

ERICK DANIEL RINCÓN CASTRILLO

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO
TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR TIPO
MULTI MICROCANAIS OPERANDO COM
NANOFLUIDOS DE GRAFENO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2022**

ERICK DANIEL RINCÓN CASTRILLO

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO
TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR TIPO
MULTI MICROCANAIS OPERANDO COM
NANOFLUIDOS DE GRAFENO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Transferência de calor e Mecânica dos fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

UBERLÂNDIA - MG

2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

C355a
2022 Castrillo, Erick Daniel Rincón, 1995-
Avaliação experimental do desempenho térmico de um trocador de calor multi-microcanais operando com nanofluido de grafeno [recurso eletrônico] / Erick Daniel Rincón Castrillo. - 2022.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Modo de acesso: Internet.
Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2023.7004>
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica. I. Bandarra Filho, Enio Pedone, 1970-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Glória Aparecida
Bibliotecária Documentalista - CRB-6/2047


UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
 Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
 Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br


ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico nº 622, PPGEM				
Data:	30/08/2022	Hora de início:	17:00h	Hora de encerramento:	18:40h
Matrícula do Discente:	12012EMC005				
Nome do Discente:	Erick Daniel Rincon Castrillo				
Título do Trabalho:	Estudo Experimental do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor Tipo Multi Microcanais Operando com Nanofluidos de Grafeno				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Geração e Conservação de Energia				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por Webconferência via Microsoft Teams, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Daniel Dall'Onder dos Santos - FEMEC/UFU; José Alberto dos Reis Parise - PUC-RIO e Enio Pedone Bandarra Filho - FEMEC/UFU orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Enio Pedone Bandarra Filho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 30/08/2022, às 22:13, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Daniel Dall'Onder dos Santos, Professor(a) do Magistério Superior**, em 02/09/2022, às 09:36, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **José Alberto Reis Parise, Usuário Externo**, em 05/09/2022, às 16:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3876054** e o código CRC **5BD36697**.

*Este trabalho é dedicado à minha mãe **Luz Castrillo** e à minha **família**, vocês foram os patrocinadores desta aventura que empreendi, obrigado pelo apoio. Abraços.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter me dado forças para concluir este ciclo.

A minha mãe Luz Castrillo por sus orações, conselhos e apoio financeiro nos momentos de dificuldade.

A minha família por serem um exemplo e por me acompanhar e apoiar sempre nos momentos bons e ruins mesmo à distância.

Ao professor Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, pela orientação, pelas oportunidades de crescimento oferecidas e pela confiança depositada na execução deste trabalho.

Meus profundos agradecimentos ao mestre Frank Blanco, pelo apoio nos momentos de confusão, tristeza e a ajuda durante o desenvolvimento deste projeto.

Aos amigos e parceiros do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e nanotecnologia, LESTnano, Felipe, Yeyner, Daniel e Erick pelos momentos de lazer fora da UFU e os conselhos que permitiram concluir este trabalho de mestrado.

Aos professores Daniel Dall'Onder dos Santos e José Alberto dos Reis Parise por contribuírem em elevado grau com esse documento.

À CNPq e ao programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia pela oportunidade e a bolsa concedida.

RINCÓN, E.D.C. **Estudo Experimental do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor Tipo Multi Microcanais Operando com Nanofluidos de Grafeno**. 2022. 115 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

RESUMO

O presente trabalho trata da avaliação experimental do desempenho térmico de um trocador de calor multi-microcanais operando com nanofluidos de grafeno, com geometria retangular nos microcanais. Dessa forma, foram analisados experimentalmente nanofluidos de grafeno com o intuito de influenciar as principais variáveis termodinâmicas para ter melhor transferência de calor escoando no interior dos trocadores de calor multi-microcanais. Para tanto, foram produzidas três concentrações em massa de nanopartícula de grafeno disperso em água destilada com valores de Φ : 0,00025%; 0,00075% e 0,00125% wt, respectivamente. O trocador de calor de microcanais foi ensaiado com o fluxo de calor imposto variando entre 7,29 – 51,09 kW/m², vazão mássica entre 29 – 116 kg/s.m², temperatura de entrada nos microcanais de 25 e 45°C. Os valores de transferência de calor para o fluido base em regime laminar plenamente desenvolvido foram comparados com modelos clássicos para trocadores de calor de microcanais, sendo a correlação de Shah e London a que apresentou melhor concordância ao comparar com os dados experimentais. A fim de avaliar as propriedades termofísicas das amostras de nanofluidos de grafeno, foram medidas experimentalmente a viscosidade dinâmica, massa específica e condutividade térmica. Os resultados mostraram que o maior incremento médio do coeficiente de transferência de calor registrado tem valor de 25,74% em relação a água destilada para a concentração H₂O+Graf_3. No desempenho termo-hidráulico o decremento mais significativo da resistência térmica média foi obtido pela concentração H₂O+Graf_3, teve um valor de 0,1748W/°C. Já em relação à perda de carga, foi constatado seu aumento de acordo com a elevação da concentração do nanofluido.

Palavras chaves: Trocadores de Calor de Microcanais, Nanofluidos de Grafeno, Desempenho Térmico.

RINCÓN, E.D.C. **Experimental Study of Thermal Performance of Multi Microchannel Heat Exchangers Operating with Graphene Nanofluids**. 2022. 115 p. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brazil.

