetores.....	53
Figura 4.17 Variação da altura da abertura do microcanal em relação à resistência térmica..	53
Figura 4.18 Seção em corte do dissipador de calor com microcanal ondulado.....	54
Figura 4.19 Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais ondulados refrigerados por água a 0,214 N/mm ² e temperatura de 273 K na entrada e potência de 790 W/cm ²	55
Figura 4.20 Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais ondulados refrigerados por água a 0,214 N/mm ² e temperatura de 273 K na entrada e potência de 790 W/cm ²	55
Figura 4.21 Plano cortando a seção central do microcanal ondulado evidenciando a máxima velocidade do escoamento (cerca de 6,2 m/s) a partir de vetores.....	56
Figura 4.22 A área hachurada representa em um corte onde o calor é gerado quando distribuído uniformemente no volume do silício.....	57
Figura 4.23 Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais refrigerados por água a 0,214 N/mm ² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm ² uniformemente distribuídos no volume de silício	57
Figura 4.24 Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais refrigerados por água a 0,214 N/mm ² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm ² uniformemente distribuídos no volume de silício	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Dimensões de Canal para diferentes tipos de escoamento para gases a uma atmosfera. [Adaptado de Kandlikar, 2005]	21
Tabela 2.2 Esquema de Classificação de Canais. [Adaptado de Kandlikar, 2005].....	21
Tabela 3.1 Normas que devem ser atendidas para que o vidro de borossilicato possa ser considerado Pyrex® [Adaptado de scilabware.com]	29
Tabela 3.2 Propriedades para o Silício e Pyrex® [Adaptado de periodictable.com e scilabware.com].....	29
Tabela 3.3 Valores experimentais de máxima resistência térmica θ_{max} para três dissipadores de calor de silício refrigerados a água de canal especificado por w_c e profundidade z , espessura de parede w_w , pressão de água P e taxa de escoamento f . A área aquecida é de aproximadamente (1 cm) x (1 cm), e os dissipadores de calor são testados até uma densidade de potência máxima especificada Q . [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981].....	30
Tabela 3.4 Características geométricas, pressão de entrada do líquido refrigerante, temperatura de entrada e potência dissipada no resistor para o experimento número 3 de Tuckerman e Pease [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981]	35
Tabela 3.5 Quantidade de volumes das três malhas utilizadas.....	38
Tabela 4.1 Quantidade de volumes das três malhas utilizadas.....	41
Tabela 4.2 Valores calculados durante a avaliação de qualidade de malha	42
Tabela 4.3 Tamanhos mínimos e máximos de face para os volumes dos sólidos e fluido na malha de 1 milhão de elementos.....	42
Tabela 4.4 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para o dissipador de Tuckerman e Pease, 1981	45
Tabela 4.5 Resumo dos resultados para o dissipador de calor com microcanais inserido em um sistema de refrigeração (temperatura de entrada de 273 K)	48

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CFD	<i>Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)</i>
CI	<i>Circuito Integrado</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
DNA	<i>Deoxyribonucleic acid</i>
ENIAC	<i>Electronic Numerical Integrator and Computer</i>
GCI	<i>Índice de Convergência de Malha (Grid Convergence Index)</i>
HVAC	<i>Heating, ventilation and air conditioning</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LSI	<i>Large Scale Integration</i>
MSI	<i>Medium Scale Integration</i>
MVF	<i>Método dos Volumes Finitos</i>
PCI	<i>Placa de Circuito Impresso</i>
PROMEC	<i>Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica</i>
PCM	<i>Phase Change Material</i>
RF	<i>Radio Frequência</i>
SIMPLE	<i>Semi Implicit Linked Equations</i>
SMT	<i>Surface Mount Technology</i>
SSI	<i>Small Scale Integration</i>
TEC	<i>Thermoelectric Cooler</i>
TIM	<i>Thermal Interface Materials</i>
UFRGS	<i>Universidade Federal do Rio Grande do Sul</i>
ULSI	<i>Ultra Large Scale Integration</i>
US	<i>United States</i>
VC	<i>Volume de Controle</i>
VLSI	<i>Very Large Scale Integration</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Amplitude de onda, mm
A_s	Área superficial de transferência de calor, m ²
c_p	Calor específico à pressão constante, J/kg.K
D	Diâmetro, m
f	Fator de fricção de Fanning, adimensional
f_1, f_2, f_3	Soluções numéricas do coeficiente de torque estático para as malhas 1, 2 e 3, respectivamente
$f_{exato,ij}$	Estimativa da solução exata entre duas malhas
f_i	Solução numérica da malha mais refinada
f_j	Solução numérica da malha menos refinada
\dot{f}	Taxa de escoamento, cm ³ /s
F_s	Fator de segurança
f_T	Taxa de falha, %
G	fluxo de massa, kg/m ² .s
\vec{g}	Gravidade
GCI_{12}	Índice de convergência entre as malhas M1 e M2
GCI_{23}	Índice de convergência entre as malhas M2 e M3
GCI_{ij}	Índice de convergência de malha entre duas malhas quaisquer
\vec{F}	Termos Fonte
h	Coeficiente de transferência de calor médio, W/m ² .°C
h_e	Entalpia, J
I	Corrente elétrica, A
IC	Intervalo de convergência assintótico
k	Condutividade térmica, W/m.K
L	Comprimento, m
L_c	Comprimento característico, m
N_i	Número total de volumes da malha mais refinada
N_j	Número total de volumes da malha menos refinada
N_T	Número de elementos total do domínio
Nu	Número de Nusselt [$h.D/k$]
OC	Ordem de convergência
P	Pressão, N/mm ²
P'	Correção de pressão, Pa
P^*	Estimativa de pressão disponível, Pa
\ddot{Q}	Taxa de calor/densidade de potência, W/cm ²
\dot{Q}	Fluxo de calor/Potência, W

\dot{Q}_{conv}	Calor transferido por convecção, W
r_{12}	Razão de refinamento das malhas 1 e 2
r_{23}	Razão de refinamento das malhas 2 e 3
Re	Número de Reynolds [$V.L_c/\nu$]
r_{ij}	Razão de refinamento entre duas malhas quaisquer
S_h	Termo Fonte de Calor
t	tempo, s
$T_{ambiente}$	Temperatura do ambiente, °C
T_e	Temperatura de entrada, °C
$T_{encapsulamento}$	Temperatura no encapsulamento, °C
T_{fluido}	Temperatura do fluido, °C
$T_{fluido,max}$	Temperatura máxima do fluido, °C
$T_{junção}$	Temperatura na junção, °C
T_s	Temperatura da superfície, °C
$T_{s,max}$	Temperatura máxima da superfície, °C
$T_{saída}$	Temperatura de saída, °C
\vec{v}	Velocidade do fluido, m/s
ν	Viscosidade cinemática do fluido, m ² /s
W	Largura, m
w_c	Largura do canal, μm
w_w	Largura da parede, μm
z	Profundidade do canal, μm
Δp_f	Varição de pressão por fricção, Pa
ΔT	Varição de temperatura, °C
$\Delta T_{aumento, superfície}$	Aumento de temperatura na superfície, °C
$\Delta T_{junção-encapsulamento}$	Varição de temperatura entre a junção e o encapsulamento, °C
ΔT_{max}	Varição máxima de temperatura, °C
ε_{ij}	Erro relativo entre duas malhas
θ	Resistência térmica de um dissipador de calor, °C/W
$\theta_{aquec.}$	Resistência térmica devido ao aquecimento do fluido, °C/W
θ_{cond}	Resistência térmica devido à condução, °C/W
θ_{conv}	Resistência térmica devido à convecção, °C/W
$\theta_{encapsulamento-ambiente}$	Resistência térmica entre o encapsulamento e o ambiente, °C/W
$\theta_{junção-ambiente}$	Resistência térmica entre a junção e o ambiente, °C/W
$\theta_{junção-encapsulamento}$	Resistência térmica entre a junção e o encapsulamento, °C/W
θ_{max}	Resistência térmica máxima de um dissipador de calor, °C/W
$\theta_{max,exato}$	Resistência térmica máxima exata estimada de um dissipador de calor, °C/W
θ_{total}	Resistência térmica total, °C/W

λ	Comprimento de onda, mm
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s
ρ	Massa específica, kg/m ³
$\overset{=}{\tau}$	Tensor Tensão

1 INTRODUÇÃO

Os equipamentos eletrônicos inserem-se em praticamente todos os aspectos da vida moderna, desde brinquedos e eletrodomésticos até computadores de alta potência. A confiabilidade da eletrônica de um sistema é um dos principais fatores na confiabilidade geral do sistema. A miniaturização contínua dos sistemas eletrônicos resulta em um aumento na quantidade de calor gerado por unidade de volume, comparável em magnitude aos encontrados em reatores nucleares. A menos que sejam devidamente projetadas e controladas, altas taxas de geração de calor resultam em altas temperaturas de operação para equipamentos eletrônicos, o que compromete a segurança e confiabilidade dos mesmos. A taxa de falha de equipamentos eletrônicos aumenta exponencialmente com temperatura. Além disso, as altas tensões térmicas nas juntas de solda de componentes eletrônicos montados em placas de circuito resultantes de variações de temperatura são as principais causas de falha. Portanto, o controle térmico torna-se importante na concepção e operação de equipamentos eletrônicos. [Cengel, 2007]

1.1 Motivação

Os fluxos de calor em circuitos eletrônicos miniaturizados (circuitos integrados, CI de agora em diante) e outros equipamentos eletrônicos atingiram os limites atuais da tecnologia de resfriamento a ar. Algumas das aplicações requerem fluxos de calor muito além do limite de 100 W/cm^2 , exigindo soluções de resfriamento avançadas. Os estudos sobre a tecnologia de resfriamento líquida monofásica em microcanais mostraram promessas consideráveis, começando por Tuckerman e Pease, 1981. A extensão da tecnologia de trocadores de calor compactos para aplicações de microescala oferece novas possibilidades. Espera-se que a tecnologia de resfriamento líquida atinja taxas de dissipação de calor de até 10 MW/m^2 (1000 W/cm^2) com microcanais otimizados e com uma diferença de temperatura da região de junção do CI para o ar de até $50 \text{ }^\circ\text{C}$. [Kandlikar, 2005]

1.2 Objetivos

Com o objetivo de mensurar a eficácia da ferramenta numérica e da discretização realizada, um estudo experimental conhecido e consagrado na bibliografia de engenharia é

reproduzido na forma numérica com o auxílio de *softwares* de desenho assistido por computador e o código comercial para dinâmica de fluidos computacional *Fluent*. A partir do resultado alcançado na reprodução de estudos já conhecidos o segundo objetivo pode ser alcançado: mudanças na geometria do trocador de calor bem como a forma com que o calor é propagado por ele são estudadas em novas simulações numéricas.

Um paralelo com a confiabilidade dos sistemas eletrônicos e sua dependência da temperatura é realizado, bem como uma análise dos desafios da fabricação de trocadores de calor em microescala e ideias para aprimorar o sistema em que são empregados.

1.3 Trabalhos similares na literatura e contribuição da dissertação

Uma revisão bibliográfica detalhada é apresentada no Capítulo 2, porém é possível realizar o apontamento dos trabalhos que influenciaram o presente trabalho. O principal autor na área de trocadores de calor com microcanais é o Dr. Satish Kandlikar, do *Rochester Institute of Technology* (RIT), e seus trabalhos serão referenciados ao longo do texto. Eles abrangem temas como um conciso estudo sobre as potenciais melhorias em um sistema que utiliza trocadores de calor com microcanais para remoção de altos fluxos de calor, além de estudos sobre a evolução da utilização de trocadores de calor com canais cada vez menores levando em consideração o desempenho e tecnologia de fabricação dos mesmos. [Kandlikar, 2003 e 2005]

Trabalhos na área de simulação numérica em CFD para trocadores de calor com microcanais fornecem conhecimentos sobre abordagens de discretização dos modelos e a resolução de diferentes tipos de microcanais. Thakre et al., 2016, realizaram uma análise numérica de um microcanal retilíneo muito semelhante ao de Tuckerman e Pease, 1981, e sua discretização como um microcanal único serve de base para a discretização do modelo do presente trabalho. Chein e Chen, 2008, estudaram o efeito de diferentes arranjos para a entrada e saída de fluido nos microcanais, o que auxilia na modelagem das entradas e saídas do trocador estudado.

Kumar e Zunaid, 2016, apresentaram um estudo em CFD sobre microcanais ondulados. Foram comparados canais ondulados, canais ondulados com obstruções e canais retilíneos, alterando-se também o número de Reynolds. A partir desse trabalho é possível compreender e modelar um microcanal ondulado.

A revisão da literatura aponta uma vasta quantidade de pesquisas experimentais tratando de sistemas em pequena escala para resfriamento eletrônico. Esses trabalhos, de um modo geral, podem ser classificados em dois grandes grupos: (i) aperfeiçoamento da geometria interna dos canais para tornar mais eficiente o processo de convecção forçada; (ii) emprego de ebulição do fluido refrigerante devido aos elevados coeficientes de película.

Entre os trabalhos experimentais considerando os diversos aperfeiçoamentos possíveis em dissipadores com micro e minicanais, como a adição de estruturas no interior dos canais, podemos citar Al-Neama et al., 2018, que adicionaram aletas no formato de Chevron a minicanais em formato de serpentina e encontraram que essa adição diminui a queda de pressão e a resistência térmica do dissipador em 60% e 10%, respectivamente. Wang et al., 2018, adicionaram uma aleta piniforme em um microcanal e realizaram experimentos com diferentes números de Reynolds. Eles encontraram um aumento do coeficiente de transferência de calor local após a aleta piniforme devido à formação de vórtices, o que aumenta a eficiência do dissipador. Li et al., 2018, estudaram numericamente os efeitos da adição de aletas piniformes mencionadas anteriormente, mas também o efeito da adição de cavidades ao longo do canal em um estudo paramétrico.

Dentro da linha de processos de ebulição, cientistas como Hong et al., 2018, Yin et al., 2017, e Karayiannis e Mahmoud, 2017, podem ser citados. Eles determinaram o comportamento das bolhas, parâmetros geométricos críticos e a *performance* da transferência de calor de dissipadores de calor com microcanais demonstrando que esse tipo de escoamento promete bons resultados.

O fluido após ser vaporizado dentro de um ciclo termodinâmico, deve ser condensado em sistemas em pequena escala. Entre os trabalhos recentes nessa linha de pesquisa, podemos citar os trabalhos de El Mghari e Louahlia-Gualous, 2016, Al-Zaidi et al., 2018, e Lei e Chen, 2017. Eles realizaram investigações experimentais e numéricas acerca da transferência de calor de condensação local com diferentes geometrias de dissipadores com microcanais.

Em relação aos trabalhos anteriores, essa dissertação traz as seguintes contribuições: mensura a eficácia da ferramenta numérica utilizada se baseando na análise experimental do trabalho que apresentou os dissipadores de calor com microcanais como dispositivos importantes na dissipação do calor [Tuckerman e Pease, 1981]. Além disso, essa dissertação avalia diferentes métodos de aperfeiçoamento de dissipadores de calor com microcanais por meio de CFD.

1.4 Organização do texto

O presente trabalho é organizado em cinco capítulos:

No segundo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o assunto, explicando as principais características do resfriamento de calor em componentes eletrônicos e as particularidades dos trocadores de calor em microescala. Estudos já realizados, juntamente com seus resultados também são apresentados.

No Capítulo 3 é discutida e analisada toda a metodologia aplicada, tanto para a reprodução do estudo experimental, quanto para os aperfeiçoamentos propostos, abordando as discretizações adotadas e a análise de qualidade de malha.

No quarto capítulo, são apresentados os principais resultados obtidos através dos ensaios numéricos sobre o estudo experimental e aperfeiçoamentos. Comparativos são realizados entre o estudo experimental e as geometrias propostas.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho, onde são analisadas a metodologia aplicada e os resultados obtidos. Os principais resultados são discutidos e comparados também com resultados apresentados na literatura, e por fim, são propostas ideias para trabalhos futuros.

2 RESFRIAMENTO DE SISTEMAS ELETRÔNICOS

O campo da eletrônica trata da construção e utilização de dispositivos que envolvem fluxo de corrente através de um vácuo, um gás ou um semicondutor. Este campo da ciência e engenharia remonta a 1883, quando Thomas Edison inventou a válvula termiônica (por vezes chamada de válvula eletrônica ou tubo de vácuo). A válvula eletrônica serviu de base para a indústria eletrônica até a década de 1950 e desempenhou um papel central no desenvolvimento do rádio, da TV, do radar e do computador digital. Dos vários computadores desenvolvidos nesta era, o maior e mais conhecido é o ENIAC (Electronic Numerical Integrator and Computer), que foi construído na Universidade da Pensilvânia em 1946. O ENIAC possuía mais de 18.000 válvulas eletrônicas e ocupava uma sala de 7 m × 14 m e consumia uma grande quantidade de energia; sua confiabilidade era baixa pela alta taxa de falha das válvulas.

A invenção do transistor bipolar em 1948 marcou o início de uma nova era na indústria eletrônica e a obsolescência da tecnologia de tubo de vácuo. Os circuitos com transistor realizaram as funções dos tubos de vácuo com maior confiabilidade, ocupando muito menos espaço e consumindo muito menos energia. Os primeiros transistores foram feitos de germânio, desta forma não podia funcionar adequadamente a temperaturas acima de 100 °C. Logo depois, foram substituídos por transistores de silício.

O próximo ponto de mudança na eletrônica ocorreu em 1959 com a introdução dos circuitos integrados (CI), onde vários componentes, como diodos, transistores, resistores e capacitores, são montados em um único *chip*. O número de componentes em um único *chip* tem aumentado de forma constante desde então a uma taxa exponencial, como mostrado na Figura 2.1. A miniaturização continuada de componentes eletrônicos resultou na integração de médio porte (MSI, sigla em inglês) na década de 1960 com 50 a 1000 componentes por *chip*, na integração em grande escala (LSI, sigla em inglês) na década de 1970 com 1000 a 100 mil componentes por *chip* e na integração de altíssima escala (VLSI, sigla em inglês) na década de 1980 com 100 mil a 10 milhões de componentes por *chip*. Hoje, são comuns *chips* de 3 cm × 3 cm de tamanho com vários milhões de componentes neles.

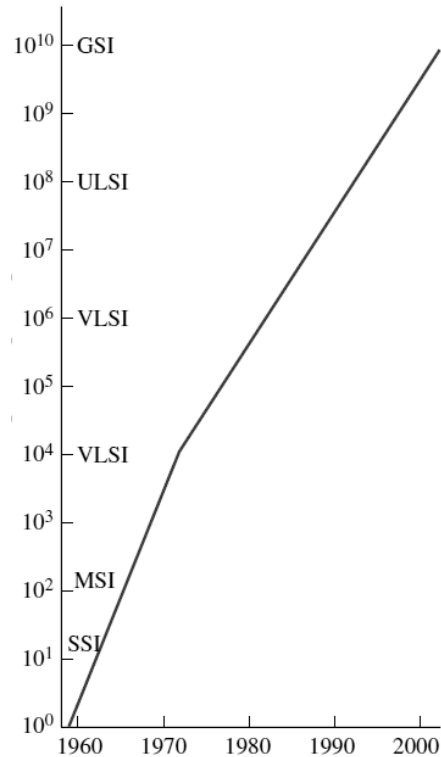


Figura 2.1 - O aumento no número de componentes por *chip* ao longo dos anos. [Adaptado de Cengel, 2007]

O desenvolvimento do microprocessador no início da década de 1970 pela *Intel Corporation* marcou um novo começo na indústria eletrônica. O rápido desenvolvimento de *chips* de memória de grande capacidade nesta década possibilitou a introdução de computadores pessoais capazes de serem utilizados no trabalho ou em casa a um preço acessível. A eletrônica integra hoje desde relógios até eletrodomésticos e automóveis.

O fluxo de corrente através de uma resistência é sempre acompanhado por geração de calor na quantidade de I^2R , onde I é a corrente elétrica e R é a resistência; esse efeito é conhecido como Efeito Joule. Quando o transistor foi introduzido pela primeira vez, foi divulgado nos jornais como um dispositivo que "não produz calor". Essa informação, incorreta do ponto de vista físico, baseou-se na enorme quantidade de calor gerada por tubos de vácuo. Contudo, quando milhares ou mesmo milhões de tais componentes são integrados em um pequeno volume, o calor gerado aumenta a níveis tão altos que a remoção se torna um desafio, o que exige cuidados quanto à segurança e confiabilidade dos dispositivos eletrônicos. Os fluxos de calor encontrados em dispositivos eletrônicos variam de menos de 1 W/cm² a mais de 100 W/cm².

O calor é gerado em um elemento resistivo enquanto a corrente continuar fluindo através dele. Isso cria uma acumulação de calor e um subsequente aumento de temperatura no interior e ao redor do componente. A temperatura do componente continuará subindo até que o componente seja danificado, a menos que o calor seja devidamente transferido. A temperatura do componente permanecerá constante quando a taxa de remoção de calor dele for igual à taxa de geração de calor.