ABSTRACT

The present work deals with the experimental evaluation of the thermal performance of a multi-microchannel heat exchanger operating with graphene nanofluids, with rectangular geometry in the microchannels. Thus, graphene nanofluids were experimentally analyzed in order to influence the main thermodynamic variables to have better heat transfer flowing inside the multi-microchannel heat exchangers. For this purpose, three mass concentrations of graphene nanoparticles dispersed in distilled water were produced with values Φ : 0,00025%; 0,00075% and 0,00125% wt, respectively. The microchannel heat exchanger was tested with the imposed heat flux varying between 7,29 – 51,09 kW/m², mass flow between 29 – 116 kg/s.m², inlet temperature in the microchannels between 25 and 45°C. The heat transfer values for the base fluid in a fully developed laminar regime were compared with classical models for microchannel heat exchangers, with the Shah and London correlation showing the best agreement when compared with the experimental data. In order to evaluate the thermophysical properties of graphene nanofluid samples, dynamic viscosity, specific mass and thermal conductivity were experimentally measured. The results showed that the highest average increment of the registered heat transfer coefficient has a value of 25,74% in relation to distilled water for the H₂O+Graf_3 concentration. In terms of thermo-hydraulic performance, the most significant decrease in average thermal resistance was obtained by the H₂O+Graf_3 concentration, which had a value of 0,1748W/°C. In relation to the head loss, it was found to increase according to the increase in the concentration of the nanofluid.

Keywords: Multi-Microchannel Heat Exchangers, Graphene Nanofluids, Thermal Performance.

LISTA DE FIGURAS

Figure 2.1 - Espectro de absorção UV-vis para: a) nanofluido de $ZnFe_2O_4/H_2O$, b) nanofluido de Al_2O_3/H_2O . Fonte: Adaptado de Singh et al. (2022).	14
Figure 2.2 - Imagem de MEV do nanocompósito de nanofluido ternário MWCNT/ $Al_2O_3/ZnO/H_2O$. Fonte: Adaptado de Bindu e Herbert (2022).	14
Figure 2.3 - Imagem de MEV e MET da nanopartícula: a) MWCNT, b) TiO_2 . Fonte: Adaptado de Akhgar e Toghraie (2018).	16
Figure 2.4 - Imagem de MEV da nanopartícula de TiO_2 em diferentes tempos de ampliação: a) x10000, b) x20000. Fonte: Adaptado de Qi et al. (2018).	16
Figure 2.5 - Geometrias de microcanais procuradas pelos pesquisadores. Fonte: Adaptado de Mohammed Adham et al. (2013).	19
Figure 2.6 - Número de estudos em relação ao tipo de fluxo.	19
Figure 2.7 - Microtrocadores de calor: (a) canais com cavidades semicirculares e (b) canais retangulares. Fonte: Adaptado de Xia et al. (2015).	21
Figure 2.8 - Configurações consideradas para dissipadores ondulados com e sem nervuras com razão de ondulação de: (a) $\gamma = 0,1$, (b) $\gamma = 0,05$ e (c) $\gamma = 0,025$. Fonte: Adaptado de Khoshvaght-Aliabadi et al. (2017).	22
Figure 2.9 - Configurações analisadas para MHSs retos e ondulados: (a) integral reta, (b) reto integral-interrompido, (c) linha reta interrompida, (d) reto interrompido-escalonado, (e) integral ondulado, (f) ondulado integralmente interrompido, (g) ondulado interrompido em linha e (h) ondulado interrompido-escalonado. Fonte: Adaptado de Khoshvaght-Aliabadi et al. (2017b).	23
Figure 2.10 - Configurações de microcanais com nervuras para ângulo de: (a) 90° ; (b) 30° ; (c) 45° e (d) 60° . Fonte: Adaptado de Esmaili et al. (2018).	24
Figure 2.11 - Parâmetros estruturais de um microcanal com FSCs. Fonte: Adaptado de Pan et al. (2019).	25
Figure 2.12 - Microtrocador de calor de microcanais em zigue-zague: (a) ângulo de incidência (α) dos microcanais em zigue-zague; (b) $\alpha = 30^\circ$; (c) $\alpha = 45^\circ$; (d) $\alpha = 60^\circ$ e (e) $\alpha = 90^\circ$. Fonte: Adaptado de Peng et al. (2021).	26
Figure 2.13 - Geometria de: (a) dissipador de calor de microcanais paralelos e (b) dissipador de calor Pin-fin. Fonte: Adaptado de Pandey et al. (2022).	27
Figure 3.1 - Perfil de velocidade em cada microcanal. Fonte: Adaptado de Fernandes (2017).	34
Figure 3.2 - Trocador de calor de microcanais. (a) Vista superior da base. (b) Vista superior do projeto da tampa. Fonte: Adaptado de Fernandes (2017).	35

Figure 3.3 – Trocador de calor de microcanais. (a) Vista explodida da montagem. (b) Vedante antes do processo de furação. (c) Vedante após processo de furação.	35
Figure 3.4 – Parâmetros geométricos utilizados no cálculo de transferência de calor no trocador de microcanais.....	37
Figure 3.5 – Diagrama esquemático da bancada experimental.....	39
Figure 3.6 – Fonte de calor. (a) Resistência dentro da base de cobre. (b) Esquema da fonte de calor com isolantes.	40
Figure 3.7 – Controle da potência fornecida pela fonte de calor.	41
Figure 3.8 – Banho termostático manual utilizado na execução dos testes.....	41
Figure 3.9 - Componentes do sistema hidráulico.	42
Figure 3.10 - Microbomba de engrenagens.	43
Figure 3.11 - (a) Medidor de vazão. (b) Filtro.	44
Figure 3.12 – Transmissores de pressão.	44
Figure 3.13 - Medição de temperatura no microtrocador. Fonte: Adaptado de Peñaranda (2020).	45
Figure 3.14 - Tela principal da interface gráfica em LabView®.	46
Figure 3.15 – Comparação entre o calor fornecido ao sistema (Q_e) VS o calor fornecido ao trocador de calor de microcanais (Q_c) operando com água destilada.....	49
Figure 3.16 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor avaliado experimentalmente com os dados teóricos de Sieder e Tate (1936).	51
Figure 3.17 – Processo de produção de nanofluidos.	54
Figure 3.18 – Sonicação dos nanofluidos.	55
Figure 3.19 – Amostras dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada. (a) Após a produção. (b) Após 2 dias de produção. (c) Após 5 dias de produção.	56
Figure 3.20 – Dispositivo utilizado na medição de viscosidade dinâmica e massa específica. Fonte: Adaptado de Cárdenas (2019).	58
Figure 3.21 – Dispositivo utilizado na medição de condutividade térmica. Fonte: Adaptado de Oliveira (2018).	58
Figure 4.1 – Coeficiente de calor convectivo para fluidos base em função de (a) velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.	62
Figure 4.2 – Coeficiente de transferência de calor por convecção em função da velocidade mássica com correlações para água destilada: (a) $Q_e = 5\text{ W}$; (b) $Q_e = 15\text{ W}$; (c) $Q_e = 25\text{ W}$ e (d) $Q_e = 35\text{ W}$	64
Figure 4.3 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds com correlações para água destilada: (a) $Q_e = 5\text{ W}$; (b) $Q_e = 15\text{ W}$; (c) $Q_e = 25\text{ W}$ e (d) $Q_e = 35\text{ W}$	65
Figure 4.4 - Dados experimentais com a correlação de Shah e London.	66
Figure 4.5 – Fator de atrito experimental para água em função do número de Reynolds.	

.....	67
Figure 4.6 - Queda de pressão em função da velocidade mássica no trocador de calor de microcanais.....	68
Figure 4.7 - Resistência térmica dos fluidos base em função de: (a) Velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.....	69
Figure 4.8 - Resistência térmica da água destilada.....	70
Figure 4.9 – Potência de bombeamento para os fluidos base.....	71
Figure 4.10 - Viscosidade dinâmica e viscosidade dinâmica relativa dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Viscosidade dinâmica. (b) Viscosidade dinâmica relativa.....	72
Figure 4.11 - Massa específica e massa específica relativa dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Massa específica. (b) Massa específica relativa.....	73
Figure 4.12 - Condutividade térmica e condutividade térmica relativa dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Condutividade térmica. (b) Condutividade térmica relativa.....	74
Figure 4.13 - Relação entre a absorvância e o comprimento de onda para as amostras de H ₂ O+Graf.....	75
Figure 4.14 - Concentração relativa das amostras de H ₂ O + Graf em relação a diferentes tempos de medição.....	76
Figure 4.15 - Imagens de MEV para as nanopartículas de grafeno.....	77
Figure 4.16 - Espectro EDX da nanopartícula de grafeno.....	77
Figure 4.17 - Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_1. (b) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_2. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_3. (d) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf.....	78
Figure 4.18 - Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_1. (b) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_2. (c) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_3. (d) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf.....	79
Figure 4.19 - Queda de pressão dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_1. (b) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_2. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_3. (d) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf.....	81
Figure 4.20 - Fator de atrito dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função do número de Reynolds.....	82
Figure 4.21 - Queda de pressão dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_1. (b) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_2. (c) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_3. (d) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf.....	83
Figure 4.22 - Fator de atrito dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função do número de	

Reynolds.....	83
Figure 4.23 - Resistência térmica dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_1. (b) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_2. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_3. (d) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf.	85
Figure 4.24 - Resistência térmica dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_1. (b) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_2. (c) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf_3. (d) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H ₂ O+Graf.....	86
Figure 4.25 - Resultados experimentais dos nanofluidos (H ₂ O+Graf) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção [h_{nf}/h_{fb}] em função da potência de bombeamento relativa [$WB_{,nf}/WB_{,fb}$] em relação a: (a) Concentração mássica de nanopartículas. (b) Temperatura de entrada. (c) Fluxo de calor imposto. (d) Velocidade mássica.	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Trabalhos experimentais da viscosidade em nanofluidos.....	4
Tabela 2.2 - Condutividade térmica de aditivos e fluidos base.....	8
Tabela 2.3 - Trabalhos experimentais de aplicação de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais.....	28
Tabela 3.1 – Parâmetros geométricos do trocador de microcanais.....	39
Tabela 3.2 – Instrumentos que compõem o sistema de monitoramento.....	46
Tabela 3.3 – Testes preliminares no microtrocador.	47
Tabela 3.4 – Características das nanopartículas de grafeno utilizadas na produção do nanofluido.....	53
Tabela 3.5 – Descrição das amostras dos nanofluidos produzidos.....	55
Tabela 3.6 – Incertezas do equipamento propiciadas pelo fabricante.....	57
Tabela 3.7 – Incertezas das variáveis mensuradas pelos instrumentos de medição...	59
Tabela 3.8 – Incertezas das variáveis calculadas que dependem das medições realizadas no laboratório.....	60
Tabela 4.1 - Parâmetros operacionais dos experimentos.	61
Tabela 4.2 - Absorbância das amostras de nanofluidos para diferentes tempos de medição.....	76
Tabela 4.3 - Incrementos máximos e médios no coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada.....	80
Tabela 4.4 - Incrementos máximos e médios na queda de pressão dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada.....	84
Tabela 4.5 - Valores mínimos e médios de resistência térmica dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada.....	86

SIMBOLOGIA

Latinas

A	área superficial [m^2]
C_p	calor específico a pressão constante [$kJ/kg.K$]
D_h	diâmetro hidráulico [m]
d	diâmetro médio da nanopartícula [nm]
e	espessura [mm]
f	fator de atrito [-]
g	aceleração gravitacional [m/s^2]
G	velocidade mássica [$kg/s.m^2$]
h	coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2.K$]
H	altura [m]
I	corrente [A]
k	condutividade térmica [W/mK]
ln	logaritmo natural
L	comprimento [m]
LMTD	diferença de temperatura média logarítmica [K]
m	massa [kg]
N	número de aletas/microcanais
P	pressão [Pa]
q''	taxa de transferência de calor por unidade de área [W/m^2]
\dot{Q}	taxa de transferência de calor [W]
R_{th}	resistência térmica [K/W]
s	espaçamento entre aletas [m]
t	tempo [s]
T	temperatura [$^{\circ}C$]
\dot{V}	vazão volumétrica [ml/min]
V	tensão [V]
w_t	concentração mássica de nanopartículas
W	largura [m]
\dot{W}_B	potência de bombeamento [W]