Falhas em componentes eletrônicos são observadas quando em uso prolongado em altas temperaturas. Possíveis causas de falha são a difusão em materiais semicondutores, reações químicas e fluência nos materiais de interface, entre outros. A taxa de falha de dispositivos eletrônicos aumenta quase exponencialmente com a temperatura de operação, conforme mostrado na Figura 2.2. Quanto menor a temperatura de funcionamento do componente eletrônico, mais confiável ele se torna. [Cengel, 2007]

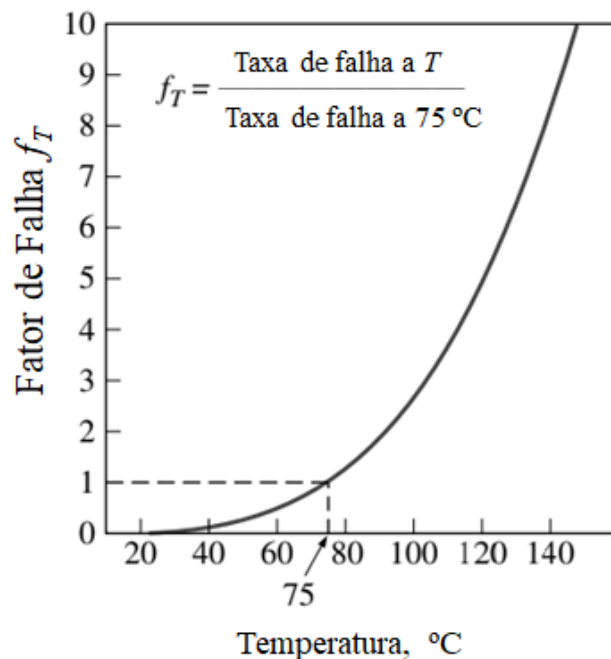


Figura 2.2 - O crescimento na taxa de falha de componentes digitais bipolares com a temperatura. [Adaptado de Cengel, 2007]

2.1 Manufatura de Componentes Eletrônicos

A estreita faixa onde duas regiões diferentes de um semicondutor (como as regiões do tipo p e do tipo n) entram em contato é chamada de junção. Um transistor, por exemplo, envolve duas junções desse tipo e um diodo, que é o dispositivo semicondutor mais simples, é baseado em uma única junção $p-n$. Na análise de transferência de calor, o circuito de um componente eletrônico através do qual os elétrons fluem e, portanto, onde o calor é gerado, também é referido como a junção. Ou seja, as junções são os locais de geração de calor e, portanto, os pontos mais quentes de um componente. Em dispositivos semicondutores à base de silício, a temperatura de junção é limitada a 125 °C para operação segura. No entanto, temperaturas de junção mais baixas são desejáveis para vida prolongada e menores custos de manutenção. Em uma aplicação típica, vários componentes eletrônicos, alguns com dimensões menores que 1 μm , são formados a partir de um *wafer* de silício em um *chip*.

Em um encapsulamento comum, o *chip* é alojado em um encapsulamento ou substrato feito de cerâmica, plástico ou vidro para proteger seus circuitos delicados dos efeitos do meio ambiente. O encapsulamento fornece um armazenamento robusto para o manuseio seguro do *chip* durante o processo de fabricação, bem como para os conectores entre o *chip* e a placa de circuito. Os vários componentes do encapsulamento são mostrados na Figura 2.3. O chip está protegido no encapsulamento ligando o mesmo à superfície inferior.

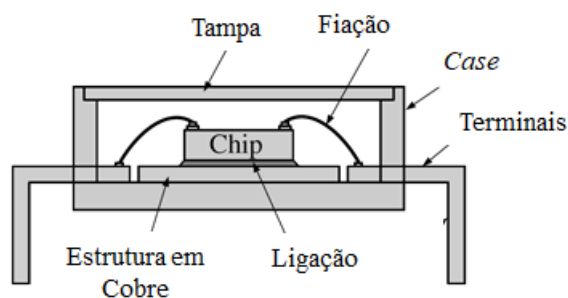


Figura 2.3 - Os componentes de um encapsulamento comum de *chip*.

[Adaptado de Cengel, 2007]

O projeto do encapsulamento é o primeiro nível no controle térmico de dispositivos eletrônicos, uma vez que a transferência de calor do *chip* para o encapsulamento é o primeiro passo na dissipação do calor gerado no *chip*. O calor gerado no *chip* é transferido para o encapsulamento por uma combinação de condução, convecção e radiação. No entanto, a partir

da Figura 2.3 percebe-se que o encapsulamento comum é projetado com os aspectos elétricos em mente e pouca consideração é dada aos aspectos térmicos. Em primeiro lugar, a cavidade do encapsulamento é preenchida com um gás, que é um mau condutor de calor, e a superfície externa do encapsulamento é muitas vezes feita de materiais que também são maus condutores de calor. Isso resulta em uma resistência térmica relativamente grande entre o *chip* e a superfície externa (*case*), chamada de resistência de junção à superfície do encapsulamento (*junction-to-case resistance*). Como resultado, a temperatura do *chip* será muito maior do que a do *case* para uma taxa de dissipação de calor especificada. A resistência térmica de junção à superfície do encapsulamento depende da geometria e do tamanho do *chip* e do encapsulamento, bem como das propriedades do material de interface e do *case*.

A umidade na cavidade do encapsulamento é altamente indesejável, pois provoca corrosão na fiação. Portanto, os encapsulamentos são feitos de materiais que impedem a entrada de umidade por difusão e são hermeticamente fechados, a fim de se evitar a entrada direta de umidade através de fissuras. Materiais que liberam gases também não são permitidos na cavidade do *chip*, pois esses gases também podem causar corrosão. Em produtos com rigorosos requisitos de hermeticidade, *cases* de cerâmica mais caros são usados em detrimento dos *cases* em plástico.

Os dissipadores de calor com microcanais propõem modificar o projeto do *chip* comum modificando o posicionamento da junção para que a remoção de calor seja priorizada - os canais por onde passa o líquido refrigerante são gravados no próprio silício (Figura 2.7). Desta forma a resistência térmica é diminuída em relação ao encapsulamento comum mostrado na Figura 2.3 e 2.4.

2.2 Condução de calor

O arrefecimento por condução é baseado na difusão de calor através de um sólido, líquido ou de gás como um resultado de interações moleculares na ausência de qualquer fluido em movimento. A condução de calor unidimensional estacionária através de um plano médio de espessura L , superfície de troca de calor A e condutividade térmica k é dada por:

$$\dot{Q} = kA_s \frac{\Delta T}{L} \quad (2.1)$$

2.3 Determinação analítica da resistência térmica

O *chip* é fixado à estrutura principal com um material de interface altamente condutor que fornece um caminho de baixa resistência para o fluxo de calor a partir do *chip* para a estrutura. Não existe nenhuma ligação metálica entre a estrutura principal e os terminais do encapsulamento, uma vez que isto ocasionaria um curto-circuito no *chip* inteiro. Portanto, o fluxo de calor do *chip* para o case é realizado através de um material dielétrico como um polímero ou cerâmica. O calor é em seguida transportado para fora do dispositivo eletrônico através dos terminais do encapsulamento. Ao resolver um problema de transferência de calor, muitas vezes é necessário fazer algumas simplificações a respeito do caminho de fluxo de calor primário e as magnitudes de transferência de calor em outras direções (Figura 2.4). No encapsulamento discutido acima, por exemplo, a transferência de calor através da parte superior não é considerada, pois é muito pequena devido à grande resistência térmica do espaço de ar estagnado entre o *chip* e a tampa. A transferência de calor a partir da base do dispositivo eletrônico também é considerada insignificante devido à baixa condutividade térmica do material de encapsulamento e a ausência de convecção efetiva na superfície da base.

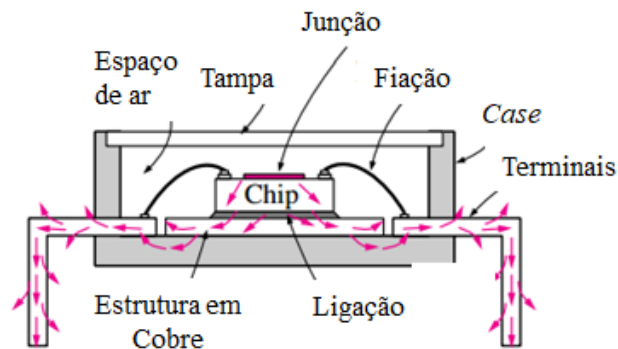


Figura 2.4 - Calor gerado na junção de um dispositivo eletrônico flui pelo caminho de menor resistência. [Adaptado de Cengel, 2007]

A determinação analítica da resistência térmica entre a junção e o encapsulamento de um dispositivo eletrônico pode ser uma tarefa bastante complexa, e pode envolver considerável incerteza. Por isso, os fabricantes de dispositivos eletrônicos geralmente determinam este valor experimentalmente e o listam como parte de sua descrição do produto.

Quando a resistência térmica é conhecida, a diferença de temperatura entre a junção e a superfície externa do dispositivo pode ser determinada a partir de:

$$\Delta T_{\text{junção-encapsulamento}} = T_{\text{junção}} - T_{\text{encapsulamento}} = \dot{Q} \theta_{\text{junção-encapsulamento}} \quad (2.2)$$

onde \dot{Q} é a potência consumida pelo equipamento.

A determinação da temperatura real da junção depende da temperatura do ambiente T_{ambiente} e também da resistência térmica entre o encapsulamento e o ambiente $\theta_{\text{encapsulamento-ambiente}}$. A magnitude dessa resistência depende do tipo de ambiente (como ar ou água) e a velocidade do fluido. As duas resistências térmicas discutidas acima estão em série e a resistência total entre a junção e o ambiente é determinada simplesmente as adicionando:

$$\theta_{\text{total}} = \theta_{\text{junção-ambiente}} = \theta_{\text{junção-encapsulamento}} + \theta_{\text{encapsulamento-ambiente}} \quad (2.3)$$

Muitos fabricantes de dispositivos eletrônicos apresentam a resistência total entre a junção e o ambiente para várias configurações possíveis de *chips* e condições ambientais. Uma vez que a resistência térmica total está disponível, a temperatura da junção correspondente ao consumo de energia especificado (ou taxa de dissipação de calor) de \dot{Q} é determinada a partir de:

$$T_{\text{junção}} = T_{\text{ambiente}} + \dot{Q} \theta_{\text{junção-ambiente}} \quad (2.4)$$

2.4 Caracterização do escoamento

Pode-se classificar o escoamento em um fluido como sendo laminar ou turbulento. O escoamento turbulento é desejável em aplicações de transferência de calor, uma vez que resulta em coeficientes de transferência de calor mais elevados. Por razões semelhantes, escoamentos turbulentos também resultam em coeficientes de atrito mais elevados. Para a

caracterização do escoamento, calcula-se o número de Reynolds adimensional, definido como:

$$\text{Re} = \frac{VL_c}{\nu} \quad (2.5)$$

onde:

V = velocidade do fluido (velocidade livre para o escoamento externo e média para escoamento interno), m/s

L_c = comprimento característico da geometria (o caminho por onde o fluido escoar, no escoamento externo, e o diâmetro equivalente no escoamento interno), m

$\nu = \mu/\rho$ = viscosidade cinemática do fluido, m²/s

O número de Reynolds no qual o escoamento muda de laminar para turbulento é denominado “crítico”, o qual possui valores típicos de 2300 para escoamento interno, 500000 para escoamento sobre uma placa plana e 200000 para escoamento sobre um cilindro ou esfera. [Cengel, 2007]

2.5 Convecção de calor

Convecção é um processo de transporte de massa caracterizado pelo movimento de um fluido devido à diferença de massa específica, especialmente por meio de calor. A transferência de calor por convecção é expressa pela Lei de Resfriamento de Newton:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_{\text{fluido}}) \quad (2.6)$$

onde:

h = coeficiente de transferência de calor médio, W/m² . °C

A_s = área de superfície de transferência de calor, m²

T_s = temperatura da superfície, °C

T_{fluido} = temperatura do fluido suficientemente longe da superfície de escoamento externo, e temperatura média do fluido em um local específico do escoamento, °C

Em escoamento plenamente desenvolvido através de um duto submetido a fluxo de calor constante na superfície, o coeficiente de transferência de calor por convecção h permanece constante. Neste caso, tanto a temperatura superficial T_s quanto a temperatura do fluido T_{fluido} aumentam linearmente, mas a diferença entre elas, $T_s - T_{fluido}$, permanece constante. Assim, o aumento da temperatura da superfície acima da temperatura do fluido pode ser determinado a partir da Equação 2.7:

$$\Delta T_{\text{aumenta,superfície}} = T_s - T_{\text{fluido}} = \frac{\dot{Q}_{\text{conv}}}{hA_s} \quad (2.7)$$

O aumento da temperatura da superfície é inversamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor por convecção. Portanto, quanto maior for o coeficiente de convecção, mais baixa a temperatura de superfície dos componentes eletrônicos. Quando a temperatura de saída do fluido, $T_{saída}$, é conhecida, a maior temperatura de superfície que irá ocorrer no fim do canal de escoamento pode ser determinado a partir da Equação 2.8:

$$T_{s,\text{max}} = T_{\text{fluido,max}} + \frac{\dot{Q}}{hA_s} = T_{\text{saída}} + \frac{\dot{Q}}{hA_s} \quad (2.8)$$

Se esta temperatura está dentro da faixa de segurança, então não é necessário haver preocupação com as temperaturas em outros locais. Se estiver fora da faixa, porém, pode ser necessário usar um sistema de ventilação ou bombeamento de maior potência para elevar a capacidade de transporte de calor do escoamento do fluido.

Na análise de convecção, o coeficiente de transferência de calor de convecção h é geralmente expresso em termos do número de Nusselt Nu (adimensional) como:

$$h = \frac{k}{D} Nu_D \quad (2.9)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido e D é o diâmetro.

2.6 Técnicas de Resfriamento de Eletrônicos – Um Histórico

2.6.1 Técnicas Tradicionais de Resfriamento

Embora tenham sido realizados progressos nos sistemas de resfriamento eletrônico nos últimos anos, a remoção dos elevados fluxos de calor dos dispositivos eletrônicos continua sendo desafiadora. Aqui são mostrados métodos convencionais de resfriamento e suas classificações baseadas em mecanismos de transferência de calor e refrigerantes utilizados. Com base na eficiência da transferência de calor, as técnicas de resfriamento podem ser classificadas em quatro categorias gerais [Scott, 1974]:

1. Radiação e convecção livre,
2. Resfriamento por convecção forçada de ar,
3. Resfriamento convecção forçada de líquido,
4. Evaporação líquida.

Para uma diferença de temperatura entre as superfícies de transferência de calor e a temperatura ambiente de 80 °C, as faixas aproximadas de taxa de remoção de calor (fluxo de calor) para esses métodos são comparadas na Figura 2.5. Pode-se observar que a evaporação líquida é a melhor técnica seguida pela convecção forçada de líquidos. Observa-se que a convecção forçada de ar, que é amplamente utilizada em eletrônicos como processadores, possui uma taxa de remoção de calor relativamente baixa. Apesar da taxa de transferência de calor mais baixa entre todas, a convecção livre é um modo ainda muito popular em aplicações de baixo fluxo de calor, devido ao baixo custo, simplicidade e boa confiabilidade. Além dos métodos de remoção de calor, os líquidos refrigerantes também desempenham um papel importante no desempenho geral de resfriamento. [Sohel Murshed e Nieto de Castro, 2017]

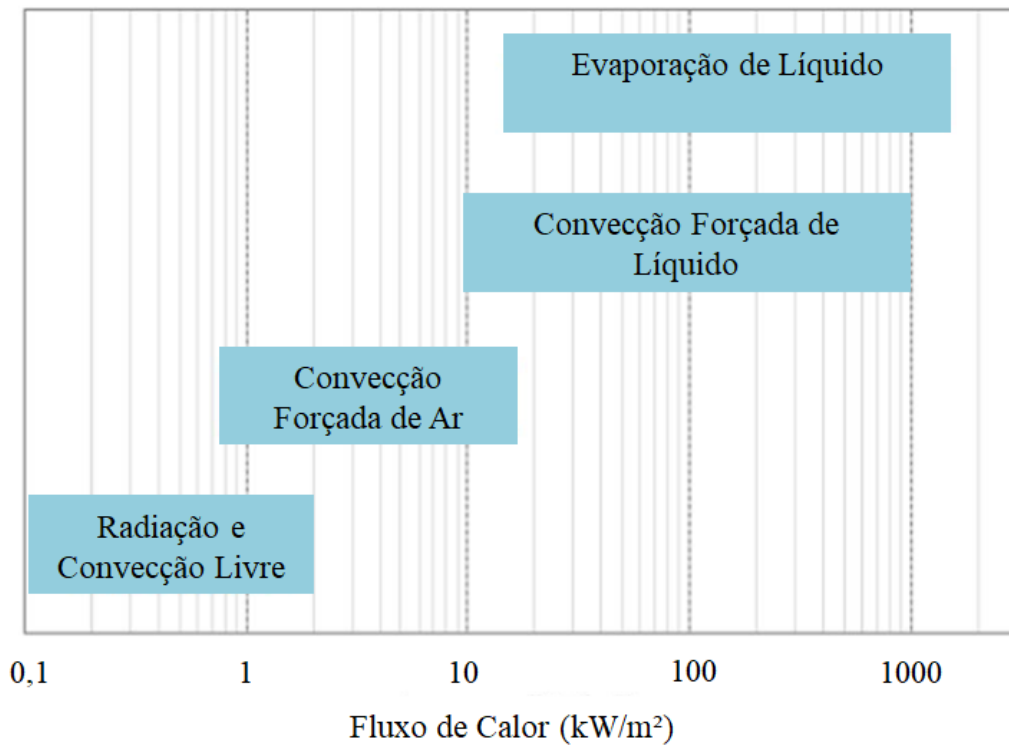


Figura 2.5 - Comparação de eficiência de transferência de calor entre métodos convencionais de resfriamento. [Adaptado de Sohel Murshed e Nieto de Castro, 2017]

2.6.2 Técnicas de Resfriamento Emergentes

Os métodos de resfriamento emergentes podem ser classificados de acordo com seu material ou processo como:

1. Tubos de calor (*heat pipes*);
2. Resfriamento baseado em material com mudança de fase (PCM – *Phase Change Material*);
3. Resfriamento livre;
4. Dissipadores termoelétricos;
5. Trocadores de calor com microcanais.

Esses sistemas de resfriamento também podem ser categorizados entre passivos e ativos. Os sistemas de resfriamento passivo utilizam forças capilares ou de empuxo para circular o líquido refrigerante, enquanto os sistemas ativos são conduzidos por uma bomba ou compressor.

As abordagens de resfriamento tradicionais, consistindo tipicamente em dissipadores de calor externos resfriados a ar, não são capazes de resfriar suficientemente dispositivos e *chips* eletrônicos de alta potência. Assim esses dispositivos precisam de mecanismos e técnicas inovadoras para aumentar a taxa de remoção de calor, a fim de minimizar a temperatura operacional e maximizar sua longevidade. [Sohel Murshed e Nieto de Castro, 2017]

Os tubos de calor (*heat pipes*) operam baseados na mudança de fase do fluido de trabalho dentro de tubos metálicos. Quando a seção do evaporador é aquecida a partir de uma fonte de calor externa (por exemplo, um dispositivo eletrônico ou *chip*), o líquido é evaporado. A pressão do vapor se eleva, o que resulta em uma diferença de pressão ao longo da direção axial, que conduz o vapor do evaporador ao condensador, onde o vapor condensa, liberando o calor latente de vaporização para o dissipador de calor, e retorna ao estado líquido. Por capilaridade o líquido condensado retorna ao evaporador. Devido à sua alta condutividade térmica e uma resistência térmica efetiva baixa (tipicamente variando de 0,05 a 0,4 °C/W [Garner, 1996]), os tubos de calor são uma das técnicas mais viáveis de resfriamento de dispositivos com alto fluxo de calor, como processadores de computador, pois não possuem partes móveis e uma fonte externa de energia não é necessária. [Faghri, 2012]

Como um método passivo emergente, o resfriamento baseado em materiais com mudança de fase (PCMs) tem recebido muita atenção nos últimos anos. Esta é uma abordagem de resfriamento promissora, pois pode remover o calor dos dispositivos e armazená-lo para outros fins, como aquecimento de casas ou escritórios. Tendo várias vantagens, incluindo alto calor latente de fusão, alto calor específico, estabilidade de temperatura controlável e pequena mudança de volume durante a mudança de fase, os PCMs foram estudados para várias aplicações, incluindo resfriamento eletrônico. A adição de PCMs em dissipadores de calor comuns (aletados, por exemplo) está sendo estudado com bons resultados. [Baby e Balaji, 2012]

O resfriamento livre é uma abordagem econômica de resfriamento (também conhecida como ciclo economizador) que usa a temperatura externa do ar para resfriar principalmente *datacenters* e servidores [Capozzoli e Primiceri, 2015]. Se a temperatura externa do ar for

muito inferior à do *datacenter*, o calor pode naturalmente ser transferido para o ambiente sem auxílio de líquidos refrigerantes. O resfriamento livre é classificado em dois grupos: resfriamento direto e resfriamento indireto. Com base no sistema utilizado existem também três categorias de resfriamento livre: resfriamento livre assistido por ar, refrigeração livre assistido por água e refrigeração livre assistido por tubos de calor. [Zhang et al., 2014]

Um dissipador termoelétrico (TEC) cria fluxo de calor entre as junções de dois tipos diferentes de semicondutores através do efeito Peltier, que geralmente é conhecido como efeito termoelétrico. Esse sistema transfere o calor de um lado do dispositivo para o outro com o consumo de energia elétrica. Os TECs são compactos e não têm partes móveis, oferecendo um bom potencial para tornar mais eficiente o resfriamento de dispositivos eletrônicos, porém suas principais desvantagens são o alto custo e a baixa eficiência energética. [Simons e Chu, 2000]

O resfriamento de dispositivos por dissipadores de calor com microcanais, tema desta dissertação, é estudado em detalhe nas seções a seguir.

2.7 Transferência de Calor e Massa em Sistemas Biológicos

A natureza nos fornece pistas importantes sobre os processos de transferência de calor e massa. Por exemplo, os elefantes africanos possuem orelhas maiores do que os da Ásia; a maior temperatura no ambiente do deserto africano requer uma área de superfície maior para as orelhas, que são os principais dispositivos de dissipação de calor para elefantes. Observando os sistemas biológicos, como o corpo humano, Chen e Helmes, 1980, descobriram que os vasos sanguíneos que são principalmente responsáveis pela troca térmica têm dimensões na ordem de centenas de micrometros, sendo 175 μm um diâmetro típico (conhecidos como vasos sanguíneos termicamente significativos). Os processos de transferência de massa, por outro lado, ocorrem em vasos de tamanho muito menor, como os alvéolos, que são da ordem de alguns micrometros, e formam os sacos de ar nas extremidades das passagens de ar nos pulmões. As arteríolas e as vênulas, que são os menores vasos para transporte de sangue, têm apenas 10 a 15 μm de diâmetro. Os capilares, onde a maioria dos processos de transferência de massa ocorrem, têm apenas 4 μm de diâmetro. A eficácia da transferência de massa dessas três unidades (arteríolas, vênulas e capilares) é mais de três ordens de grandeza superior à eficácia dos vasos maiores [Lightfoot et al., 2000].