Gregos

μ	viscosidade dinâmica [$mPa.s$]
μ_{fb}	viscosidade dinâmica do fluido base [$mPa.s$]
μ_{nf}	viscosidade dinâmica do nanofluido [$mPa.s$]
ρ	massa específica [kg/m^3]
ρ_{fb}	massa específica do fluido base [kg/m^3]
ρ_{np}	massa específica da nanopartícula [kg/m^3]
ρ_{nf}	massa específica do nanofluido [kg/m^3]
ϕ	concentração mássica de nanopartículas
ΔP	queda de pressão [Pa]
ΔT	diferença de temperatura [$^{\circ}C$]
α	razão de aspecto do microcanal [-]
η	eficiência

Siglas

CNT	Nanotubos de Carbono
CMC	Solución de Carboximetilcelulosa
DWNTs	Nanotubos de Carbono de Parede Dupla
EG	Etilenoglicol
f-GnP	Nanoplaquetas de Grafeno Funcionalizadas
FWNTs	Nanotubos de Carbono de Poucas Paredes
GNP	Nanoplaqueta de Grafeno Aquoso
GO	Óxido de Grafeno
LabMEMS	Laboratório de Nano, Microfluídica e Microssistemas
LEST-Nano	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
LPM	Litro por Minuto
MWNTs	Nanotubos de Carbono de Parede Múltipla
MWCNT	Nanotubo de Carbono de Paredes Múltiplas
SWNTs	Nanotubos de Carbono de Parede Simples
UFU	Universidade Federal de Uberlândia

1. SUMÁRIO

CAPÍTULO I	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Estrutura da dissertação	2
CAPÍTULO II	3
2.1 Propriedades termofísicas dos nanofluidos.....	3
2.1.1 Viscosidade	3
2.1.2 Massa específica de nanofluidos	7
2.1.3 Condutividade térmica	7
2.2 Métodos de análise da estabilidade de nanofluidos	11
2.2.1 Espectroscopia UV-vis.....	12
2.2.2 Imagens MET e MEV para análise de nanopartículas	14
2.3 Trocadores de calor de microcanais	16
2.4 Aplicação de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais ...	27
2.4.1 Estudos experimentais	27
CAPÍTULO III	33
3.1 Sistema de resfriamento ativo.....	33
3.1.1 Características.....	34
3.1.2 Análise de transferência de calor.....	36
3.2 Bancada experimental	39
3.2.1 Fonte de calor.....	40
3.2.2 Pré-aquecedor.....	41
3.2.3 Circuito hidráulico	41
3.2.4 Reservatório térmico.....	42
3.2.5 Microbomba de engrenagens	42
3.2.6 Medidor de vazão e filtro	43
3.2.7 Queda de pressão	44

3.2.8	Temperaturas no trocador de calor de microcanais	44
3.2.9	Sistema de monitoramento e aquisição de dados.....	45
3.3	Validação da bancada experimental	46
3.3.1	Balço de energia.....	47
3.3.2	Coeficiente de transferência de calor.....	49
3.3.3	Fator de atrito	51
3.4	Preparação das amostras de nanofluido.....	52
3.4.1	Síntese de nanofluidos	53
3.4.2	Propriedades termofísicas dos nanofluidos	57
3.5	Análise de incertezas.....	59
CAPÍTULO IV		61
4.1	Método de arrefecimento ativo (trocador de calor de microcanais) ..	61
4.1.1	Coeficiente de transferência de calor por convecção.....	62
4.1.2	Fator de atrito e queda de pressão.....	66
4.1.3	Desempenho termo-hidráulico.....	68
4.2	Propriedades termofísicas dos nanofluidos.....	71
4.2.1	Viscosidade dinâmica	71
4.2.2	Massa específica.....	72
4.2.3	Condutividade térmica	73
4.3	Análise de estabilidade dos nanofluidos	74
4.3.1	Caracterização morfológica da superfície do grafeno	76
4.4	Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos 77	
4.5	Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos	80
4.6	Desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos	84
CAPÍTULO V		88
CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....		88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		91

1. CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A indústria eletrônica tem passado por muitas mudanças principalmente nas últimas décadas, pode se considerar que a indústria microeletrônica surgiu da necessidade de reduzir os dispositivos eletrônicos, dessa forma as altas temperaturas ou grandes fluxos de calor imposto em áreas pequenas tem se convertido em limitações, conseqüentemente surge uma nova tecnologia nomeados trocadores de calor de microcanais, estes dispositivos tem como objetivo principal o arrefecimento de componentes eletrônicos em escala microscópica.

O grande desafio dos circuitos elétricos da microeletrônica é garantir poder trabalhar a altas temperatura para aumentar a vida útil dos dispositivos, a presença dos trocadores de calor de microcanais pode atender a essa demanda tendo em conta que o desempenho térmico destes dissipadores de calor compactos depende das propriedades termofísicas do fluido de trabalho e da geometria dos microcanais. Assim, é preciso pesquisar fluidos que apresentem melhoras no desempenho de sistemas térmicos com troca de calor e conhecer as geometrias com melhor distribuição do fluxo quando o escoamento é no regime laminar plenamente desenvolvido.

Os fluidos convencionais tem baixa condutividade térmica, nas últimas décadas os pesquisadores tentaram encontrar uma forma para melhorar esta propriedade termofísica, por tal motivo surgiram os chamados nanofluidos, sendo partículas sólidas dispersas em um fluido base com o intuito de otimizar o desempenho térmico dos sistemas com troca de calor onde tem aplicabilidade os nanofluidos. Por outro lado, a geometria é um parâmetro importante no estudo dos trocadores de calor de microcanais devido a que afeta a distribuição de fluxo, na literatura podem se encontrar pesquisas com diferentes geometrias utilizadas, mas a que tem um melhor desempenho é a retangular, sendo a mais procurada.

Tendo em conta os argumentos mencionados a cima o presente trabalho tem como objetivo avaliar experimentalmente as principais características de transferência de calor de um trocador de calor multi-microcanais com geometria retangular utilizando nanofluidos de grafeno como fluido de trabalho em diversas condições de temperatura, fluxo de calor imposto e velocidade mássica.

1.2 Objetivos

Os objetivos a serem desenvolvidos no presente trabalho estão apresentados a seguir:

- Realizar uma revisão bibliográfica das geometrias dos trocadores de calor de microcanais e a utilização dos nanofluidos como fluidos de trabalho em trocadores de calor de microcanais.
- Adequação da bancada experimental avaliando o desempenho térmico dos trocadores de calor de multi-microcanais.
- Produção, síntese e caracterização das propriedades termofísicas dos nanofluidos.
- Avaliar experimentalmente as principais características de transferência de calor de multi-microcanais utilizando distintos nanofluidos.

1.3 Estrutura da dissertação

A presente pesquisa está estruturada em etapas de forma sequencial com o intuito de atingir o objetivo principal proposto. Nesse sentido, o presente documento está organizado por cinco capítulos que descrevem em detalhes a forma como foi desenvolvido o trabalho.

O Capítulo II apresenta a revisão bibliográfica relacionada a aplicação de nanofluidos em trocadores de calor de multi-microcanais. Posteriormente, são apresentados trabalhos experimentais, numéricos e analíticos que avaliam as principais características de transferência de calor dos microcanais operando com nanofluidos.

O Capítulo III relata as principais características dos componentes da bancada experimental que está localizada no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-Nano) da Universidade Federal de Uberlândia. Também é apresentada a interface em LabVIEW, utilizada para realizar uma análise mais rigorosa e melhorar a aquisição de dados.

O Capítulo IV apresenta as análises referentes aos resultados experimentais obtidos da produção, síntese e medição das propriedades termofísicas dos nanofluidos. Em seguida, são apresentados os resultados de da avaliação do desempenho térmico do trocador de calor de microcanais operando com nanofluido de grafeno disperso em água.

No Capítulo V, são apresentadas as principais conclusões deste trabalho.

2. CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica realizada durante o desenvolvimento da presente pesquisa. Desse modo, foram expostas as perspectivas metodológicas e conceituais que são necessárias para o pleno cumprimento dos objetivos estabelecidos. Por conseguinte, são enunciados conceitos e terminologias frequentemente utilizados dentro da nanociência.

Como parte da revisão bibliográfica é abordada a caracterização das propriedades termofísicas (massa específica, viscosidade e condutividade térmica) e avaliação da estabilidade dos nanofluidos. Para concluir este capítulo é observado o estado da arte dos trabalhos relacionados de aplicação dos nanofluidos em trocadores de calor de microcanais, fazendo ênfases nos estudos experimentais, numéricos e analíticos. Em seguida, serão explicados os principais parâmetros operacionais de cada trabalho que foi escolhido, foram analisadas diferentes geometrias de microcanais e os nanofluidos mais utilizados com o objetivo de melhorar o desempenho térmico.

2.1 Propriedades termofísicas dos nanofluidos

Levando em consideração o desempenho do fluxo e da transferência de calor térmico as principais propriedades termofísicas dos fluidos incluem densidade, capacidade térmica específica, condutividade térmica, viscosidade e tensão superficial. Porém, no caso dos nanofluidos as mudanças nas propriedades termofísicas precisam ser obtidas primeiro antes da implementação de nanofluidos em sistemas térmicos com transferência de calor. No caso da densidade e a capacidade térmica específica dos nanofluidos podem ser calculadas de acordo com o modelo de mistura, que é utilizado em misturas usuais de fluidos e sólidos. Por outro lado, as mudanças na condutividade térmica, viscosidade e estabilidade dos nanofluidos são propriedades termofísicas que ainda precisam ser estudadas devido à sua complexidade. Esses aspectos são revistos a seguir.

2.1.1 Viscosidade

A viscosidade modela a resistência interna de um fluido, esta propriedade física dos fluidos deve ser levada em consideração porque afeta a potência de bombeamento

e o coeficiente de transferência de calor convectivo (Dalkılıç et al., 2018). O aumento da viscosidade nos fluidos convencionais é registrado com a adição de nanopartículas para formar nanofluidos, este aumento afeta o escoamento dos nanofluidos porque diferentes parâmetros como queda de pressão, tipo de escoamento e transferência de calor por convecção são influenciados pela viscosidade.

Para estudar a viscosidade se faz necessário analisar os diferentes fatores que influenciam na medida desta propriedade. Ghasemi e Karimipour (2018) e Huminic et al. (2015) estudaram a viscosidade de nanofluidos baseados em nanopartículas de FeC e CuO, na análise feita levaram em consideração a temperatura, morfologia e tamanho das nanopartículas, tipo de fluido base, concentração das nanopartículas, e aditivo.

A determinação experimental da viscosidade é realizada por diferentes métodos, especificamente, cilindros concêntricos, ou métodos de cone e placa que leva em consideração a velocidade angular, ângulo de deflexão ou tensão de cisalhamento, para obter um modelo aproximado de mecânica clássica para a viscosidade do fluido.

Diferentes trabalhos experimentais da análise das propriedades termofísicas dos nanofluidos utilizam três tipos de equipamentos para a medição da viscosidade, esses instrumentos são: o capilar, o de corpo móvel e o rotacional. Por meio da Tabela 2.1, são analisados estudos experimentais sobre a influência do material de nanopartículas, fluido base, temperatura e concentração no aumento da viscosidade dos nanofluidos. Também é especificado o instrumento utilizado para a realização do ensaio da viscosidade, foi observado para todos os trabalhos um aumento significativo da viscosidade do nanofluido comparado com o fluido base.