2.8 O desenvolvimento de dissipadores com microcanais

A dissipação de calor de alto fluxo de microprocessadores de alta velocidade motivou para estudos sobre transferência de calor em microcanais.

Os desenvolvimentos nos dispositivos microeletromecânicos exigem, naturalmente, sistemas de remoção de calor que são igualmente pequenos. O resfriamento de espelhos empregados em sistemas laser de alta potência envolve sistemas de resfriamento que cobrem pequenas áreas. Os avanços na engenharia biomédica e genética exigem transporte de fluido controlado e controle térmico preciso em passagens com escala em micrômetros. Uma compreensão adequada do escoamento de fluido e da transferência de calor nestes sistemas de microescala é, portanto, essencial para o seu projeto e operação. [Kandlikar et al., 2005]

2.8.1 Vantagens de passagens de escoamento menores

As dimensões das passagens de escoamento em aplicações de transferência de calor convectivo evoluíram para dimensões cada vez menores pelas seguintes razões:

- (a) Maior eficiência na transferência de calor;
- (b) Aumento da dissipação do fluxo de calor em dispositivos microeletrônicos;
- (c) Emergência de dispositivos de microescala que requerem resfriamento.

O uso de canais de menores dimensões resulta em um maior desempenho de transferência de calor, embora seja acompanhado por uma maior queda de pressão por unidade de comprimento. As maiores densidades volumétricas de transferência de calor exigem técnicas avançadas de fabricação e levam a projetos mais complexos. Um equilíbrio para cada aplicação leva a diferentes dimensões do canal. Por exemplo, na indústria de refrigeração, o uso de tubos microaletados de 6 a 8 mm de diâmetro substituiu os tubos simples de diâmetros maiores. Em aplicações automotivas, as dimensões de passagem para radiadores e evaporadores aproximaram-se de um limiar de 1 mm como um equilíbrio entre a potência de bombeamento, transferência de calor e restrições de limpeza impostas pelo sistema geral.

Dispositivos microeletrônicos, que incluem uma variedade de aplicações, como computadores pessoais, servidores, diodos laser e dispositivos de RF, estão constantemente

levando os requisitos de densidade de fluxo de calor para níveis mais altos. O que parecia ser um limite excessivamente alto de 200 W/cm^2 de dissipação de calor em 1993, agora parece um alvo viável. O desafio para a próxima década é da ordem de 600 W/cm^2 a 1000 W/cm^2 . As diferenças de temperatura disponíveis estão se tornando menores, em alguns casos, tão baixas quanto apenas alguns $^{\circ}\text{C}$ com dissipadores de calor externos de cobre. Estes altos níveis de dissipação de calor exigem uma redução nas dimensões dos canais, combinadas com sistemas de *loop* de líquido refrigerante adequados para facilitar o movimento do fluido para longe da fonte de calor. Um sistema de arrefecimento para um dispositivo de microescala pode exigir canais de resfriamento de poucas dezenas de micrometros em comparação com canais de tamanho mais convencional com dimensões de passagem de fluxo de 1 a 3 mm. Além disso, várias dessas unidades podem ser agrupadas e um ciclo de resfriamento secundário pode ser empregado para remover o calor com um sistema de resfriamento convencional. A Figura 2.6 mostra um esquema de uma configuração de sistema de resfriamento de microcanais para resfriar uma aplicação de servidor. A combinação dos trocadores de calor de microcanais, montados diretamente no *chip* ou no dissipador de calor que está ligado ao *chip*, estruturas refrigeradas a água com minicanais ou passagens de escoamento de microcanais e sistemas de resfriamento auxiliares localizados poderão atender às necessidades complexas de resfriamento dos servidores. O sistema de resfriamento é integrado ao sistema HVAC (da sigla em inglês para aquecimento, ventilação e ar condicionado) construído conforme descrito na Figura 2.7. [Kandlikar et al., 2005]

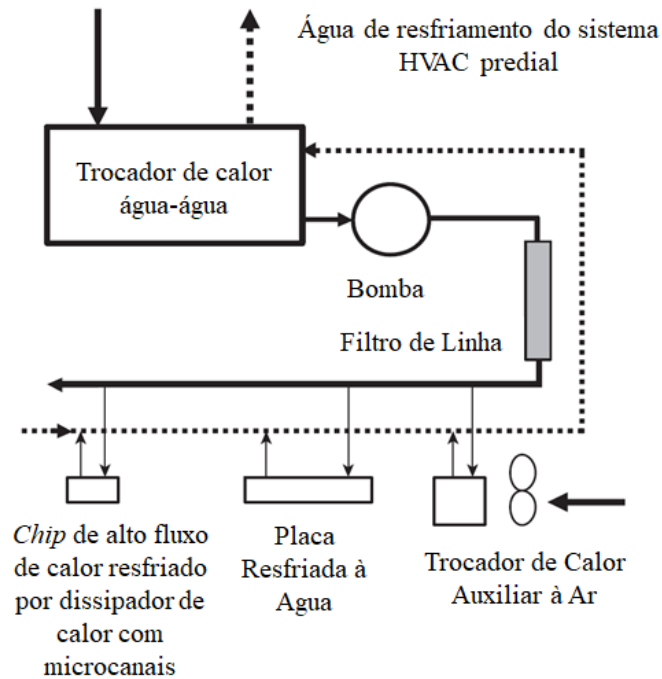


Figura 2.6 - Esquema de um conjunto de servidores com CIs de alto fluxo de calor arrefecidos por dissipadores de calor de microcanais, placas frias e refrigeração de ar localizada integrada com um circuito secundário de água gelada do sistema HVAC de construção.

[Adaptado de Kandlikar, 2005]

2.8.2 Classificação dos Canais de Escoamento

A classificação de canais de escoamento com base no diâmetro hidráulico serve como um guia simples para entender a faixa dimensional em consideração. A redução do tamanho do canal tem efeitos diferentes dependendo do processo. Derivar critérios específicos com base nos parâmetros do processo pode parecer uma opção atrativa, mas considerando o número de processos e parâmetros que governam transições de fenômenos regulares para microescala, uma classificação dimensional simples geralmente é adotada na literatura. A classificação proposta por Mehendale et al., 2000, classificou a faixa de 1 a 100 μm como microcanais, 100 μm a 1 mm como mesocanais, 1 a 6 mm como passagens compactas e maiores que 6 mm como passagens convencionais. Kandlikar e Grande, 2003, consideraram o efeito de rarefação de gases comuns à pressão atmosférica. A Tabela 2.1 mostra os intervalos das dimensões dos canais que se enquadram em diferentes tipos de escoamento. Em sistemas biológicos, o escoamento em capilares ocorre em números muito baixos de Reynolds. Uma abordagem de modelagem diferente é necessária nesses casos. Além disso, a influência das

forças eletrocinéticas começa a desempenhar um papel importante. O esquema anterior de classificação de canal de Kandlikar e Grande, 2003, foi ligeiramente modificado e um esquema mais geral baseado na menor dimensão do canal é apresentado na Tabela 2.2. Na Tabela 2.2, D é o diâmetro do canal. No caso de canais não circulares, recomenda-se que a dimensão mínima do canal, por exemplo, o lado menor de uma seção transversal retangular, deve ser utilizada no lugar do diâmetro D . [Kandlikar et al., 2005]

Tabela 2.1 - Dimensões de Canal para diferentes tipos de escoamento para gases a uma atmosfera. [Adaptado de Kandlikar, 2005]

Gás	Dimensões do Canal em μm		
	Escoamento Contínuo	Escoamento Deslizante	Escoamento em Transição
Ar	$>67 \mu\text{m}$	$0,67-67 \mu\text{m}$	$0,0067-0,67 \mu\text{m}$
Hélio	$>194 \mu\text{m}$	$1,94-194 \mu\text{m}$	$0,0194-1,94 \mu\text{m}$
Hidrogênio	$>123 \mu\text{m}$	$1,23-123 \mu\text{m}$	$0,0123-1,23 \mu\text{m}$

Tabela 2.2 - Esquema de Classificação de Canais. [Adaptado de Kandlikar, 2005]

Canais Convencionais	$> 3 \text{ mm}$
Minicanais	$3 \text{ mm} \geq D > 200 \mu\text{m}$
Microcanais	$200 \mu\text{m} \geq D > 10 \mu\text{m}$
Microcanais em Transição	$10 \mu\text{m} \geq D > 1 \mu\text{m}$
Nanocanais em Transição	$1 \mu\text{m} \geq D > 0,1 \mu\text{m}$
Nanocanais	$0,1 \mu\text{m} \geq D$

onde D é a menor dimensão do canal.

2.8.3 Projeto de um CI com trocador de calor com microcanais integrado

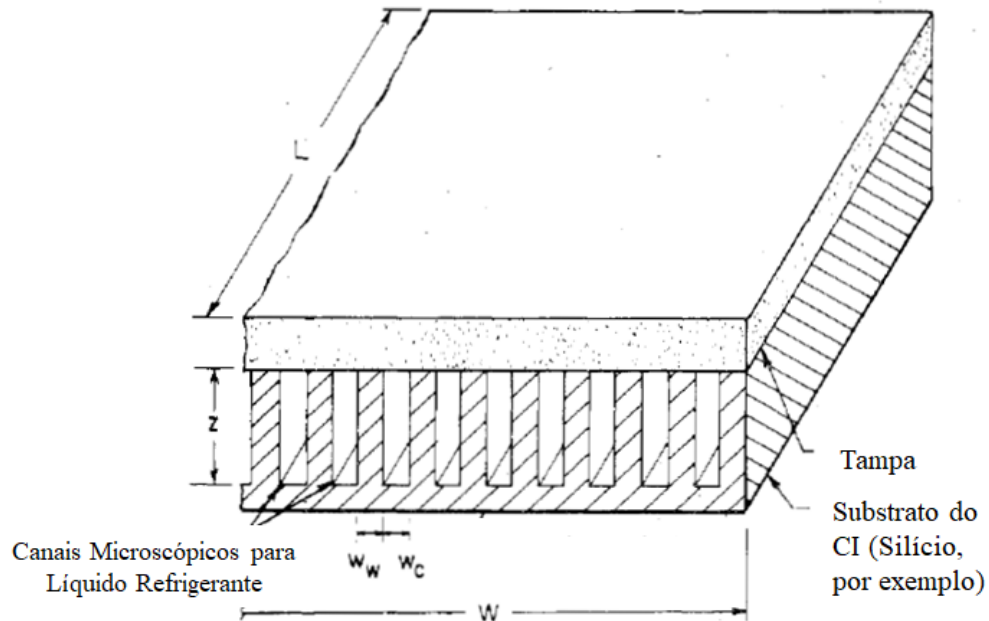


Figura 2.7 - Vista esquemática de um dissipador de calor compacto que utiliza microcanais incorporados em um *chip* de circuito integrado. [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981]

Tuckerman e Pease, 1981, publicaram um trabalho pioneiro, onde apresentaram o trocador de calor da Figura 2.7. Considere uma quantidade N de canais paralelos de comprimento L incorporados em um substrato do mesmo comprimento L e largura W . Um fluido refrigerante flui em cada canal, absorvendo um fluxo de calor constante por unidade de comprimento das paredes (o substrato). Esses canais são gravados quimicamente diretamente na parte posterior de um CI de silício. O uso de muitos canais separados permite multiplicar a área de superfície do substrato. Uma tampa está anódicamente ligada à parte de cima do substrato para limitar o líquido refrigerante aos canais. [Tuckerman and Pease, 1981]

Embora gravar os canais diretamente na parte traseira de um *chip* de CI funcional e a introdução de água pressurizada ou outro líquido no nível de *chip* não seja algo visto favoravelmente pelos designers de eletrônicos, os limites de dissipação de calor eventualmente ditarão o tipo de tecnologia que será introduzida no resfriamento de dispositivos com alto fluxo calor.

Alternativamente, os microcanais podem ser fabricados em uma tampa de silício ou vidro que é unida de forma anódica ou colada na parte posterior do *chip*, como mostrado na Figura 2.8. Uma série de questões deve ser abordada antes que o arranjo esquemático

mostrado na Figura 2.8 possa ser implementado em sistemas práticos, sendo os principais as tensões introduzidas no *chip* devido à ligação/colagem, circulação de líquido refrigerante pressurizado durante a operação, preocupações com vazamento e bloqueios de canais devido a partículas. Outras opções, como o uso de um material de interface térmica (TIM) muito eficiente para unir o *chip* de silício a uma placa de resfriamento de cobre com microcanais, também podem ser consideradas. [Kandlikar et al., 2005]

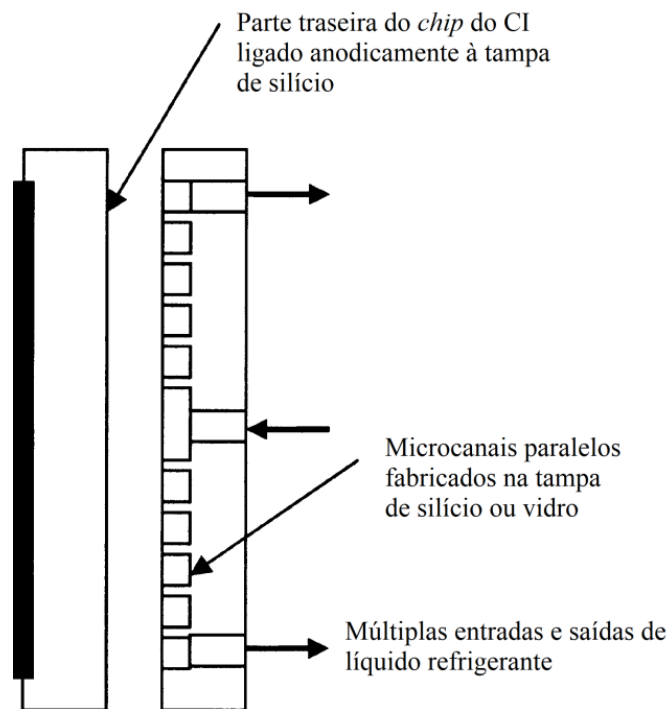


Figura 2.8 - Arranjo esquemático de um *chip* de CI resfriado por microcanais fabricados em uma tampa de silício ou vidro ligado anodicamente ou colada à parte traseira do *chip* (fora de escala). [Adaptado de Kandlikar, 2005]

Um trocador de calor com microcanais pode apresentar diversas configurações de entradas e saídas de líquido refrigerante, como mostrado na Figura 2.9. Espera-se que o arranjo de entrada/saída afete o escoamento de fluido e a transferência de calor no dissipador de calor. Usando o silício como material, todos os projetos de dissipador de calor mostrados na Figura 2.9 podem ser fabricados por técnicas de gravura química e ligação anódica. Os dissipadores de calor com projeto vertical de entrada/saída possuem implementação mais simples em aplicações experimentais e práticas, uma vez que são mais facilmente conectados ao sistema de abastecimento de fluido. [Chein and Chen, 2008]

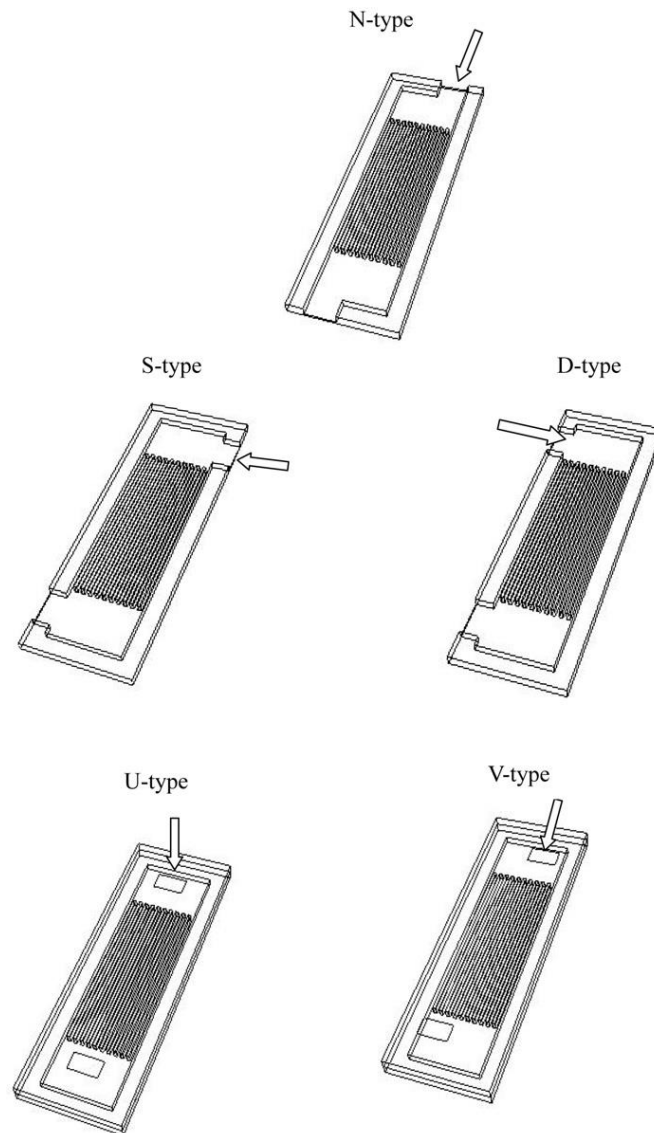


Figura 2.9 - Configurações geométricas de trocadores de calor com microcanais dos tipos D, N, S, U e V. [Adaptado de Chein and Chen, 2008]

2.8.4 Desempenho de Trocadores de Calor com Microcanais

O desempenho de um dissipador de calor é medido pela sua resistência térmica θ (Equação 2.10), onde ΔT é o aumento de temperatura do circuito acima da temperatura de entrada (geralmente temperatura ambiente) e \dot{Q} é a potência dissipada. Como CIs semicondutores tipicamente possuem uma temperatura operacional máxima de $\Delta T_{max} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ acima da temperatura ambiente, a resistência térmica determina a potência máxima na qual um CI pode operar. Em geral, θ é a soma de três componentes: θ_{cond} , devido à condução dos circuitos através do substrato, encapsulamento e interface com o dissipador de

calor; θ_{conv} , devido à convecção do dissipador de calor para o fluido refrigerante e $\theta_{aquec.}$, devido ao aquecimento do fluido enquanto absorve a energia que passa pelo trocador de calor.

$$\theta = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \quad (2.10)$$

Pode-se fazer com que θ_{cond} fique muito pequeno posicionando o trocador de calor (contendo o fluido refrigerante) muito próximo da fonte de calor. Além disso, o silício, o substrato utilizado para a maioria dos CIs planares, tem uma alta condutividade térmica (cerca de 1/3 da condutividade térmica do cobre). Se um substrato de CI possuir 100 μm de espessura e seu lado oposto estiver em contato térmico com o trocador de calor, então θ_{cond} é de apenas 0,007 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ para um circuito de 1 cm^2 .

Podemos reduzir $\theta_{aquec.}$ usando um fluido refrigerante de alta capacidade térmica volumétrica (ρc_p). A água é uma escolha particularmente boa ($\rho c_p = 4,18 \text{ J}/^{\circ}\text{C}\cdot\text{cm}^3$), pois com uma vazão volumétrica modesta de 10 cm^3/s contribui apenas com 0,024 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ para a resistência térmica.

Como θ_{cond} e $\theta_{aquec.}$ podem ser reduzidos de forma relativamente simples, espera-se que a resistência térmica convectiva, θ_{conv} , seja a principal consideração no projeto de um dissipador de calor de alto desempenho. Uma abordagem para o resfriamento com líquidos em que a água simplesmente escoar sobre a parte posterior de um substrato de circuito pode resultar em θ_{conv} com ordens de magnitude acima das demais resistências térmicas. Portanto, é necessário examinar alguns aspectos da teoria convectiva da transferência de calor. [Tuckerman and Pease, 1981]

2.8.5 Performance termohidráulica de microcanais

O efeito do diâmetro hidráulico na transferência de calor e na queda de pressão é ilustrado na Figura 2.10 para água e ar escoando em um canal de seção quadrada sob um fluxo de calor constante e escoamento laminar plenamente desenvolvido.