Tabela 2.1 - Trabalhos experimentais da viscosidade em nanofluidos.

Autor	Nanopartículas	Fluido base	Temperatura	Φ	Aumento na viscosidade	Método de medição
Akulu et al. (2017)	TiO ₂ -CuO/C	EG	30-60 °C	0,5 – 2% vol	80% para 2% vol	Physica MCR 302, Anton Paar
Chiam et al. (2017)	Al ₂ O ₃	EG / H ₂ O	30-70 °C	0,2 – 1% vol	50% para EG/H ₂ O (60:40)	Brookfield LVDV-III Rheometer
Nabil et al. (2017)	TiO ₂ -SiO ₂	EG / H ₂ O	30-80 °C	0,5 – 3% vol	62,5% para 3% vol	Brookfield LVDV III Ultra Rheometer
Chavan e Pise (2019)	Al ₂ O ₃ SiO ₂	H ₂ O / EG	30-70 °C	0,1 – 1% vol	Entre 12 – 16%	Rheometer Model MCR 52

Ali et al. (2020)	TiO ₂	EG / H ₂ O	25-65 °C	0 – 1% wt	Entre 22 - 30%	TA instrument HR – 1
Wole-Osho et al. (2020)	Al ₂ O ₃ -ZnO	H ₂ O	25-65 °C	0,33 – 1,67% vol	96,37% para 1,67% vol	Brookfield DV-I PRIM
Bhat e Qayoum, (2022)	CuO	EG	20–80 °C	1 – 4% vol	23,39% para 4% vol	Rheometer MCR-102
Chaitanya Lahari et al. (2022)	Cu – SiO ₂	GW70 / H ₂ O	20–80 °C	0,2 – 1% vol	50,3% para 1% vol	LVDV-2 Brookfield

Fatores que influenciam na medida de viscosidade

- *Efeito da concentração*

Diferentes estudos na literatura referem-se à forma como a concentração de nanopartículas influencia a viscosidade dos nanofluidos. A seguir; são apresentados trabalhos experimentais onde pode se observar o fato que a viscosidade do nanofluido aumenta na medida que a concentração de nanopartículas aumenta.

Fontes et al. (2015) apresentam resultados experimentais de viscosidade de soluções de nanopartículas de diamante e MWCNT dispersas em óleo mineral, as concentrações volumétricas de nanopartículas foram de 0,005%, 0,01% e 0,05%, foram preparadas pelo método de duas etapas utilizando um homogeneizador de alta pressão. Ao analisar os dados experimentais, eles verificaram que a viscosidade dinâmica aumenta com o aumento da concentração de partículas.

Afrand et al. (2016) realizaram um trabalho experimental sobre os efeitos da concentração de nanopartículas na viscosidade dinâmica dos nanofluidos híbridos SiO₂ – MWCNTs / óleo de motor (SAE40), as amostras foram preparadas na faixa de fração volumétrica sólida de 0 – 1,0%. Os ensaios realizados permitiram observar que a viscosidade dinâmica aumenta com o aumento da fração de volume sólido, foi registrado um aumento máximo da viscosidade dos nanofluidos com valor de 37,4%.

Outra análise experimental realizada por Asadi et al. (2018), apresentam um estudo do efeito das concentrações do nanofluido híbrido Al₂O₃ – MWCNT / óleo térmico na eficiência de transferência de calor, a faixa de concentrações de sólidos é 0,125% - 1,5%. Eles concluíram que a viscosidade dinâmica apresentou tendencia crescente à medida que a concentração aumentou, foi estabelecido que o aumento mínimo da viscosidade dinâmica é na temperatura de 50°C para cada concentração, exceto 0,5% e 1%.

- *Efeito da temperatura*

A temperatura é outro dos fatores que influenciam na medida de viscosidade, ainda continua sendo um tema discutido por pesquisadores e em diferentes estudos são apresentados dados experimentais com uma diminuição da viscosidade com incrementos de temperatura. Abdolbaqi et al. (2016) estudaram a viscosidade de nanofluidos de TiO₂ em diferentes fluidos de base com proporções de 20:80% e 30:70% em volume de misturas de BioGlicol (BG) / água, os ensaios para medição da viscosidade foram realizados a uma faixa de temperaturas de 30°C e 80°C, com concentrações de volume entre 0,5% e 2,0%. Foi observado, uma diminuição na viscosidade com a intensificação da temperatura, ao comparar as amostras de nanofluidos foi observado que o aumento da viscosidade máxima (cerca de 1,53 vezes) se apresentou para uma proporção do fluido de base de 30:70% (BG / água) com concentração de 2,0% a uma temperatura de 70°C.

- *Efeito do tamanho das nanopartículas*

A mudança na viscosidade e condutividade térmica tem muito a ver com o tamanho da nanopartícula. Na literatura diferentes trabalhos estabelecem que o tamanho da nanopartícula é um parâmetro físico relevante no aumento e diminuição da viscosidade do nanofluido. Adio et al. (2016) apresentaram a caracterização de nanofluidos de MgO – EG, as medições de viscosidade foram realizadas na faixa da temperatura de 20 a 70°C, fração de volume de nanopartículas (0 a 5%) e tamanho de nanopartículas (~21, ~105 e ~125 nm), foi observado que as amostras de nanofluido com 21 nm de MgO tem maior viscosidade efetiva em comparação com as amostras com 105 e 125 nm MgO trabalhando com a fração volumétrica constante.

- *Efeito de aditivos*

Encontrar a estabilidade das nanopartículas estáveis nos fluidos base por longos períodos é um desafio que pode ser resolvido com o uso de aditivos. A viscosidade dos nanofluidos vai depender da utilização de surfactantes, os pesquisadores afirmam que a presença de aditivos tem um efeito negativo na viscosidade. Kim et al. (2011) realizaram uma análise de nanofluidos de MWCNTs / água destilada, foi adicionado PVP como surfactante para melhorar a estabilidade das amostras de nanofluido, eles concluíram que o uso de PVP aumenta a viscosidade dos nanofluidos de MWCNTs / água destilada.

2.1.2 Massa específica de nanofluidos

Uma forma de obter a massa específica de uma mistura sólido-líquido é por meio da conservação de massa, essa forma é considerada apropriada, outro método também considerado é a regra da mistura (Fontes et al., 2015). Diferentes pesquisadores estabelecem que a massa específica de nanofluidos pode ser calculada como médias ponderadas, tem que se conhecer as propriedades do fluido base e do material das nanopartículas. Mesmo assim, tendo em conta vários trabalhos na literatura de nanofluidos pode se considerar que a clássica regra da mistura é a mais procurada no cálculo da massa específica de nanofluidos. Essa relação em primeira instancia foi enunciada para permitir obter o valor da massa específica de uma mistura composta por duas fases, uma líquida e outra sólida, esta última fase é composta por partículas de tamanho micrométrico. Em consequência, Pak e Cho (1998) ajustaram a regra da mistura, Eq. 2.1, assumindo que o tamanho das partículas é nanométrico e garantindo o cálculo da massa específica para nanofluidos.

$$\rho_{nf} = (1 - \phi_V) \cdot \rho_{fb} + \phi_V \cdot \rho_{np} \quad \text{Eq. 2.1}$$

onde, ρ_{fb} é a massa específica do fluido base, ρ_{np} é a massa específica das nanopartículas e ϕ_V é a concentração volumétrica de nanopartículas.

Na pesquisa desenvolvida por Pak e Cho (1998) onde fizeram um ajuste da regra da mistura, nos resultados foi obtido um desvio máximo de 0,6% a respeito da regra da mistura para suas amostras de nanofluidos de Al_2O_3 e TiO_2 diluídos em água, onde sua concentração máxima foi de 31,6% em volume.

2.1.3 Condutividade térmica

A complexidade da condutividade térmica é o principal motivo para ter atenção na comunidade de pesquisa de nanofluidos ao longo dos últimos décadas. O desejo de aumentar a transferência de calor em fluidos tradicionais deixou claro que, ao dispersar estavelmente as nanopartículas de metais (Cu, Ag, etc.) ou óxido de metais (Al_2O_3 , CuO, TiO_2 , Fe_2O_3 , ZrO_2 , SiO_2 , etc.) em fluidos básicos de maneira estável permitem aumento da condutividade térmica destas suspensões diluídas. Os fluidos normalmente escolhidos como fluidos básicos (para fazer a dispersão das nanopartículas) usualmente são água, etileno glicol, propilenoglicol, óleo de motor, etc.

Na pesquisa realizada por Li et al. (2009) organizaram diferentes trabalhos encontrados na literatura para ter um resumo do desenvolvimento recente sobre a síntese e caracterização de nanofluidos estacionários. Eles estabeleceram que as nanopartículas sólidas com alta condutividade térmica são eficientes como aditivos para nanofluidos, considerando que geralmente os sólidos apresentam condutividade térmica mais elevada que os líquidos, conforme é observado na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Condutividade térmica de aditivos e fluidos base.

Materiais	Símbolos	Condutividade Térmica [W/m.K]
<i>Materiais metálicos</i>		
Cobre	Cu	401
Prata	Ag	426 – 428
Ouro	Au	317 – 318
Alumínio	Al	237
Ferro	Fe	83,5
<i>Materiais não metálicos</i>		
Óxido de alumínio (Alumina)	Al ₂ O ₃	36 – 40
Óxido de zinco	ZnO	116
Óxido de cobre	CuO	69 – 76,5
Carbetto de silício	SiC	270 – 490
Silício	Si	148
Nanotubos de carbono	MWNTC	~3000
	SWNTC	~6000
Nanotubos de nitreto de boro	BNNTs	260 – 600
Diamante	C	~2300
Grafeno	-	5000
<i>Fluidos base</i>		
Água	H ₂ O	0,613
Etilenoglicol	EG	0,253
Óleo de motor	EO	0,145
Polialfaolefina	PAO	0,142

Fonte: Adaptado de Li et al. (2009).

Nasiri et al. (2011) procuram um método de dispersão ideal, foram escolhidas cinco estruturas diferentes de CNT (SWNTs, DWNTs, FWNTs e dois MWNTs) para serem sintetizadas e depois preparar nanofluidos com três métodos de dispersão diferentes (nomeadamente funcionalização, SDS/sonda ultrassônica e SDS/banho ultrassônico). Os resultados obtidos mostram que a melhor estabilidade e condutividade térmica são apresentadas pelos nanofluidos funcionalizados para os tempos após 50 h.

Sharma et al. (2011) estudaram a melhoria da condutividade térmica de nanofluidos de prata (1000, 5000 e 10.000 ppm), a síntese foi feita usando nitrato de prata (precursor), etilenoglicol (agente redutor) e poli (acrilamida-co-acrílico) (estabilizador de dispersão). Os testes realizados permitiram observar uma melhoria na condutividade térmica dos nanofluidos, aumentou para 10, 16 e 18%. A condutividade térmica dos nanofluidos de 1000 e 5000 ppm foi testada novamente após 30 dias de preparação, foi observada uma diminuição de 10% e 16% para 9% e 14%, respectivamente; no caso do nanofluido de 10.000 ppm foi diminuída de 18% para 14%.