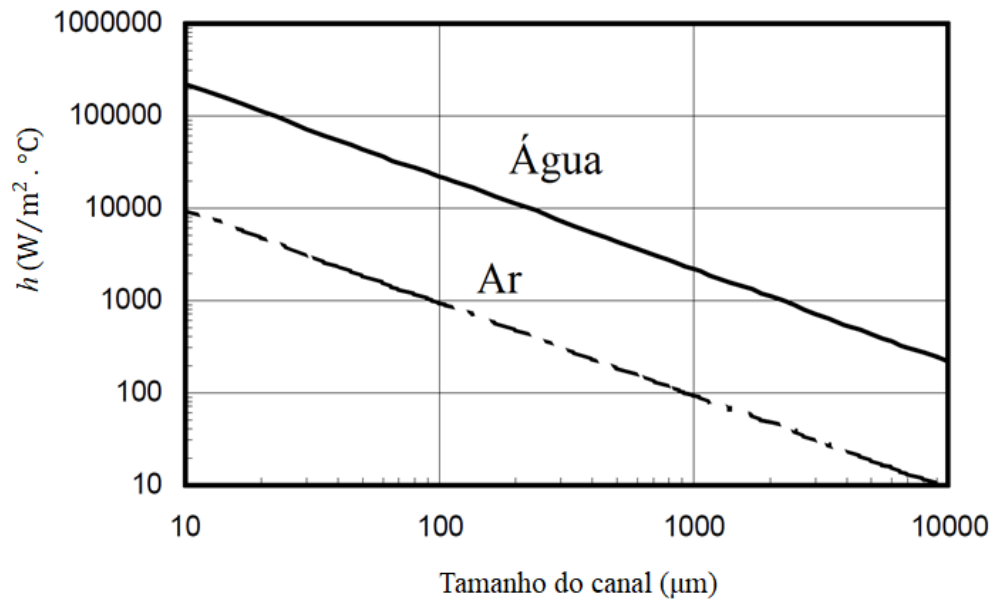


Figura 2.10 - Variação do coeficiente de transferência de calor h com o tamanho do canal para um canal quadrado sob escoamento laminar, condição de contorno de fluxo de calor constante, assumindo nenhum efeito de rarefação e compressibilidade. [Adaptado de Kandlikar et al., 2003]

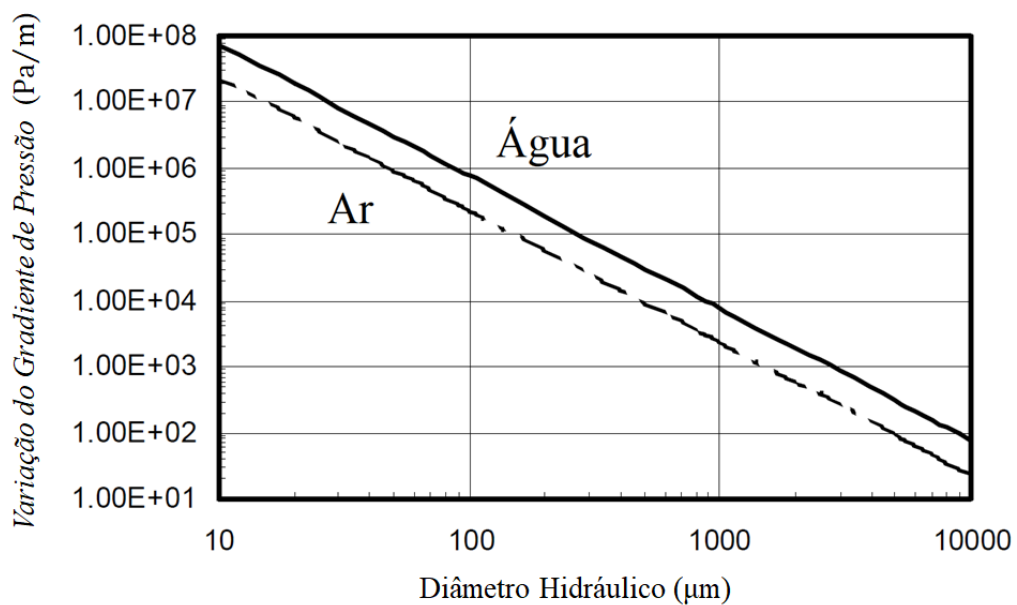


Figura 2.11 - Variação do gradiente de pressão em relação ao diâmetro hidráulico para o escoamento laminar totalmente desenvolvido em tubos circulares lisos a 300 K para água a $V = 0,20$ m/s e ar a $V = 4,25$ m/s assumindo que não haja efeitos de rarefação e compressibilidade. [Adaptado de Kandlikar et al., 2003]

O número de Nusselt para o escoamento laminar totalmente desenvolvido em um canal quadrado com fluxo de calor constante é de 3,61. A Figura 2.10 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor (h) com o diâmetro hidráulico do canal sob escoamento laminar plenamente desenvolvido. O aprimoramento em h com uma redução no tamanho do canal é claramente demonstrado. No entanto, f (fator de fricção de Fanning) varia inversamente com Re , uma vez que o produto ($f * Re$) permanece constante durante o escoamento laminar plenamente desenvolvido. A queda de pressão por unidade de comprimento por fricção para o escoamento de um fluido incompressível é dada por:

$$\frac{\Delta p_f}{L} = \frac{2fG^2}{\rho D} \quad (2.11)$$

onde $\Delta p_f/L$ é o gradiente de pressão de fricção, f é o fator de fricção de Fanning, G é o fluxo de massa, ρ é a densidade e D é o diâmetro. Para o escoamento laminar plenamente desenvolvido, podemos escrever:

$$f \cdot Re = C \quad (2.12)$$

onde Re é o número de Reynolds, $Re = GD/\mu$, e C é uma constante, 14,23 para um canal quadrado. A Figura 2.11 mostra a variação do gradiente de pressão com o tamanho do canal para um canal quadrado para ar e água assumindo condições incompressíveis de escoamento. É visto que o gradiente de pressão aumenta com a redução no tamanho do canal. [Kandlikar et al., 2003]

2.8.6 Escoamento monofásico de líquidos em microcanais

Espera-se que o escoamento monofásico não seja afetado para líquidos, pois o diâmetro hidráulico é reduzido na faixa de 200 a 10 μm . Essas dimensões de canal ainda são algumas ordens de magnitude superiores ao livre caminho médio do escoamento. Os estudos de Richter et al. de 1997 e Pfahler et al. de 1990 apoiam essas observações.

Richter et al. gravaram canais por uma solução de KOH produzindo ângulos laterais de $54,7^\circ$ para os canais triangulares. A largura superior estava entre 28 e 182,7 μm e o comprimento do canal de escoamento foi ajustado em 2 mm. A vazão do escoamento estava

entre 0,01 a 1000 $\mu\text{l}/\text{min}$. O escoamento era laminar com Re menor que 1. Richter et al. comparou seus resultados experimentais com as previsões usando fatores padrões de fricção para canais triangulares. A concordância foi muito boa em toda a faixa de operação. Observou-se também que a vazão do escoamento era bastante sensível à temperatura, uma vez que a viscosidade da água muda consideravelmente com temperaturas acima da faixa experimental (20 a 50 °C).

Pfahler et al., 1990, realizaram experimentos com N-propanol em dois microcanais retangulares de diferentes tamanhos. Os maiores foram feitos de silício com orientação $\langle 110 \rangle$, 53 μm de profundidade e 135 μm de largura, enquanto os canais menores foram feitos de silício com orientação $\langle 100 \rangle$, apenas 1,7 e 0,8 μm de profundidade e 100 μm de largura. Seus resultados indicam que, para todas as seções de teste com exceção da menor (profundidade de 0,8 μm), a teoria convencional previu muito bem o fator de fricção. Para a seção de teste com profundidade de 0,8 μm , observou-se um aumento de três vezes no fator de fricção. A partir deste estudo, pode-se concluir que a teoria convencional é aplicável ao escoamento de líquido em canais de apenas 1,7 μm de profundidade.

Phillips et al., 1987, realizaram extensos estudos sobre a aplicação de microcanais refrigerados a líquido para aplicações de refrigeração de *chips*. O estudo incluiu trabalho numérico e experimental, incluindo incorporação de aletas longitudinais.

Um estudo experimental realizado por Kandlikar et al., 2002, com água escoando em canais quadrados de 200 μm obteve excelente concordância com a teoria convencional para o fator de fricção. No caso de fluxo diabático, o método da correção da propriedade para o fator de fricção funcionou muito bem. Embora se espere que os resultados da transferência de calor obtenham uma concordância semelhante com os canais convencionais, observou-se uma discrepância considerável.

3 METODOLOGIA

3.1 O Experimento de Tuckerman e Pease

Usando os parâmetros mostrados na Seção 2.8.3 como diretrizes, vários dissipadores de calor foram fabricados e testados. A Figura 2.7 mostra uma esquematização do dissipador. Em uma série de experimentos, canais de 50 μm de largura com paredes de 50 μm de largura foram gravados verticalmente usando KOH (uma gravação dependente da orientação) [Kays et al, 1964] até uma profundidade de cerca de 300 μm em *wafers* de silício (propriedades na Tabela 3.2) com 400 μm de espessura. Uma tampa de *Pyrex*® (propriedades na Tabela 3.2) foi anodicamente ligada [Wallis et al, 1969] sobre os canais e sobre um par de coletores gravados nas extremidades dos canais. *Pyrex*® é um vidro de borossilicato que atende às especificações das normas apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Normas que devem ser atendidas para que o vidro de borossilicato possa ser considerado *Pyrex*® [Adaptado de *scilabware.com*]

Norma	Especificação
ISO 3585, DIN 12217	Vidro de Borossilicato Tipo 3.3
ASTM E-438	Vidro de Borossilicato Tipo 1 Classe A
US Pharmacopoeia	Vidro de Borossilicato Tipo 1
European Pharmacopoeia	Vidro Tipo 1

Tabela 3.2 – Propriedades para o Silício e *Pyrex*® [Adaptado de *periodictable.com* e *scilabware.com*]

	Densidade (kg/m^3)	Calor Específico (J/kg.K)	Condutividade Térmica (W/m.K)
Silício	2328	710	150
<i>Pyrex</i> ®	2230	750	1,14

Água deionizada a aproximadamente 23 °C é alimentada no coletor de entrada através de um orifício na tampa com pressões de até 0,214 N/mm^2 e drenada no coletor de saída através de um furo semelhante. O calor é fornecido por um resistor de película fina WSi_2 com aproximadamente 1 cm \times 1 cm de área e 1 μm de espessura, posicionado sobre a superfície inferior do *wafers* de silício. Termopares monitoram a temperatura da água de entrada e saída e do resistor de aquecimento (o último é medido perto da extremidade à jusante e considerou-se

mais próximo ao centro, onde a temperatura é mais alta). Confirmou-se que a taxa de escoamento obedecia à equação de Poiseuille e que a resistência térmica era independente do nível de potência.

A Tabela 3.3 resume os resultados obtidos para três dissipadores de calor diferentes com parâmetros semelhantes; todos obtiveram resistências térmicas máximas (à jusante) de cerca de 0,1 °C/W para uma área de 1 cm². Um dispositivo foi testado até 790 W/cm². Este trabalho foca-se no terceiro e mais potente experimento. O artigo original não apresentou um estudo sobre as incertezas de medição do experimento.

Tabela 3.3 - Valores experimentais de máxima resistência térmica θ_{max} para três dissipadores de calor de silício refrigerados a água de canal especificado por w_c e profundidade z , espessura de parede w_w , pressão de água P e taxa de escoamento \dot{f} . A área aquecida é de aproximadamente (1 cm) x (1 cm), e os dissipadores de calor são testados até uma densidade de potência máxima especificada \ddot{Q} . [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981]

Experimento	w_c (μm)	w_w (μm)	z (μm)	P (N/mm ²)	\dot{f} (cm ³ /s)	θ_{max} (°C/W)	\ddot{Q} (W/cm ²)
1	56	44	320	0,103	4,7	0,110	181
2	55	45	287	0,117	6,5	0,113	277
3	50	50	302	0,214	8,6	0,090	790

Uma confirmação adicional da teoria é obtida examinando a dependência da resistência térmica máxima na taxa de escoamento de água \dot{f} (cm³/s). θ_{cond} , a resistência térmica devido à condução da parte inferior do silício para a região do canal, mostrou-se claramente independente de \dot{f} . O mesmo se observou para o θ_{conv} , desde que atendesse ao perfil de temperatura totalmente desenvolvido. $\theta_{aquec.}$ é inversamente proporcional à taxa de escoamento. Assim, um gráfico de $\theta = \theta_{cond} + \theta_{conv} + \theta_{aquec.}$ por \dot{f}^{-1} deve produzir uma linha reta, e experimentalmente, esse foi realmente o caso (Figura 3.1).

Embora um resistor de película fina uniforme tenha sido utilizado como fonte de calor nos experimentos, em um CI real o calor é gerado em áreas localizadas, como as junções p-n. Isso resultará em uma contribuição extra para θ devido à resistência ao espalhamento térmico. Este termo seria pequeno em um circuito VLSI composto por milhares de dispositivos uniformemente distribuídos, mas pode ser importante em CIs consistindo em apenas algumas fontes de calor localizadas de alta potência.

A melhoria no desempenho de dissipadores compactos para CIs apresentada aqui oferece um novo grau de liberdade para o projetista do sistema. Por exemplo, os estudos de *trade-off* entre velocidade e potência agora podem ser resolvidos em favor de mais velocidade. A baixa resistência térmica também pode ser útil para CIs de potência moderada, onde as temperaturas de diferentes componentes devem permanecer próximas da temperatura do refrigerante. [Tuckerman and Pease, 1981]

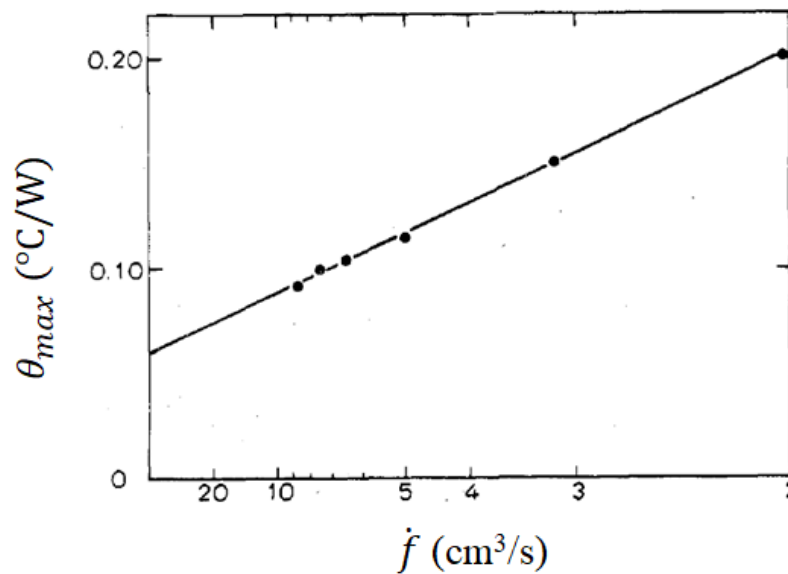


Figura 3.1 - Valores medidos da resistência térmica máxima θ_{max} (à jusante) como função do inverso da taxa do escoamento \dot{f} para o dissipador de calor número 3 da Tabela 3.1. Conforme previsto, os dados ficam em linha reta, o que implica perfis de temperatura totalmente desenvolvidos. [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981]

3.2 Metodologia Numérica

O dissipador é simulado numericamente através do *software Fluent* pelo Método dos Volumes Finitos (MVF) visando a realizar a comparação com os resultados experimentais e a aprimorar o sistema com base em trabalhos prévios.

3.2.1 O Método dos Volumes Finitos (MVF)

O MVF utiliza como ponto de partida a forma integral da equação da conservação. O domínio de solução é dividido em um número finito de volumes de controle (VC) contíguos, e

a equação da conservação é aplicada a cada VC. No centroide de cada VC localiza-se um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis, sendo os valores das variáveis nas superfícies dos VC obtidos por interpolação em função dos valores nodais (centro do VC). Os integrais de volume e de superfície são aproximados usando fórmulas de quadratura apropriadas. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis no nó analisado e nos vizinhos.

O MVF pode ser aplicado a qualquer tipo de malha, por isso adapta-se a geometrias complexas. A malha define apenas as fronteiras do volume de controle e não necessita estar relacionada com um sistema de coordenadas. O método é inerentemente conservativo, contando que os integrais de superfície (que representam fluxos convectivos e difusivos) sejam os mesmos em faces partilhadas por VC.

A aproximação com o MVF é talvez a de compreensão mais simples, pois todos os termos que precisam ser aproximados têm significado físico, razão pela qual é largamente empregado em problemas de engenharia [Gonçalves, 2007].

3.2.1.1 Escoamento Laminar no Método dos Volumes Finitos

O *software Ansys* resolve as equações de Navier-Stokes para a conservação de massa, momentum e energia quando o escoamento é laminar com transferência de calor. Para a parte sólida o *software* calcula apenas uma equação simplificada da conservação de energia (Equação 3.5). Os cálculos foram feitos para regime permanente, fluido incompressível e propriedades constantes. [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013]

As equações de Navier-Stokes para a conservação de massa são:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho(\nabla \cdot \vec{v}) = 0 \quad (3.1)$$

onde:

ρ = massa específica, kg/m³

t = tempo, s

\vec{v} = velocidade do fluido, m/s

Para fluido incompressível a Equação 3.1 se reduz à:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3.2)$$

A equação de Navier-Stokes para a conservação de momentum é:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.3)$$

onde:

P = pressão, N/mm^2

$\bar{\bar{\tau}}$ = tensor tensão

\vec{g} = gravidade

\vec{F} = termos fonte

A equação de Navier-Stokes para a conservação de energia é:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_e) + \nabla \cdot (\rho h_e \vec{v}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (3.4)$$

onde:

h_e = entalpia, J

k = condutividade térmica, W/m.K

T = temperatura, K

S_h = termo fonte de calor

Para sólidos a Equação 3.4 se reduz à:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_e) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (3.5)$$

3.2.2 Discretização do Modelo

O dissipador de calor apresentado na Figura 2.7 e especificado no Experimento 3 da Tabela 3.1 é simplificado utilizando a simetria inerente ao projeto do mesmo. Desta forma apenas um dos cem microcanais do modelo físico é modelado de acordo com as Figuras 3.2 e 3.3 no *software* de desenho assistido por computador *Solidworks*:

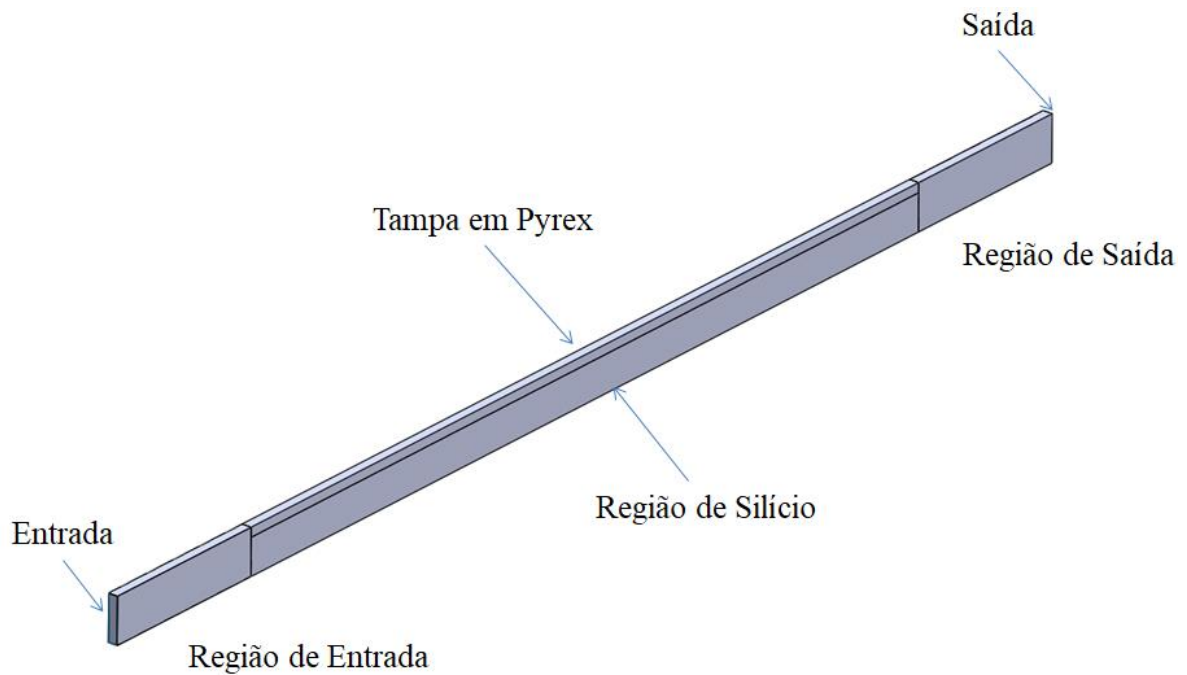


Figura 3.2 - Vista Isométrica do Modelo Discretizado

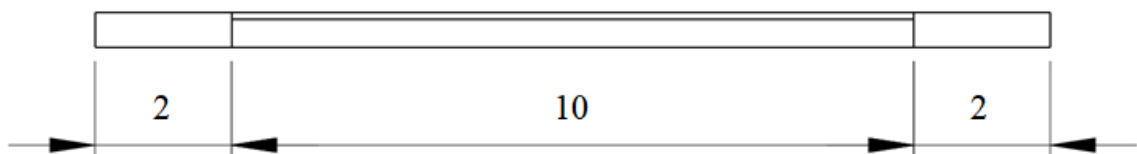


Figura 3.3 - Vista lateral do modelo, dimensões em mm

Como as regiões de entrada e saída não são claramente apresentadas no artigo original de Tuckerman e Pease de 1981, novas regiões na parte frontal e traseira são adicionadas ao modelo discretizado para a entrada e saída, respectivamente, de líquido refrigerante.

3.2.3 Condições de Contorno

O dissipador de calor com microcanais é modelado de acordo com as especificações do terceiro experimento de Tuckerman e Pease (Tabela 3.4), ou seja, um *wafer* de sílcio com 400 μm de espessura acoplado a um resistor com espessura insignificante para o modelo (1 μm) – uma fonte de calor é projetada na parede inferior do dissipador. A pressão manométrica na saída foi considerada como 0 Pa em todas as simulações. O microcanal gravado quimicamente possui uma altura de 302 μm e uma largura de 50 μm . Acima do sistema há ainda uma tampa em *Pyrex*®, material bom isolante térmico (condutividade térmica de 1,14 W/m.K). Uma seção é apresentada na Figura 3.4.

As paredes externas são consideradas adiabáticas – com exceção da inferior, com uma potência de 790 W/cm². As trocas de calor entre o resistor e o fluido refrigerante (água) são multiplicadas pelo número de canais do experimento original (100 canais) para avaliação de resultados. Um esquemático das condições de contorno é apresentado na Figura 3.5.

Tabela 3.4 - Características geométricas, pressão de entrada do líquido refrigerante, temperatura de entrada e potência dissipada no resistor para o experimento número 3 de Tuckerman e Pease [Adaptado de Tuckerman and Pease, 1981]

Experimento	w_c (μm)	w_w (μm)	z (μm)	P (N/mm ²)	T_e (K)	\ddot{Q} (W/cm ²)
3	50	50	302	0,214	296	790

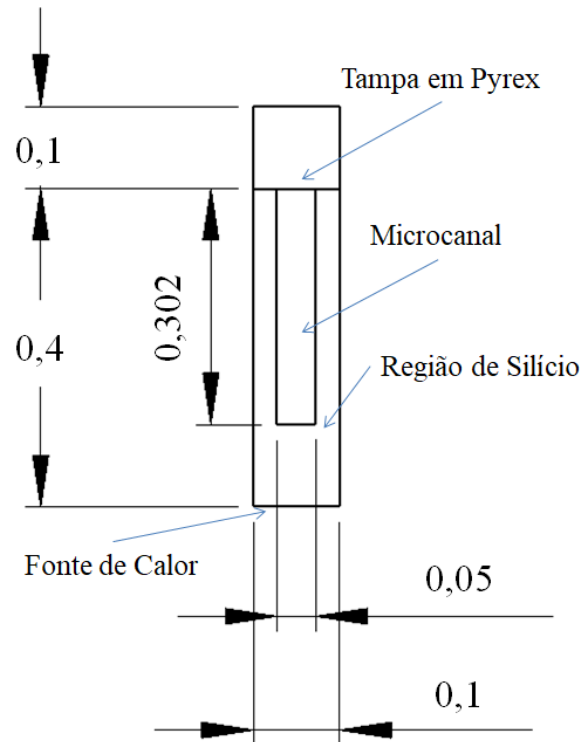


Figura 3.4 - Seção do Modelo Discretizado do Dissipador, dimensões em mm

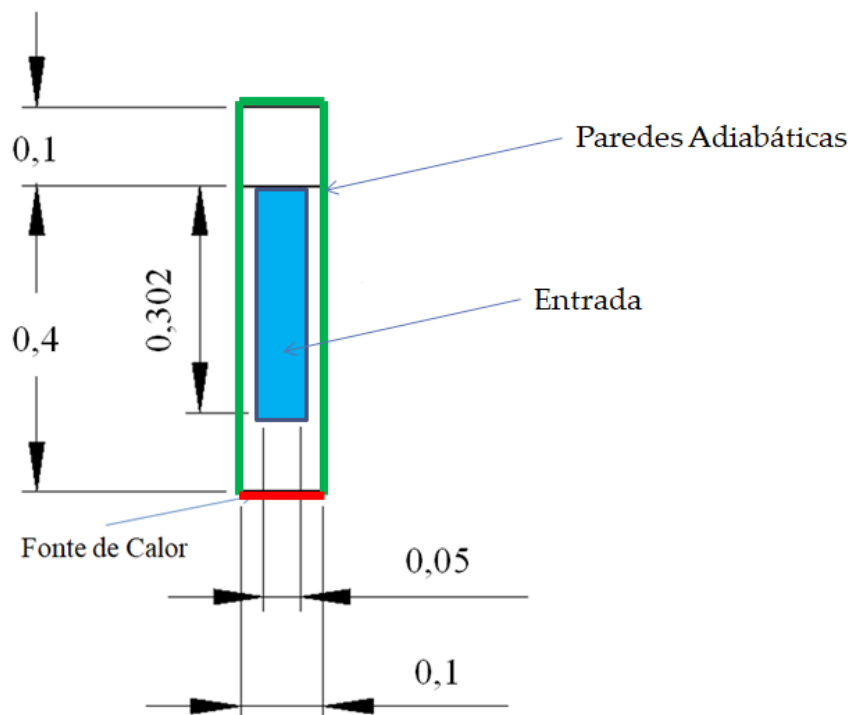


Figura 3.5 – Esquemático das condições de contorno. Paredes em verde são consideradas adiabáticas, parede em vermelho é considerada fonte de calor e seção azul no centro é a entrada, dimensões em mm

3.2.4 Critérios para Avaliação da Qualidade da Malha

Como estudo de qualidade de malha, é escolhido o método GCI (*Grid Convergence Index*). Proposto por Roache, 1994, este método é baseado na extrapolação de Richardson e consiste em um comparativo de soluções discretas para diferentes tamanhos de malha. A seguir, são introduzidos alguns conceitos básicos do método para o procedimento de cálculo. Este método foi empregado na literatura por Morais, 2004 e Oliveira, 2014.

A razão de refinamento para malhas não-estruturadas é estabelecida entre dois tipos diferentes de malha, sendo N o número de volumes de cada malha e N_T o número de elementos total do domínio, sua forma pode ser vista através da equação abaixo:

$$r_{ij} = \left(\frac{N_i}{N_j} \right)^{\frac{1}{N_T}} \quad (3.6)$$

Os índices i e j são referentes às malhas utilizadas. Como no presente trabalho são utilizadas três diferentes malhas, esses índices serão considerados como 1 para a malha mais refinada, 2 para a malha intermediária e 3 para a malha mais grosseira. Com isso, as razões de refinamento são feitas entre as malhas 1 e 2 (r_{12}), e entre as malhas 2 e 3 (r_{23}).

Devido a divergências dos valores de razão, é utilizada uma ordem de convergência (OC), que é calculada com base nas duas razões de refinamento calculadas, e mais os valores de referência obtidos como resultado das simulações numéricas (f_1 , f_2 e f_3), sendo que no presente trabalho este resultado numérico é a resistência térmica máxima do dissipador analisado.

$$OC = \frac{\ln \left(\left(\frac{r_{12}^{OC} - 1}{r_{23}^{OC} - 1} \right) \left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1} \right) \right)}{\ln(r_{12})} \quad (3.7)$$

Essa ordem de convergência é obtida através de um processo iterativo, onde a literatura recomenda utilizar o valor de 2 como valor inicial. Em seguida calcula-se o GCI, que é uma estimativa percentual que é determinada pelo valor numérico calculado junto com o valor numérico “exato” estimado. Este valor deve ser calculado para malhas consecutivas, ou seja, para os casos GCI_{12} e GCI_{23} :

$$GCI_{ij} = \frac{F_s |\varepsilon_{ij}|}{(r_{ij}^{OC} - 1)} \quad (3.8)$$

sendo F_s o fator de segurança, usualmente de 1,25, e ε_{ij} o erro relativo entre duas malhas. O erro relativo pode ser calculado pela equação abaixo:

$$\varepsilon_{ij} = \left| \frac{f_j - f_i}{f_i} \right| \quad (3.9)$$

Segundo Abramchuk, 2013, existe uma forma de se estimar um valor exato de um problema mesmo sem conhecer sua solução analítica. Tal forma se dá através de uma generalização da extrapolação de Richardson:

$$f_{exato,ij} \cong f_j + \frac{(f_i - f_j)r_{ij}^{OC}}{(r_{ij}^{OC} - 1)} \quad (3.10)$$

Por último, é verificado se a solução está dentro do intervalo de convergência assintótico (IC), onde para valores próximos a 1 indica que a solução está próxima da solução “exata”, sendo o valor de 1 a própria solução “exata”. Esta relação é feita com os valores de GCI_{12} , GCI_{23} , o fator de refinamento (r_{ij}) e a ordem de convergência (OC), como pode ser visto na equação abaixo:

$$IC = \frac{GCI_{23}}{r_{ij}^{OC} GCI_{12}} \quad (3.11)$$

Para esta análise, selecionou-se a malha do modelo apresentado na Seção 3.2.2, onde se reproduz o experimento de Tuckerman e Pease, de 1981. Sendo assim, são geradas três malhas de diferentes tamanhos (Tabela 3.5) e a qualidade é analisada.

Tabela 3.5 - Quantidade de volumes das três malhas utilizadas

Malha	Total de Volumes
Malha Fina (M1)	1053165
Malha Intermediária (M2)	523756
Malha Grossa (M3)	99832

3.2.5 Métodos de Solução

Para resolver problemas através do método dos volumes finitos é necessário fazer a seleção de diferentes métodos de iteração numérica. Através dos volumes finitos, o *software* armazena valores discretos em nós nos centros das células. Porém, os valores das faces são necessários para os termos advectivos da solução.

O método iterativo de Gauss-Seidel é utilizado para resolver as equações algébricas lineares. Para a discretização dos termos advectivos da equação de transporte é escolhido o método *Upwind* de segunda ordem. Pelo método de primeira ordem, onde as variáveis são calculadas na direção do escoamento, obtêm-se soluções fisicamente coerentes. Porém, este método pode suavizar os altos gradientes, por serem dissipativos [Maliska, 2004]. O método de segunda ordem introduz menos difusão numérica, além de ser de segunda ordem exata.

Para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade atualmente existem diversos tipos de métodos, sendo que seu objetivo, de acordo com Maliska, 2004, é de criar uma equação para pressão que permita que o processo iterativo avance, respeitando a conservação de massa. Para este estudo utilizou-se o método SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*), criado por Patankar e Spalding, 1972, onde nele a pressão (P) entra como uma soma da melhor estimativa da pressão disponível, P^* , mais uma correção P' , que é calculada para satisfazer a equação da continuidade. Sua equação está descrita abaixo. [Patankar, 1980; Maliska, 2004]

$$P = P^* + P' \quad (3.12)$$

Sua sequência de solução se deve a dois passos, onde primeiro se corrigem as velocidades de maneira a satisfazer a equação de conservação de massa e, após, as pressões são avançadas para completar o ciclo iterativo [Maliska, 2004].

Os resíduos nas soluções são menores que 10^{-6} para todas as equações. A Figura 3.6 apresenta o comportamento dos mesmos para cada equação calculada. Percebe-se que após 500 iterações a equação da energia já se encontra com resíduos abaixo de 10^{-6} enquanto para as equações da continuidade e da velocidade em z esse valor é alcançado após cerca de 1000 iterações.

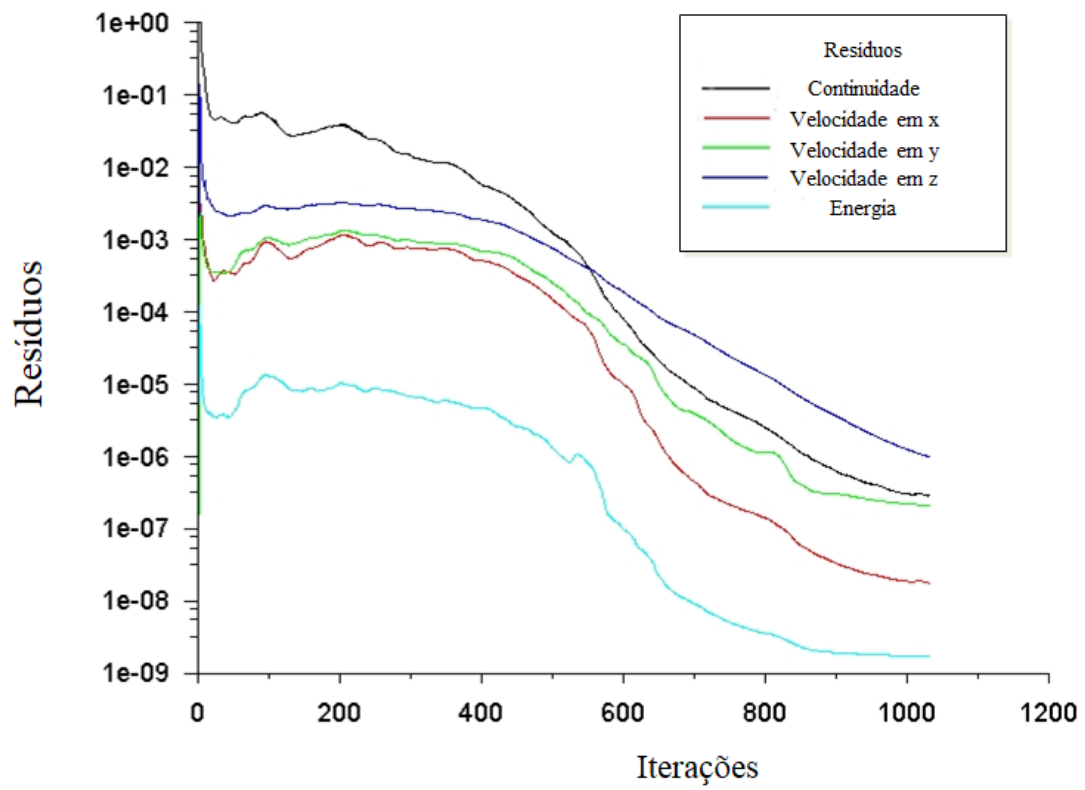


Figura 3.6 – Gráfico que mostra o comportamento dos resíduos em relação às iterações das equações calculadas

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos e a avaliação da qualidade de malha, sendo apresentadas a resistência térmica e temperatura máxima dos dissipadores estudados resultantes das simulações computacionais.

4.1 Avaliação da Qualidade da Malha

Para assegurar a qualidade das simulações numéricas é necessário realizar primeiramente a avaliação da qualidade da malha, sendo neste trabalho realizada conforme descrito na Seção 3.2.4. Três malhas (não-estruturadas com volumes tetraédricos) de diferentes tamanhos foram criadas para o modelo apresentado na Seção 3.2.2. Assim, foram realizadas simulações para a obtenção da resistência térmica do dissipador. Para um escoamento de água com uma pressão de 0,214 N/mm² na entrada, um número de Reynolds de 529 foi encontrado a partir da velocidade do escoamento, de cerca de 6,2 m/s (Figura 4.1). Os valores obtidos para cada malha estão representados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Quantidade de volumes das três malhas utilizadas

Total de Volumes	θ_{max} (°C/W)
Malha Fina (M1)	0,0974
Malha Intermediária (M2)	0,0957
Malha Grossa (M3)	0,0896

Com os resultados apresentados é possível calcular o valor de convergência assintótico, atingindo um valor de 1,017, valor próximo a 1, que é o necessário, segundo o método, para que a solução esteja dentro de um intervalo de convergência. Com os resultados, é possível estimar também uma resistência da solução “exata”, com o valor de 0,1032. Os valores obtidos e calculados podem ser vistos na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Valores calculados durante a avaliação de qualidade de malha

Parâmetros	Valores
$\theta_{max,exato}$ (estimado)	0,1032 °C/W
GCI_{12}	7,560%
GCI_{23}	9,871%
Valor de convergência assintótico	1,017

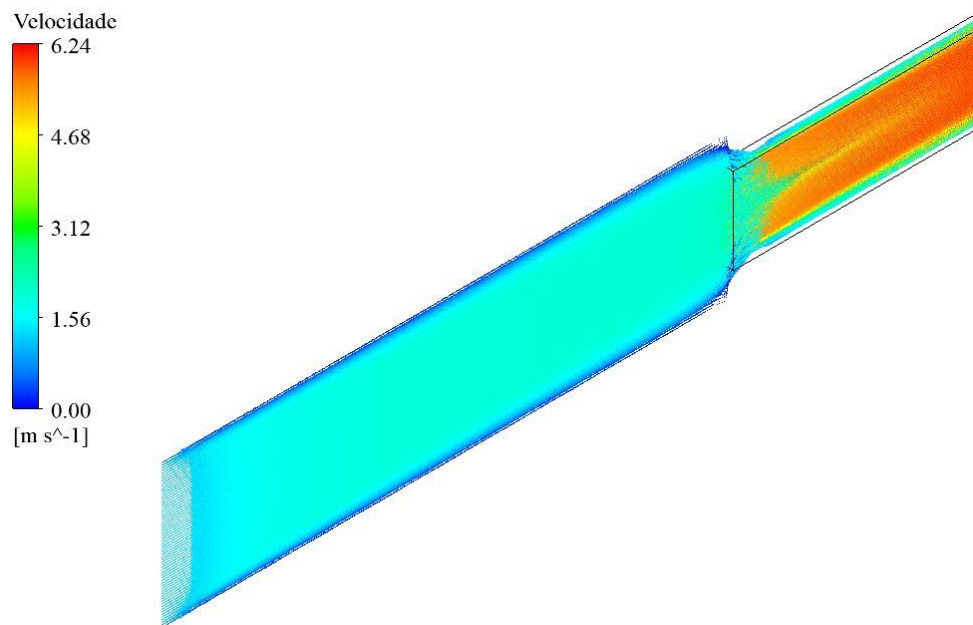


Figura 4.1 - Plano cortando a seção central do microcanal retilíneo evidenciando a máxima velocidade do escoamento a partir de vetores

Selecionou-se, dessa forma, a malha que possui 1053165 volumes para o estudo (Figura 4.2), pois apresenta o melhor resultado e possui um tempo computacional ainda razoável quando comparada às malhas mais grosseiras. Desta forma os tamanhos mínimos e máximos de face para os volumes dos sólidos e do fluido utilizados nessa malha foram mantidos para as demais simulações (Tabela 4.3).

Tabela 4.3 - Tamanhos mínimos e máximos de face para os volumes dos sólidos e fluido na malha de 1 milhão de elementos

	Tamanho Mínimo (m)	Tamanho Máximo (m)
Sólidos	6,983e-6	1,1e-5
Fluido	8,0e-6	8,0e-6

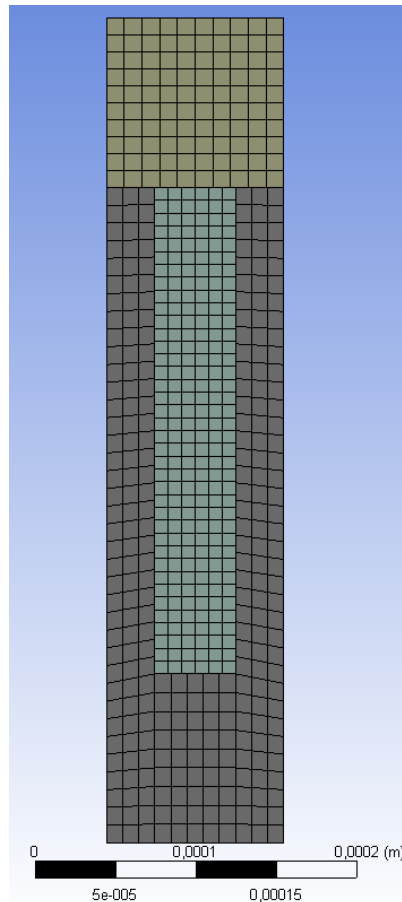


Figura 4.2 - Corte da malha utilizada evidenciando o fluido em verde (mais refinado), o silício em cinza e Pyrex em amarelo

4.2 Resultados Numéricos do Dissipador de Tuckerman e Pease

Ao reproduzir numericamente o experimento de Tuckerman e Pease, 1981, chega-se a um resultado bastante próximo do resultado experimental (Figura 4.3, domínio sólido e Figura 4.4, domínio fluido). Com uma entrada de água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ a uma temperatura de 296 K , atinge-se uma temperatura máxima de cerca de 373 K no sistema - uma variação de temperatura de aproximadamente 77 K . O fluxo de calor transferido na parte inferior do dissipador é de 790 W/cm^2 , desta forma utilizando-se a Equação 2.10 chega-se a uma resistência térmica de $0,097 \text{ }^\circ\text{C/W}$ (Tabela 4.4).

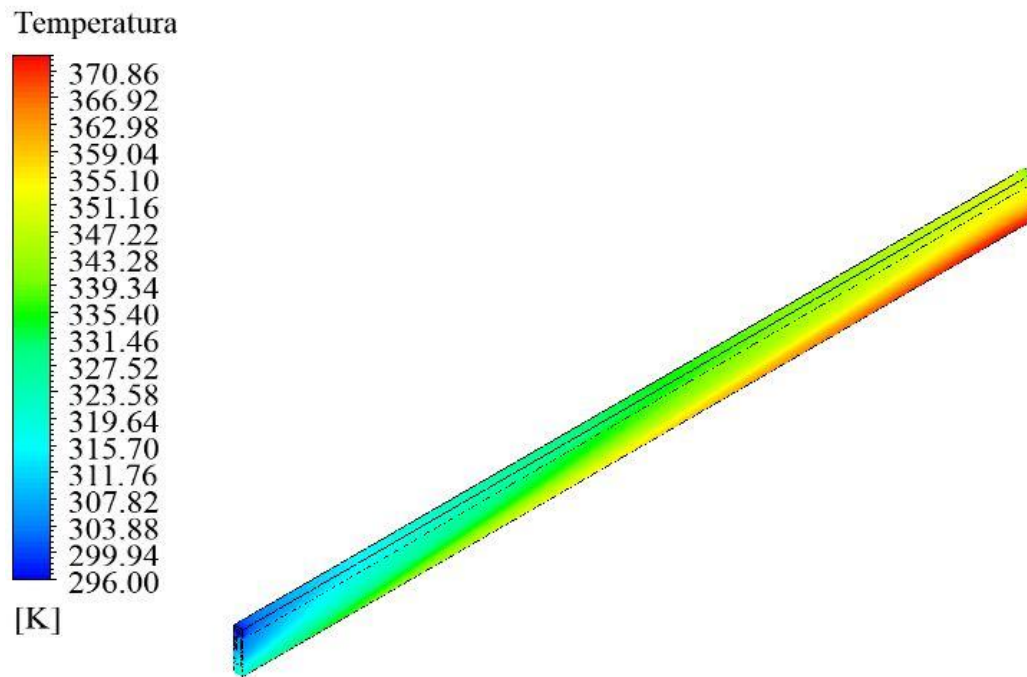


Figura 4.3 – Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981

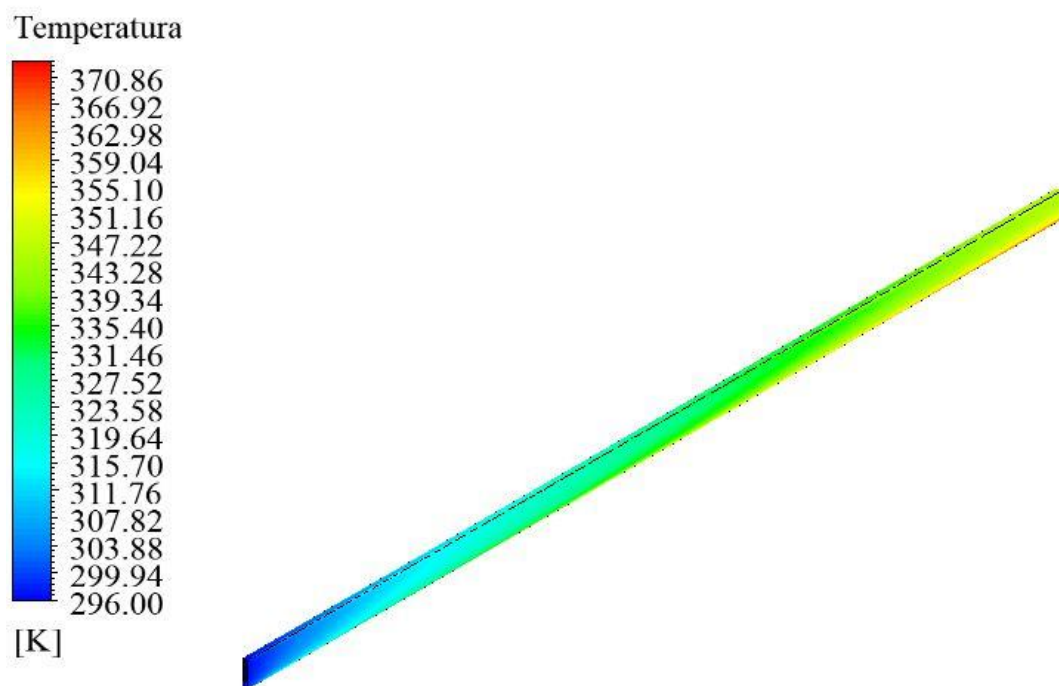


Figura 4.4 - Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981

Tabela 4.4 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais para o dissipador de Tuckerman e Pease, 1981

	Resultado Experimental (°C/W)	Resultado Numérico (°C/W)	Diferença (%)
Resistência Térmica	0,090	0,097	7,2

Uma diferença de 7,2% entre os resultados experimentais e numéricos evidencia que a malha e as condições de contorno utilizadas reproduzem o problema de forma confiável e que essa ferramenta pode ser utilizada para a análise e aprimoramento do dissipador, seja em sua geometria ou em condições de contorno mais favoráveis.

4.3 Aperfeiçoamento do Sistema – Integração com um Sistema de Refrigeração

Kandlikar, 2005, apresentou uma forma de aumentar o fluxo de calor que pode ser removido pelo dissipador: integrando o mesmo em um sistema de refrigeração *HVAC* (Heating, Ventilation and Air Conditioning) de uma edificação, por exemplo. Na prática há uma diminuição da temperatura de entrada da água, fazendo com que a temperatura máxima do sistema seja diminuída e o fluxo de calor possa ser aumentado até que o limite de operação do componente em análise seja atingido.

Ao se modificar a temperatura de entrada para 273 K e mantendo-se a entrada de água a 0,214 N/mm², a máxima temperatura encontrada no sistema é de cerca de 350 K para uma mesma potência na parte inferior do dissipador (790 W/cm²). Dessa forma, utilizando-se a Equação 2.10 chega-se à mesma resistência térmica de 0,097 °C/W, pois nenhuma característica geométrica foi alterada. As vantagens de uma menor temperatura máxima, porém, são várias, incluindo uma maior confiabilidade do sistema devido a uma operação mais distante do limite de temperatura do componente eletrônico (Figura 4.5, domínio sólido e Figura 4.6, domínio fluido).

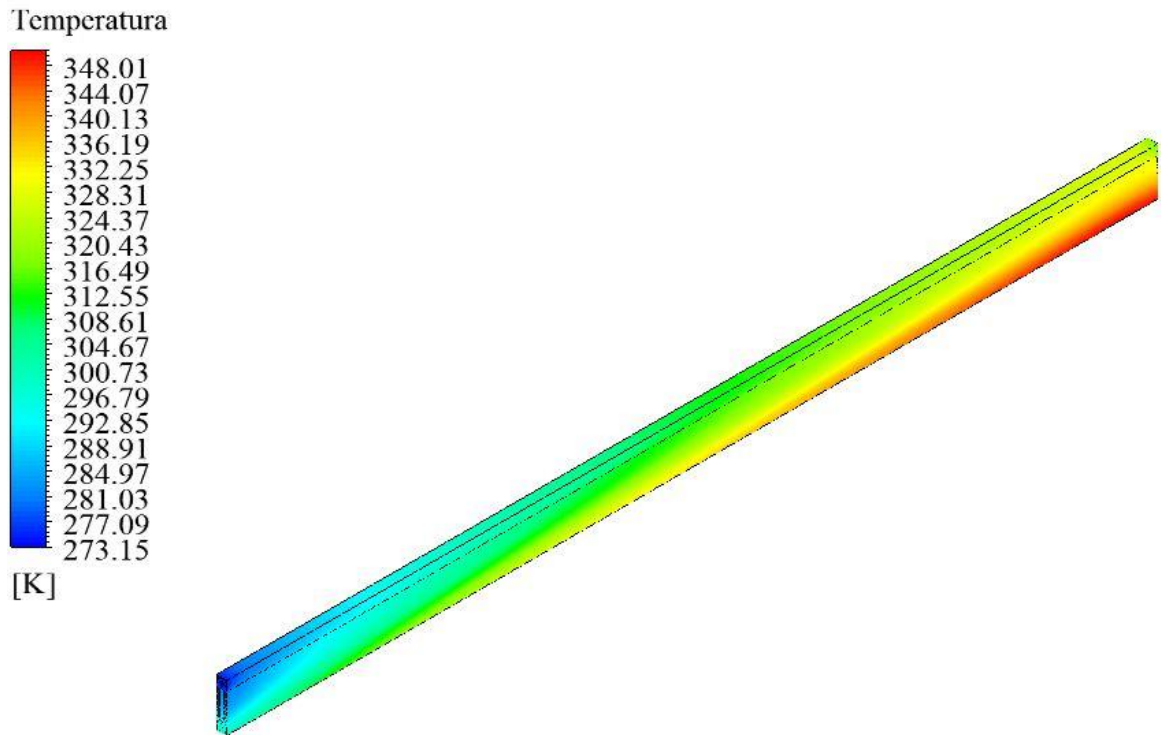


Figura 4.5 - Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 273 K na entrada

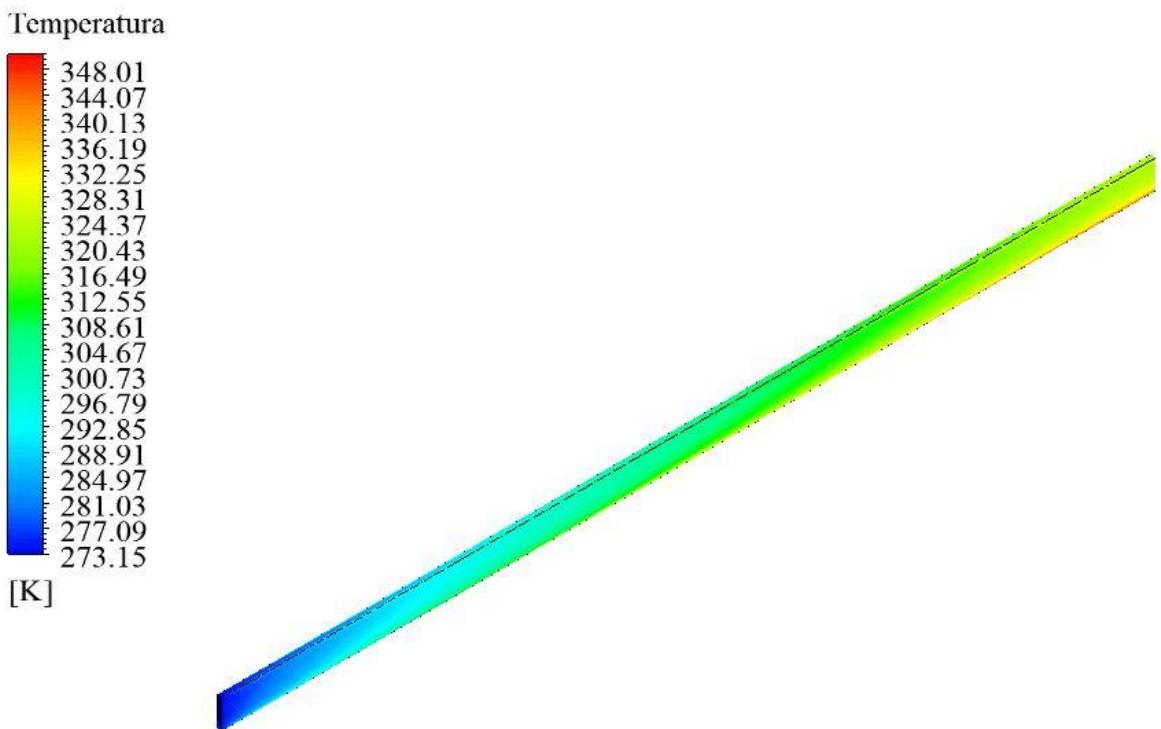


Figura 4.6 - Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 273 K na entrada

Um estudo adicional foi realizado onde a potência é aumentada até que a temperatura máxima do sistema seja próxima à do experimento original para que os ganhos de se integrar o dissipador a um sistema de refrigeração sejam totalmente apreciados. Com um fluxo de calor de 1000 W/cm^2 e uma temperatura de entrada de 273 K chega-se a uma temperatura máxima do sistema de cerca de 371 K e uma mesma resistência térmica máxima de $0,097 \text{ }^\circ\text{C/W}$ (Figura 4.7, domínio sólido e Figura 4.8, domínio fluido). Isso evidencia que a remoção de calor pode chegar a níveis ainda mais altos com dissipadores de calor com microcanais com simples aprimoramentos no sistema em que eles estão inseridos. A Tabela 4.5 apresenta o resumo dos resultados.

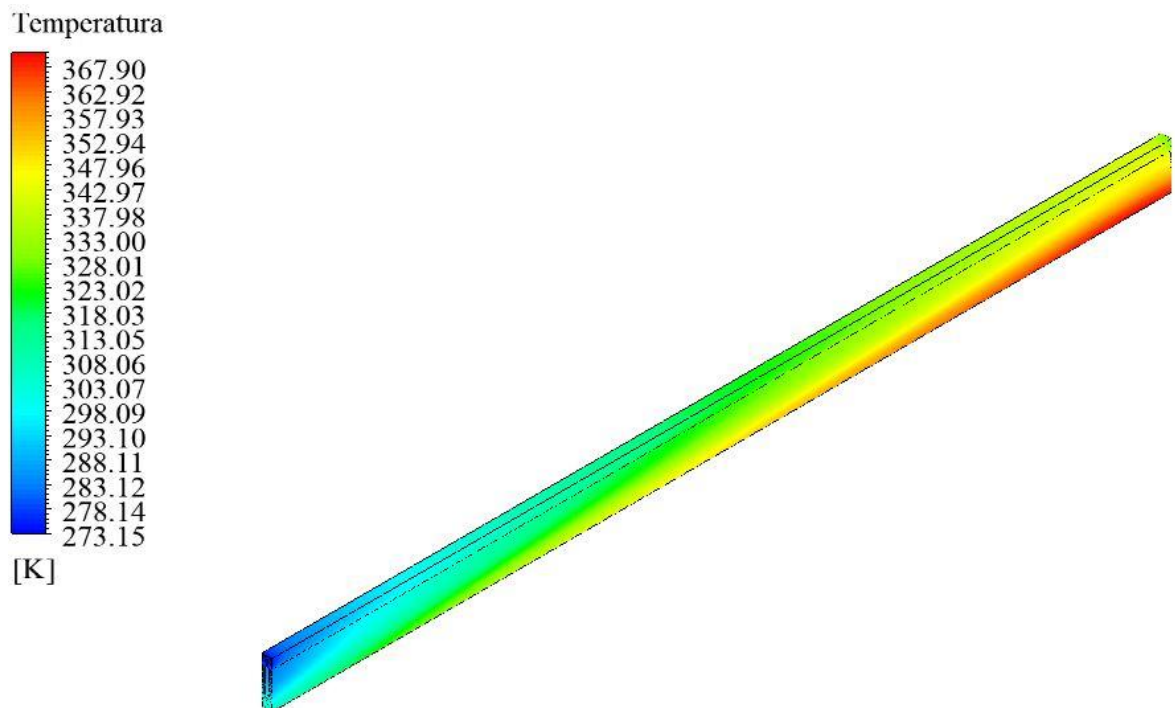


Figura 4.7 - Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$, temperatura de 273 K na entrada e potência de 1000 W/cm^2

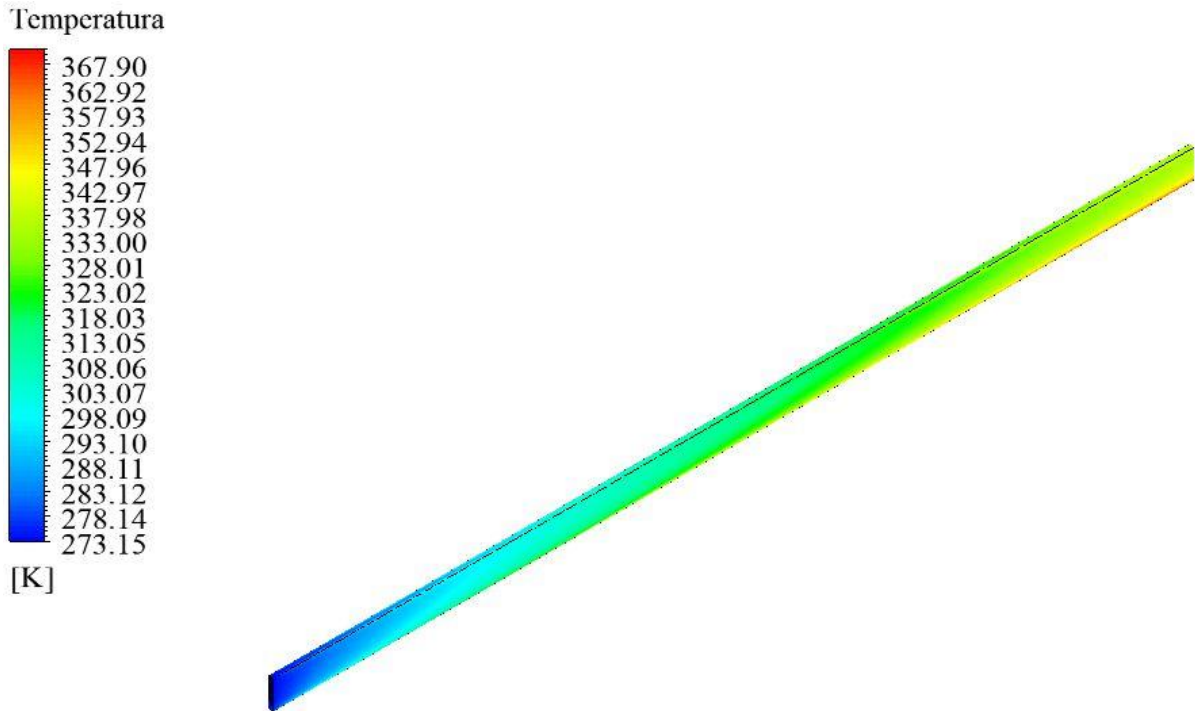


Figura 4.8 - Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais de Tuckerman e Pease, 1981, com água a $0,214 \text{ N/mm}^2$, temperatura de 273 K na entrada e potência de 1000 W/cm^2

Tabela 4.5 - Resumo dos resultados para o dissipador de calor com microcanais inserido em um sistema de refrigeração (temperatura de entrada de 273 K)

Fluxo de Calor	790 W/cm^2	1000 W/cm^2
Temperatura Máxima (K)	350	371

4.4 Resultado de Mudanças na Geometria do Dissipador

4.4.1 Alteração na geometria da entrada do microcanal

Kandlikar, 2009, ao explorar o que deve ser levado em consideração na manufatura de dissipadores de calor citou que cada aspecto do projeto tem um custo associado, inclusive a profundidade de canais, pois um maior tempo é necessário para alcançar maiores profundidades. Desta forma é estudado o efeito da diminuição da profundidade do canal em passos de $0,1 \text{ mm}$, o que acarretará numa diminuição da área transversal do escoamento, porém deixará a fabricação mais simples (Figuras 4.9 e 4.10).

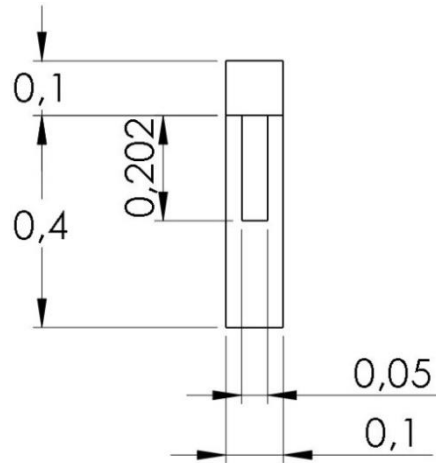


Figura 4.9 - Seção do modelo discretizado do dissipador com microcanal com altura de 0,202 mm, dimensões em mm

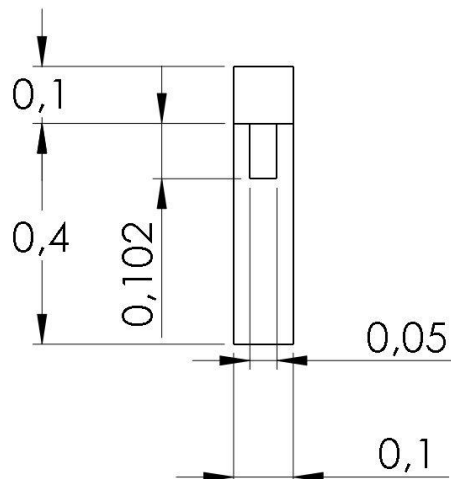


Figura 4.10 - Seção do modelo discretizado do dissipador com microcanal com altura de 0,102 mm, dimensões em mm

Utilizando-se as mesmas condições de contorno do experimento (como na Seção 4.2 - entrada de água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ a uma temperatura de 296 K e fluxo de calor na parte inferior do dissipador de 790 W/cm^2) chega-se a uma temperatura máxima do sistema de 407 K para o dissipador com microcanal com altura de 0,202 mm e 511 K para o dissipador com microcanal com altura de 0,102 mm - o que corresponde a uma variação de temperatura de aproximadamente 111 K e 215 K respectivamente (Figuras 4.11 e 4.12 - domínios sólido e fluido para altura de 0,202 mm - e Figuras 4.13 e 4.14 - domínios sólido e fluido para altura de 0,102 mm). Chega-se então a uma resistência térmica máxima de $0,140 \text{ }^\circ\text{C/W}$ para o dissipador a abertura média e $0,272 \text{ }^\circ\text{C/W}$ para o dissipador com a menor abertura. As

velocidades máximas encontradas para o escoamento de cada um dos dissipadores são apresentadas nas Figuras 4.15 (0,202 mm de profundidade) e 4.16 (0,102 mm de profundidade). As diferenças encontradas nos campos de velocidade das passagens com geometria modificada não foram significativas quando comparadas a velocidade encontrada para a seção original.

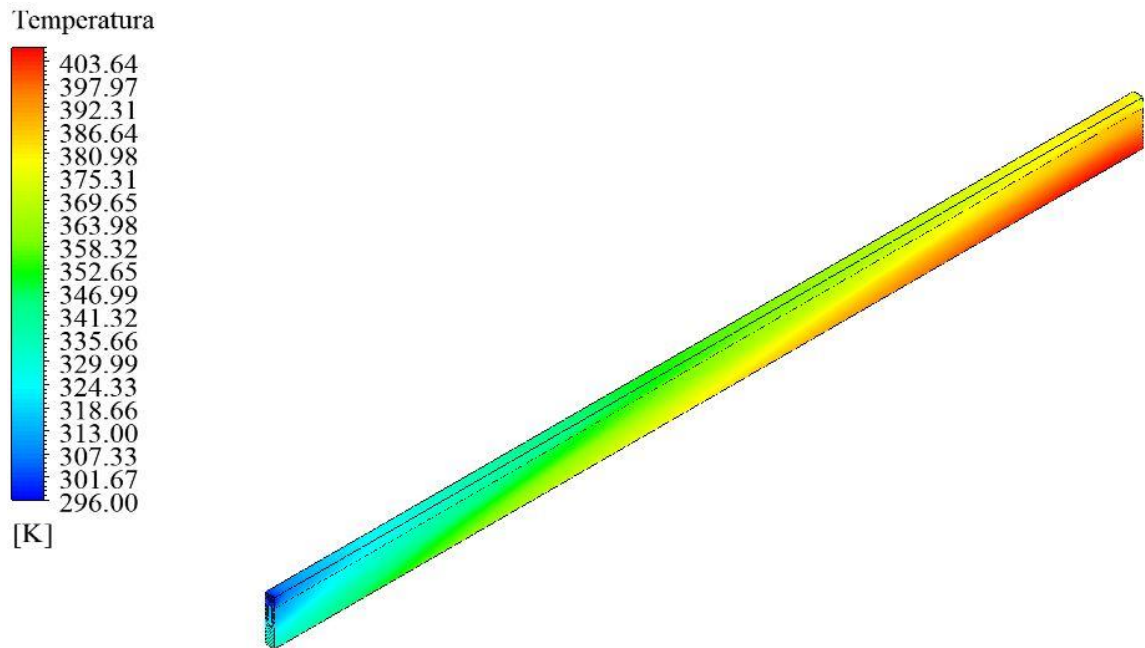


Figura 4.11 - Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais com altura de 0,202 mm, com água a 0,214 N/mm² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm²

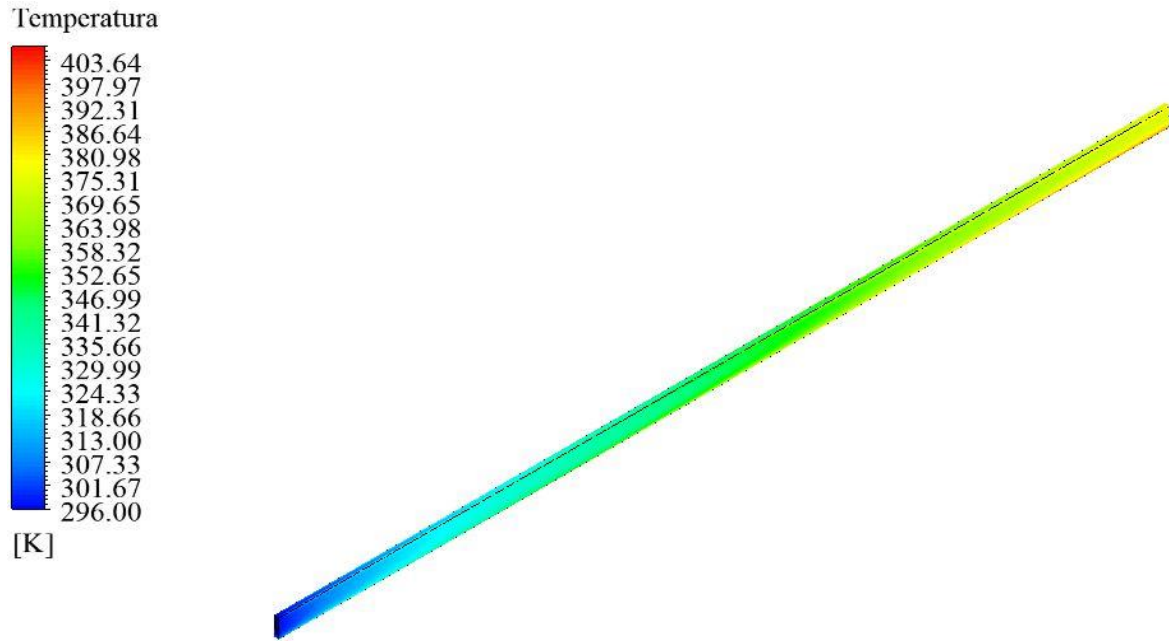


Figura 4.12 - Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais com altura de 0,202 mm, com água a 0,214 N/mm² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm²

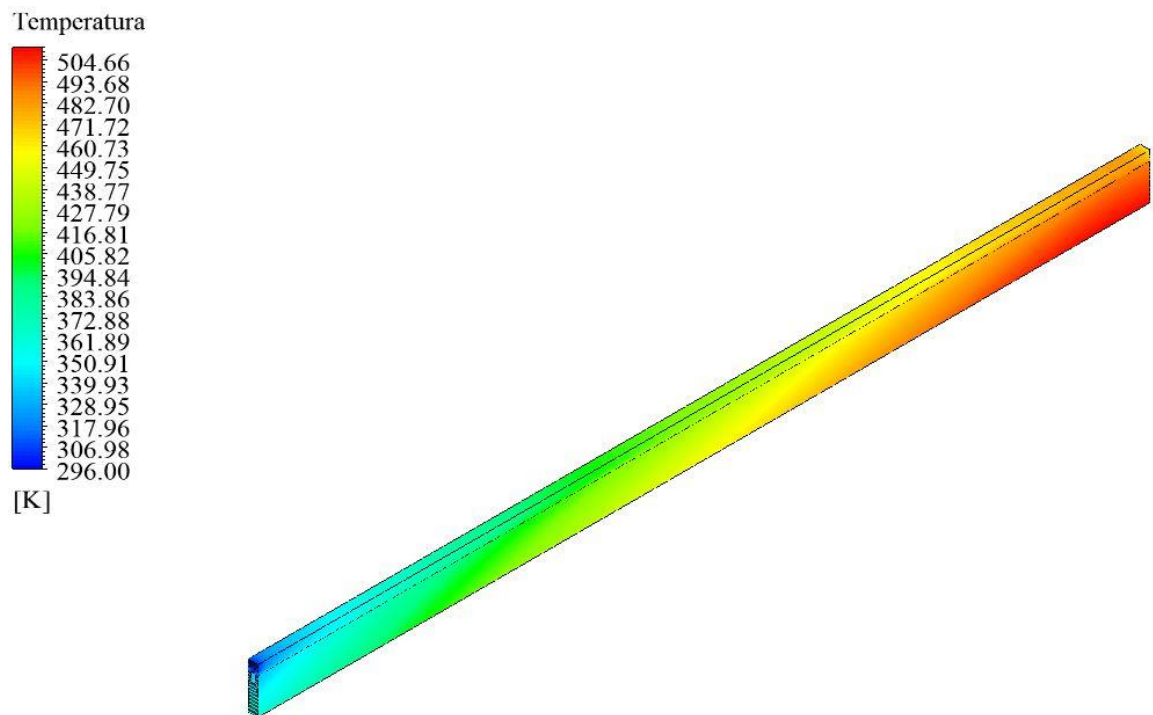


Figura 4.13 - Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais com altura de 0,102 mm, com água a 0,214 N/mm² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm²

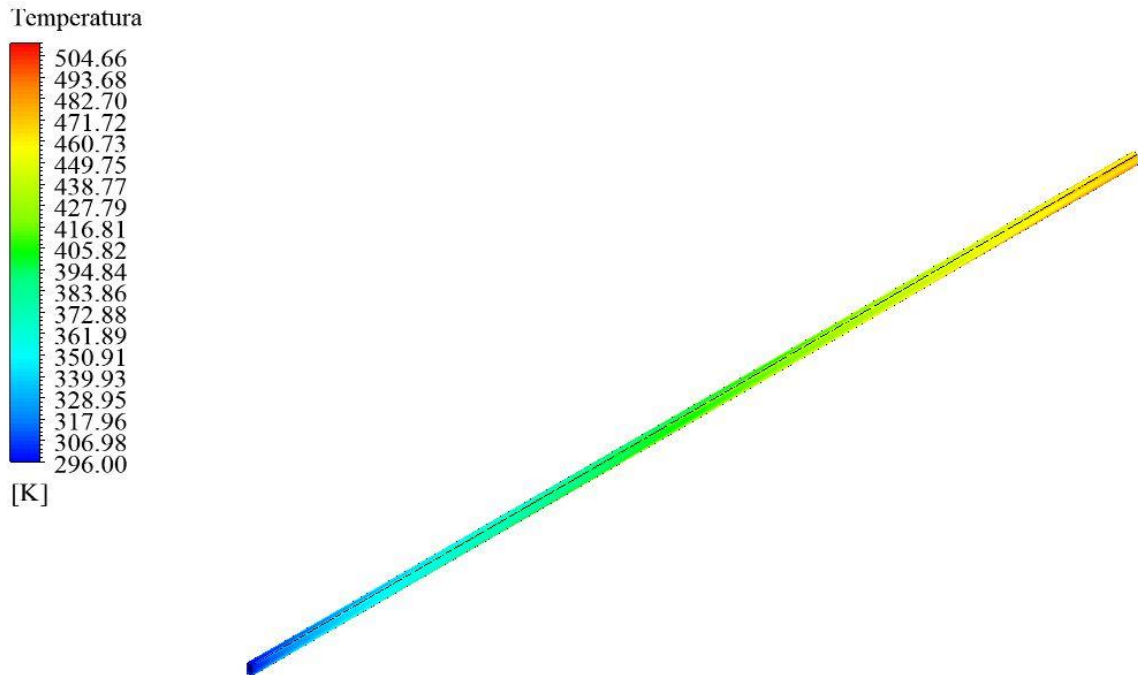


Figura 4.14 - Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais com altura de 0,102 mm, com água a 0,214 N/mm² e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm²

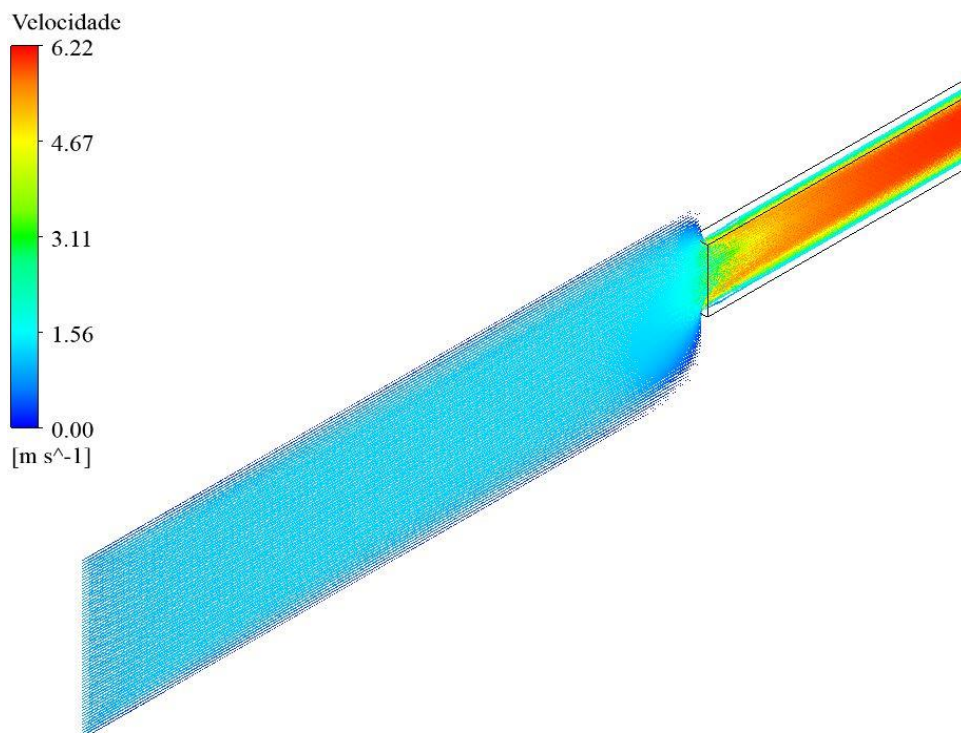


Figura 4.15 - Plano cortando a seção central do microcanal retilíneo com altura de 0,202 mm evidenciando a máxima velocidade do escoamento (cerca de 6,2 m/s) a partir de vetores

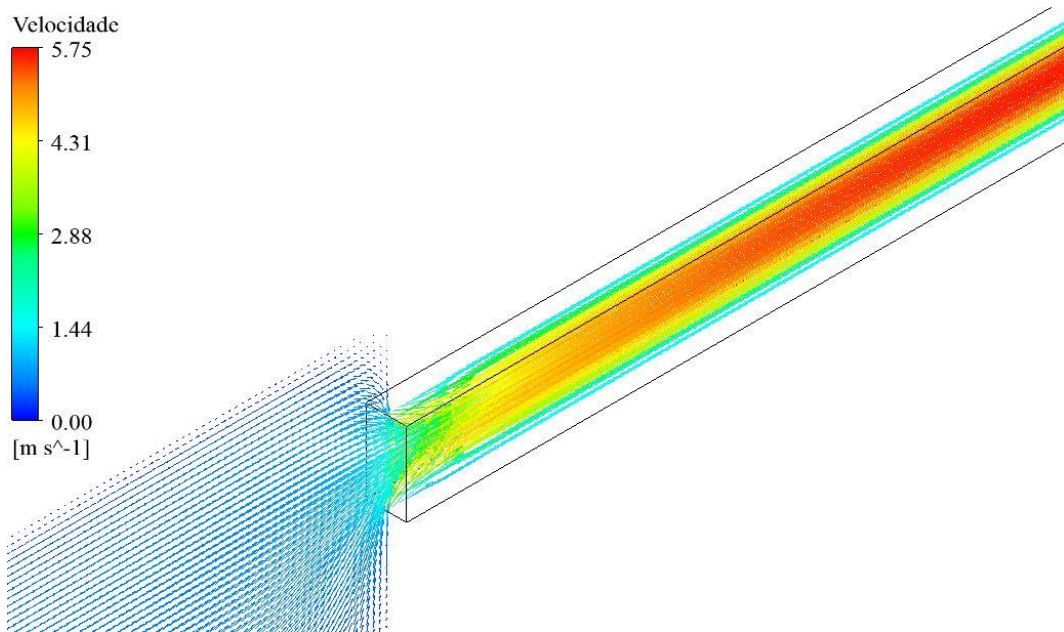


Figura 4.16 - Plano cortando a seção central do microcanal retilíneo com altura de 0,102 mm evidenciando a máxima velocidade do escoamento (cerca de 5,7 m/s) a partir de vetores

Comparando-se os resultados juntamente com o dissipador original em um gráfico (Figura 4.17) é possível perceber a sensível variação da resistência térmica em relação à geometria da entrada do microcanal.

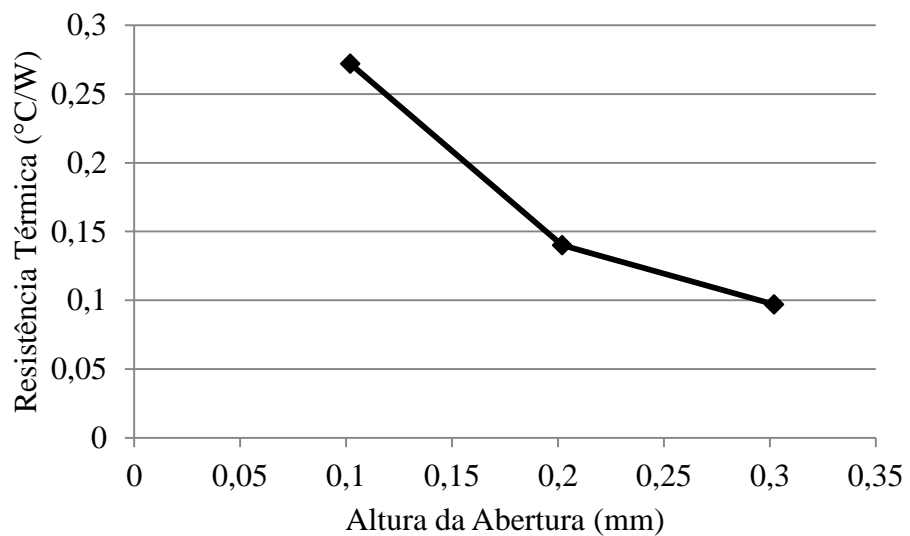


Figura 4.17 - Variação da altura da abertura do microcanal em relação à resistência térmica

4.4.2 Microcanal Ondulado

Kumar e Zunaid, 2016, apresentaram uma análise numérica de um microcanal que em sua dimensão longitudinal possui ondulações. As principais vantagens dos canais ondulados incluem o aumento da área de superfície para o fluxo de calor e uma melhor mistura de escoamento, resultando em uma melhor distribuição de calor e resfriamento efetivo. Um modelo similar ao proposto pelos autores foi reproduzido (Figura 4.18) utilizando a Equação 4.1 para modelar a onda com $A = 0,03$ mm e $\lambda = 1/2$ mm.

$$y = A \cdot \text{sen}\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) \quad (4.1)$$

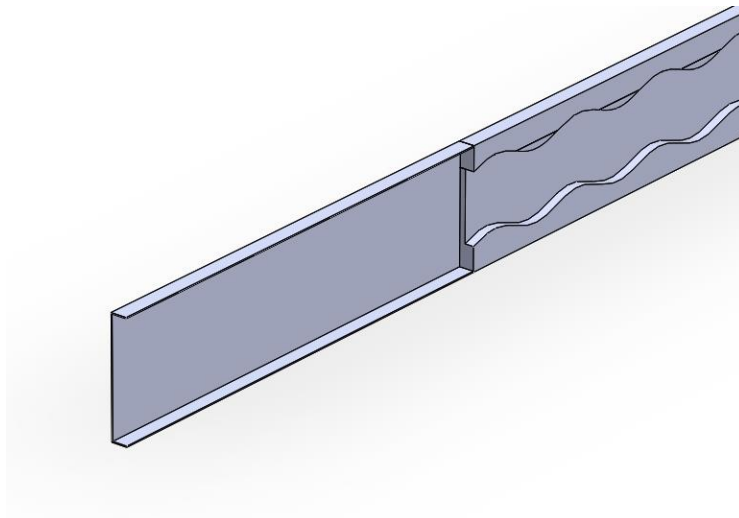


Figura 4.18 - Seção em corte do dissipador de calor com microcanal ondulado

Utilizando-se as mesmas condições de contorno do experimento (entrada de água a $0,214$ N/mm² a uma temperatura de 296 K e potência dissipada na parte inferior do dissipador de 790 W/cm²) chega-se a uma temperatura máxima do sistema de 376 K, o que corresponde a uma variação de temperatura de aproximadamente 80 K (Figura 4.19 para o domínio sólido e Figura 4.20 para o domínio fluido). Encontra-se, desta forma, uma resistência térmica de $0,102$ °C/W. A máxima velocidade do escoamento para esse dissipador é mostrada na Figura 4.21. O campo de velocidade não mostrou mudança significativa quando comparado ao da geometria original.

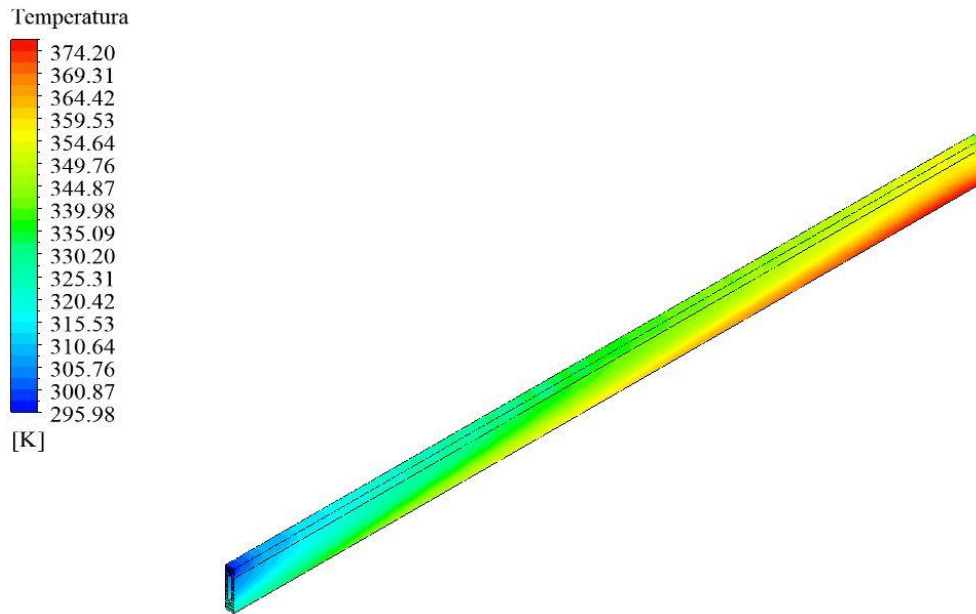


Figura 4.19 - Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais ondulados refrigerados por água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 273 K na entrada e potência de 790 W/cm^2

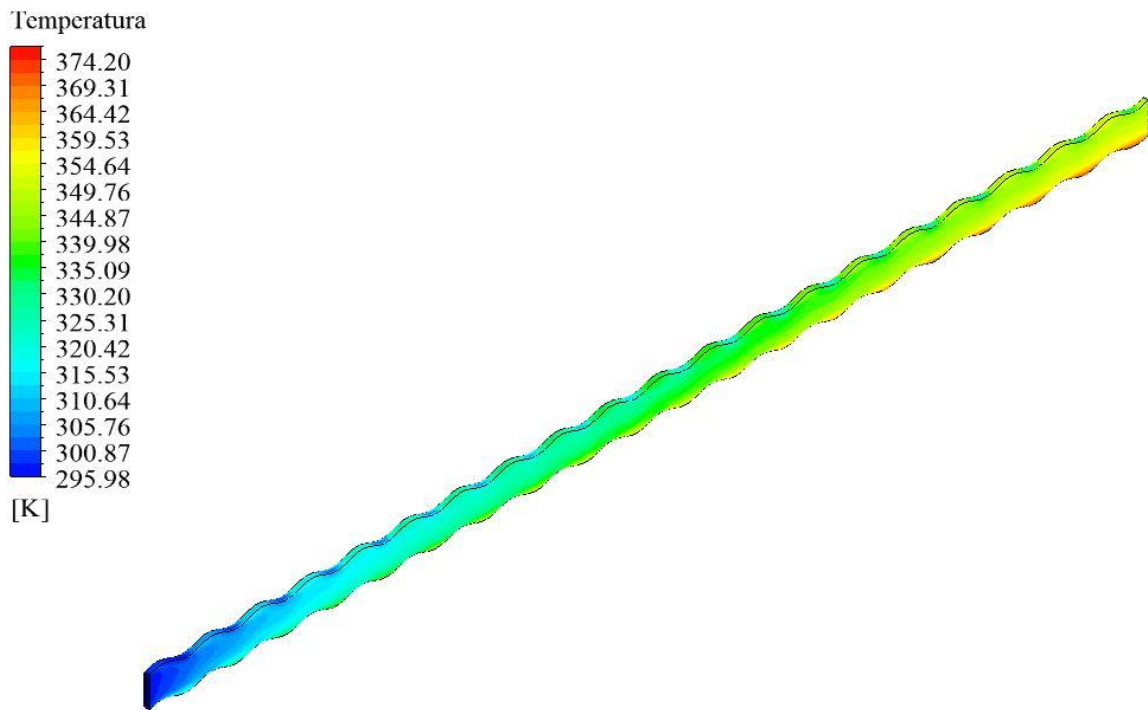


Figura 4.20 - Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais ondulados refrigerados por água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 273 K na entrada e potência de 790 W/cm^2

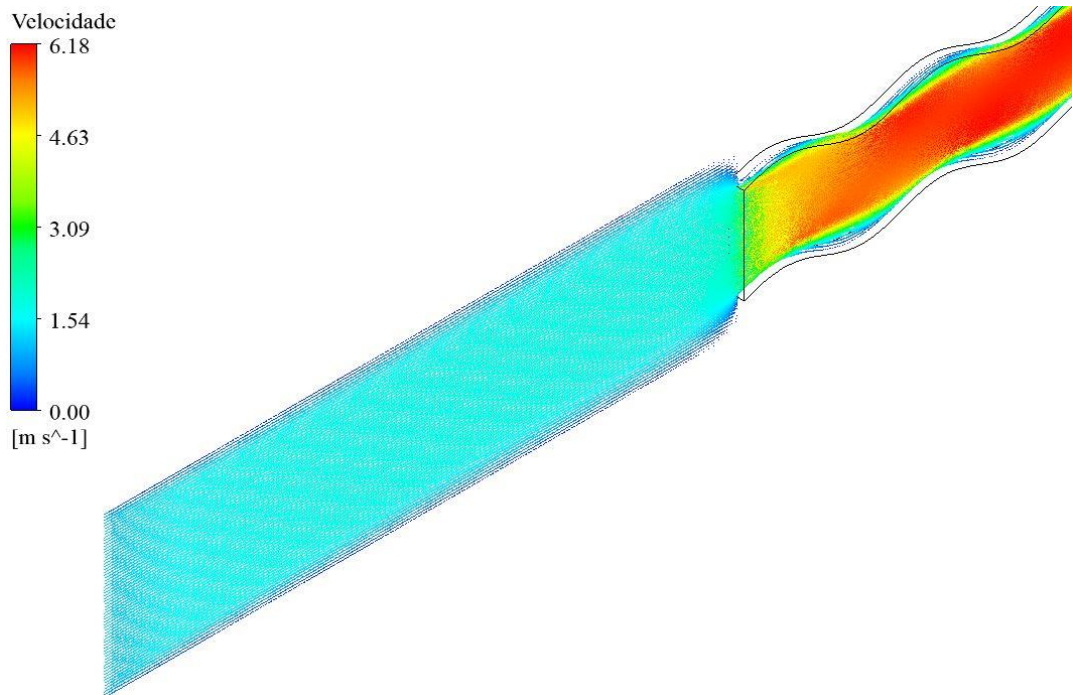


Figura 4.21 - Plano cortando a seção central do microcanal ondulado evidenciando a máxima velocidade do escoamento (cerca de 6,2 m/s) a partir de vetores

A resistência térmica máxima encontrada foi maior que a do dissipador em sua geometria original. Isso pode ser explicado pelo fato de que o caminho percorrido pelo fluido foi maior que o caminho percorrido no dissipador retilíneo e, devido ao baixo número de Reynolds imposto pelas condições de contorno, as vantagens supostamente trazidas pelo dissipador com microcanal ondulado - como uma melhor mistura - só serão percebidas em números de Reynolds muito maiores, onde as ondulações são promotoras de turbulência, condição que aumenta a transferência de calor.

4.5 Geração Interna e Distribuída de Calor

Um último caso idealizado onde a geração de calor não fosse gerada apenas em filme abaixo da parede inferior do dissipador, mas sim distribuída uniformemente pelo volume do silício foi simulada. Na Figura 3.5 pode-se identificar a parede onde o calor vem sendo aplicado até a presente seção, abaixo, na Figura 4.22, apresenta-se o volume em que o calor seria uniformemente gerado.

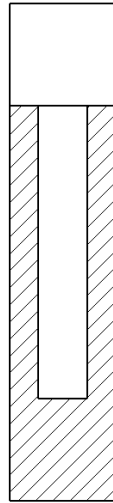


Figura 4.22 - A área hachurada representa em um corte onde o calor é gerado quando distribuído uniformemente no volume do silício

Com uma entrada de água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ a uma temperatura de 296 K e 790 W/cm^2 sendo distribuídos uniformemente no volume do silício, atinge-se uma temperatura máxima de cerca de 362 K no sistema, uma variação de temperatura de aproximadamente 66 K (Figura 4.23 para o domínio sólido e Figura 4.24 para o domínio fluido). Desta forma, utilizando-se a Equação 2.10 chega-se a uma resistência térmica de $0,084 \text{ }^\circ\text{C/W}$.

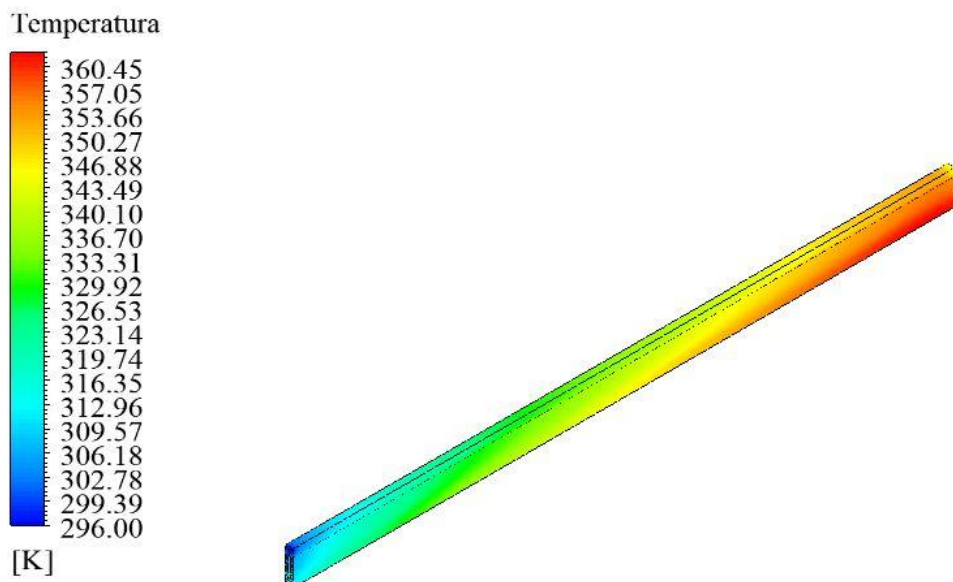


Figura 4.23 - Campo de temperatura do domínio sólido do dissipador de calor com microcanais refrigerados por água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm^2 uniformemente distribuídos no volume de silício

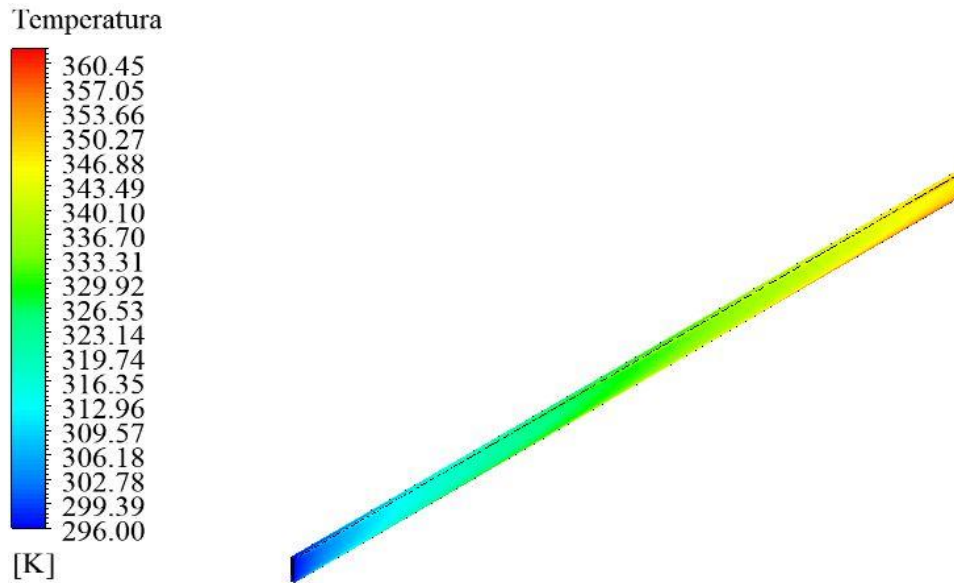


Figura 4.24 - Campo de temperatura do domínio fluido do dissipador de calor com microcanais refrigerados por água a $0,214 \text{ N/mm}^2$ e temperatura de 296 K na entrada e potência de 790 W/cm^2 uniformemente distribuídos no volume de silício

A redução considerável da resistência térmica demonstra que os ganhos ao se distribuir o calor de forma mais uniforme no sistema são grandes e que os projetistas de CIs devem levar esse fato em consideração.

5 CONCLUSÕES

5.1 Conclusões

No presente estudo foram realizados ensaios numéricos envolvendo trocadores de calor com microcanais. Com os resultados, foi possível validar a metodologia numérica a partir dos resultados da metodologia experimental e avaliar diferentes métodos de aperfeiçoamento do sistema e/ou do trocador de calor. Os valores obtidos e o comportamento térmico dos trocadores de calor analisados estiveram de acordo com o encontrado na literatura.

Motivado pelas novas tecnologias disponíveis para extração de calor de circuitos integrados, o estudo aqui apresentado utilizou o experimento realizado por Tuckerman e Pease, 1981, para verificar a ferramenta numérica. Além disso, o estudo teve como objetivo a análise de diferentes métodos de aprimoramento apresentados na literatura sobre trocadores de calor com microcanais.

Apresentou-se uma fundamentação teórica para o resfriamento de sistemas eletrônicos, onde se mostrou a história do campo da eletrônica, desde a válvula termiônica, passando pela invenção do transistor até a chegada dos circuitos integrados em 1959. A partir do desenvolvimento do microprocessador no início da década de 1970 ficou claro que a miniaturização faria parte do projeto termohidráulico e que os problemas térmicos induzidos por ela teriam de ser estudados para o desenvolvimento de trocadores de calor cada vez mais eficazes. Também se abordou os fenômenos de transporte envolvidos em um trocador de calor, como condução e convecção e as resistências associadas a esses fenômenos.

A necessidade de passagens de escoamento em menor escala foi abordada evidenciando que o uso de canais menores resulta em um maior desempenho de transferência de calor, principalmente pelo aumento do coeficiente de transferência de calor associado. O projeto de um trocador de calor com microcanais (canais entre 200 μm e 10 μm) foi mostrado evidenciando as diferenças em relação a um trocador comum, como o fato de que os canais são gravados diretamente no silício - ou seja, no próprio *chip* - e os tipos de entradas e saídas possíveis para o fluido de resfriamento.

O desempenho de trocadores de calor está associado à sua resistência térmica. Dessa forma, esse foi o parâmetro utilizado para a comparação com o estudo experimental - discutido na Seção 3.1 - e com as análises propostas. O trocador foi modelado no *software* de

desenho assistido por computador *Solidworks* e simulado numericamente através do *software Fluent* utilizando o método dos volumes finitos. A discretização do modelo envolveu a divisão do trocador em apenas um canal, em que malhas não-estruturadas com volumes tetraédricos foram criadas e tiveram sua qualidade analisadas pelo GCI (*Grid Convergence Index*) para a escolha da malha com aproximadamente um milhão de elementos.

Os resultados fluidodinâmicos revelaram um escoamento laminar (com número de Reynolds na ordem de 500), o que está de acordo com o experimento de Tuckerman e Pease, 1981. Com os 790 W/cm^2 impostos na parte inferior do dissipador, o resultado numérico da resistência térmica do dissipador ficou em $0,097 \text{ }^\circ\text{C/W}$, enquanto o experimental ficou em $0,090 \text{ }^\circ\text{C/W}$, o que representa uma diferença de 7,2 %, uma ótima concordância quando levados em consideração fatores como incertezas de medição e premissas induzidas pela discretização do trocador para a análise numérica, como condições de contorno de paredes adiabáticas nos lados externos do dissipador.

Uma primeira análise foi realizada simulando os efeitos práticos de integrar o trocador de calor a um sistema de refrigeração – uma menor temperatura na entrada do trocador. Os resultados mostraram que, embora a resistência térmica do dissipador não tenha sido diminuída, a temperatura máxima reduziu-se de 373 K para 350 K, aumentando a confiabilidade do sistema. Elevou-se, em seguida, a potência máxima dissipada para testar os limites dessa abordagem (até que a temperatura fosse a mesma do sistema original) e conseguiu-se chegar a 1000 W/cm^2 (são 790 W/cm^2), um resultado que evidencia as vantagens de um projeto que assegure uma menor temperatura de entrada.

Fizeram-se também mudanças na geometria do canal, mais especificamente na sua altura, obedecendo a limitações de manufatura, desta forma apenas diminuindo-se sua abertura. A altura original de 0,302 mm foi diminuída primeiramente para 0,202 mm e depois para 0,102 mm, o que aumentou a queda de pressão e dificultou o escoamento de fluido refrigerante no interior do canal. Os resultados mostraram-se dentro do esperado, com aumento na resistência térmica do dissipador à medida que a área do canal era reduzida, variando de $0,097 \text{ }^\circ\text{C/W}$ para o canal original até $0,272 \text{ }^\circ\text{C/W}$ para o canal com menor altura.

Estudou-se um trocador cujos microcanais possuíam em suas dimensões longitudinais ondulações, pois esses tipos de canais possuem a vantagem de uma maior área de contato para o fluxo de calor e uma melhor mistura do escoamento. Contudo, não se observaram as vantagens esperadas, pois com um número de Reynolds baixo o efeito de mistura turbulenta não foi observado, e as ondulações fizeram com que o fluido percorresse um maior

caminho no interior do canal, aquecendo-se, desta forma, mais do que o esperado. A resistência térmica calculada foi de $0,102 \text{ }^\circ\text{C/W}$.

Uma última análise idealizada foi realizada para demonstrar o efeito que um fluxo de calor melhor distribuído pode trazer. O fluxo de calor de 790 W/cm^2 foi distribuído uniformemente pelo volume do silício e a temperatura máxima do sistema foi reduzida para 362 K , reduzindo-se a resistência térmica deste sistema para $0,084 \text{ }^\circ\text{C/W}$.

Em um comparativo com todos os resultados, percebe-se que uma redução na temperatura de entrada do sistema juntamente com uma melhor distribuição do fluxo de calor no *chip* são capazes de diminuir significativamente a temperatura máxima do sistema, aumentando a confiabilidade e a vida útil do *chip* em consideração.

5.2 Trabalhos Futuros

Há muitas possibilidades para trabalhos futuros derivados deste estudo, principalmente envolvendo aprimoramentos adicionais, calculando-se, por exemplo, os custos associados à diminuição da temperatura de entrada na análise da Seção 4.3 ou realizando-se uma análise mais ampla entre os dissipadores baseada em diminuição de resistência por custo. Com a utilização cada vez maior, mais eficaz e confiável das aplicações computacionais na pesquisa, se torna muito interessante utilizar esta ferramenta para trabalhos de aprimoramento de sistemas, aplicando teorias de otimização ao estudo das mudanças de geometria mostrado na Seção 4.4. Assim, pode-se encontrar a geometria ótima do sistema levando-se em consideração não só a busca pela menor resistência térmica, mas também a geometria que induz à menor perda de pressão.

Outra possibilidade de estudo futuro é modificar os parâmetros utilizados no dissipador de canal ondulado apresentado na Seção 4.4.2, verificando-se a partir de que número de Reynolds esse tipo de canal traz benefícios ao sistema. Pode-se também realizar um estudo do comportamento fluidodinâmico do canal ondulado em condições de regime turbulento. Pode-se, também, modificar o fluido refrigerante e até mesmo realizar uma análise bifásica, que deve aumentar a eficiência térmica do processo.

REFERÊNCIAS

Abramchuk, V. “**Estudo da Força de Arrasto Sobre Veículos de Transporte de Pessoas Empregando CFD**”, Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2013.

Al-Neama, A.F., Khatir, Z., Kapur, N., Summers, J., Thompson, H.M. “An experimental and numerical investigation of chevron fin structures in serpentine minichannel heat sinks”. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Volume 120, Pages 1213-1228, 2018.

Al-Zaidi, A.H., Mahmoud, M.M., Karayiannis, T.G. “Condensation flow patterns and heat transfer in horizontal microchannels”. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Volume 90, Pages 153-173, 2018.

ANSYS; “ANSYS Fluent Theory Guide”, Release 15.0, ANSYS, Inc, November 2013a.

ANSYS; “ANSYS Fluent User’s Guide”, Release 15.0, ANSYS, Inc, November 2013b.

ASTM E-438. “**Standard Specification for Glasses in Laboratory Apparatus**”. ASTM International, 2011.

Baby, R., Balaji, C. “Thermal management of electronics using phase change material based pin fin heatsinks”. **Journal of Physics: Conference Series**, Volume 395, Conference 1, 2012.

Capozzoli, A., Primiceri, G. “Cooling Systems in Data Centers: State of Art and Emerging Technologies”. **Energy Procedia**, Volume 83, Pages 484-493, 2015.

Cengel, Y.A.; “**Heat and Mass Transfer: A Practical Approach**”, 3. ed.; University of Nevada, Estados Unidos, 2007.

Chen, M.M., and Holmes, K.R., “Microvascular Contributions in Tissue Heat Transfer”. **Annual NY Academy of Science**, Vol. 325, pp. 137-150, 1980.

DIN 12217. “**Laboratory glassware - Tubes made of borosilicate glass 3.3**”. Deutsches Institut Fur Normung, 2002.

El Mghari, H., Louahlia-Gualous, H. “Experimental and numerical investigations of local condensation heat transfer in a single square microchannel under variable heat flux”. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Volume 71, Pages 197-207, 2016.

Faghri, A. “Review and advances in heat pipe science and technology”. **Journal of Heat Transfer**, 134(12):123001, 2012.

G. Wallis and D. I. Pomerantz, “Field-Assisted Glass-Metal Sealing”. **Journal of Applied Physics.**, vol. 40, no. 10, pp. 3946-3949, 1969.

Garner, S.D., “Heat Pipes for Electronics Cooling Applications”. **Electronics Cooling**, Vol. 2, 1996.

Gonçalves, N. D. F.; "**Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas**"; Departamento de Matemática Aplicada, Universidade do Porto, Portugal, 2007.

Hong, S., Tang, Y., Dang, C., Wang, S. "Experimental research of the critical geometric parameters on subcooled flow boiling in confined microchannels". **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Volume 116, Pages 73-83, 2018.

ISO 3585:1998. "**Borosilicate glass 3.3 Properties**". International Organization for Standardization, 1998.

Kandlikar, S., Garimella, S., Li, D., Colin, S., and King, M.R., "**Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels**". Elsevier, 2005.

Kandlikar, S.G. "High Flux Heat Removal With Microchannels: A Roadmap of Challenges and Opportunities". **ASME 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels**, Parts A and B, 59-68, 2005.

Kandlikar, S.G., and Hayner II, Clifford N. "Liquid Cooled Cold Plates for Industrial High-Power Electronic Devices — Thermal Design and Manufacturing Considerations". **Heat Transfer Engineering**, 30: 12, 918 - 930, 2009.

Kandlikar, S.G., Steinke, M.S., and Balasubramanian, P. "**Single-Phase Flow Characteristics And Effect Of Dissolved Gases On Heat Transfer Near Saturation Conditions In Microchannels**". Paper submitted for presentation at the IMECE.02 conference, New Orleans, Nov 16-22, 2002.

Kandlikar, Satish G., and William J. Grande. "Evolution of Microchannel Flow Passages - Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology". **Heat transfer engineering**, 24.1, 3-17, 2003.

Karayiannis, T.G., Mahmoud, M.M. "Flow boiling in microchannels: Fundamentals and applications". **Applied Thermal Engineering**, Volume 115, Pages 1372-1397, 2017.

Lei, Y., Chen, Z. "Numerical Study of Condensation Heat Transfer in Curved Triangle Microchannels". **Procedia Engineering**, Volume 205, Pages 64-70, 2017.

Li, P., Luo, Y., Zhang, D., Xie, Y. "Flow and heat transfer characteristics and optimization study on the water-cooled microchannel heat sinks with dimple and pin-fin". **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Volume 119, Pages 152-162, 2018.

Lightfoot, E.N., and Duca, K.A. "**The Roles of Mass Transfer in Tissue Function**". The Biomedical Engineering Handbook, Second Edition, CRC Press and IEEE Press, J.D. Bronzino, Editor-in-Chief, Section 115, Table 115.8, 2000.

Maliska, C. R. "**Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**". LTC, 2ª Edição, Rio de Janeiro, 2004.

Mehendale, S. S., Jacobi, A. M., and Shah, R. K. "Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with applications to heat exchanger design". **Appl. Mech. Rev.**, 53, 175–193, 2000.

Morais, E. L. "**Verificação de Soluções Numéricas de Escoamentos Laminares Obtidas com o Método dos Volumes Finitos e Malhas Não-Estruturadas**". Dissertação de Mestrado, UFPR, Curitiba, 2004.

Oliveira, C. P. "**Análise do Desempenho de uma Turbina Savonius Helicoidal com Torção de 180° Empregando Simulação Numérica**". Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2014.

Pfahler, J., Harley, J., and Bau, H. "Liquid Transport in Micron and Submicron Channels". **Sensors and Actuators**, Vol. A21-A23, pp. 431-434, 1990.

Phillips, R. J., Glicksman, L., and Larson, R. "Forced convection, Liquid-cooled, Microchannel Heat Sinks for Highpower Density Microelectronics". **Proc. Intl. Symp. Cooling Technology for Electronic Equipment**, Honolulu, Hawaii, pp. 227-248, 1987.

Rajnish Kumar, M. Zunaid. "CFD Analysis of Wavy Microchannel Heat Sink with Hemispherical Obstructions and Comparing it with Experimental Results of Rectangular Microchannel Heat Sink". **International Journal of Research and Scientific Innovation (IJRSI)**, Volume III, Issue X, October 2016.

Reiyu Chein, Janghwa Chen. "Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance". **International Journal of Thermal Sciences**, Volume 48, Issue 8, 2009, Pages 1627-1638, 2008.

Richter, M., Woias, P., and Weiß, D. "Microchannels for applications in liquid dosing and flow-rate measurement". **Sensors and Actuators**, Vol. A62, pp. 480-483, 1997.

Roache, P. J. "Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies", **Journal of Fluids Engineering**, v. 116, p. 405-413, 1994.

Scott, W. A. "**Cooling of electronic equipment**". New York: John Wiley and Sons; 1974.

Simons, R.E., Chu, R.C. "Application of thermoelectric cooling to electronic equipment: a review and analysis". **Proceedings of the 16th Annual IEEE semiconductor thermal measurement and management symposium**, Pages 1–9, 2000.

Sohel Murshed, S.M., Nieto de Castro, C.A. "A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling". **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Volume 78, Pages 821-833, 2017.

"**Technical Data for Silicon**". <http://periodictable.com/Elements/014/data.html>, 2017, Acesso em: 01/10/2017.

"**Technical Information - Glassware**". http://www.scilabware.com/uploads/PDFs/2010/Technical_information_Glassware.pdf, 2010, Acesso em: 01/10/2017.

Thakre, S.D., Zope, J.P., Bachchuwar, N.A., and Kulkarni, S.S., “Analysis of Straight Microchannel Heatsink Using Computational Fluid Dynamics”. **International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)**, Volume 7, Issue 4, pp 234-242, 2016.

Tuckerman, D. B., and Pease, R. F. W., “High Performance Heat Sinking for VLSI”, **IEEE Electron Dev. Let., EDL-2**, no. 5, pp. 126–129, 1981.

W. M. Kays and A. L. London, “**Compact Heat Exchangers**”, 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1964, p. 14.

Wang, Y., Shin J.H., Woodcock, C., Yu, X., Peles, Y. “Experimental and numerical study about local heat transfer in a microchannel with a pin fin”. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Volume 121, Pages 534-546, 2018.

Yin, L., Jiang, P., Xu, R., Wang, W., Jia, L. “Visualization of flow patterns and bubble behavior during flow boiling in open microchannels”. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Volume 85, Pages 131-138, 2017.

Zhang H., Shao S., Xu H., Zou H., Tian C. “Free cooling of data centers: A review”. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Volume 35, Pages 171-182, 2014.