Pang et al. (2012) realizaram a medição da condutividade térmica dos nanofluidos à base de metanol com nanopartículas de Al_2O_3 e SiO_2 , os experimentos foram feitos com o método transiente de fio quente a uma temperatura de 293,15 K. A análise de resultados mostra que a condutividade térmica é diretamente proporcional com o aumento da fração de volume de nanopartículas, na fração volumétrica de 0,5% em volume (nanopartículas de Al_2O_3 e SiO_2) foi registrado que a condutividade térmica aumentou em 10,74% e 14,29% sobre o fluido base.

Sundar et al. (2013) realizaram uma análise experimental da condutividade térmica de nanofluidos com nanopartículas de Al_2O_3 e CuO dispersas em uma mistura de 50:50% (em peso) de etilenoglicol e água, a temperatura e concentração de partículas é de 15°C a 50°C e 0,2% a 0,8% em volume. Eles concluíram que os nanofluidos apresentam maior condutividade térmica em comparação com o fluido base, ao avaliar nanofluidos uns contra os outros eles observaram que a condutividade térmica do nanofluido CuO é maior comparada ao nanofluido Al_2O_3 .

Outros trabalhos realizados por Li et al. (2014) e Hajjar et al. (2014), que mediram a condutividade térmica de nanofluidos de grafeno+ SiO_2 /Água e nanofluidos de GO/Água respectivamente, eles concluíram que no caso dos nanofluidos de grafeno+ SiO_2 /Água a melhora na condutividade térmica é porque foi utilizado o revestimento de SiO_2 e no caso de nanofluidos de GO/Água o aumento da condutividade térmica depende da concentração de GO.

Em outra pesquisa baseada no efeito da concentração de nanofluido e da temperatura, Usri et al. (2015) encontraram que para nanofluidos de Al_2O_3 / Água+EG onde as nanopartículas de Al_2O_3 com tamanho de 13 nm foram dispersas em três diferentes proporções de volume de água:EG, como 40:60, 50:50 e 60:40 usando o método de duas etapas, a medição da condutividade térmica foi realizada na faixa de temperatura de 30 a 70 °C e as concentrações volumétricas trabalhadas estão na faixa de 0,5 a 2,0%. Eles mostraram que a condutividade térmica aumenta com o aumento da concentração do nanofluido e da temperatura, de acordo com experimentos o

máximo aumento da condutividade térmica foi encontrada para a concentração volumétrica de 2,0% e temperatura de 70 °C para as diferentes proporções de fluido base.

Li et al. (2015) analisaram experimentalmente e teoricamente a estabilidade e propriedades termofísicas de nanofluidos de SiC/EG, levando em consideração as frações volumétricas (0,2; 0,4; 0,6; 0,8 e 1% em volume) e a temperatura. O maior incremento observado na condutividade térmica de nanofluidos com frações volumétricas foi de 16,21% em comparação com o fluido base e modelo teórico.

Esfahani et al. (2016) reportou que a condutividade térmica dos nanofluidos de óxido de grafeno (0,01; 0,05; 0,1 e 0,5% em peso) depende da distribuição do tamanho das nanopartículas e da viscosidade dos nanofluidos. Eles concluíram que para as concentrações de 0,01% e 0,1% em peso, a condutividade térmica teve um aumento de 8,7% e 18,9% a 25°C; o incremento da concentração para 0,5% em peso registrou um aumento da condutividade térmica de 19,9%. O comportamento apresentado dos nanofluidos de óxido de grafeno deixa claro que há uma concentração ideal onde o tamanho das partículas e a viscosidade dos nanofluidos apresentam aumento significativo da condutividade térmica.

Pryazhnikov et al. (2017) determinaram experimentalmente a condutividade térmica a temperatura ambiente de mais de cinquenta nanofluidos à base de água, etilenoglicol e óleo de motor contendo partículas de SiO₂, Al₂O₃, TiO₂, ZrO₂, CuO e diamante. Os resultados evidenciaram que para os diferentes nanofluidos o valor da condutividade térmica aumenta com o aumento do tamanho das partículas, também foi analisado que quanto menor é a condutividade térmica do fluido de base, maior é a condutividade térmica relativa do nanofluido.

Van Trinh et al. (2018) estudaram a condutividade térmica de nanofluidos à base de etileno glicol contendo nanotubo de grafeno – carbono (Gr – CNT). Seus resultados mais relevantes apresentaram que para o nanofluido com uma concentração de 0,07 % em volume há um aumento na condutividade térmica de 18 e 50% a 30 e 50°C.

de Oliveira et al. (2019) analisaram experimentalmente um método de síntese para a adição de prata na superfície de nanopartículas de nanodiamante funcionalizadas (Di – Ag) para produzir nanofluidos híbridos. Os resultados experimentais evidenciaram que o aumento da concentração volumétrica das nanopartículas híbridas e da temperatura permitem aumentar a condutividade térmica, o máximo incremento observado para a condutividade térmica foi de 6,92% a 0,1% em volume.

Maheshwary et al. (2020) fizeram uma comparação com cinco nanopartículas diferentes (CuO, MgO, TiO₂, ZrO₂ e Al₂O₃) de três formas diferentes (esféricas, cúbicas

e em forma de bastão) para analisar o efeito da forma nas propriedades termofísicas dos nanofluidos. Os resultados experimentais mostraram que o nanofluido de Al_2O_3 de forma cúbica (2,5% em peso) apresenta a maior condutividade térmica tomando como referência o fluido de base em 3,13 vezes.

Outro trabalho experimental realizado por Hemmat Esfe et al. (2021), apresentaram uma pesquisa da condutividade térmica de nanofluidos híbridos com nanopartículas de SWCNT e Fe_3O_4 . A análise dos dados experimentais permitiu estabelecer um aumento de mais de 40% em condutividade térmica para nanofluidos com 1% em fração de volume de nanopartículas. O estudo preço – desempenho que foi realizado mostra que a aplicação de nanofluidos híbridos poderia ser mais viável economicamente do que o custo de mononanofluidos.

Recentemente, a condutividade térmica de nanofluidos híbridos a base de água foi determinada experimentalmente por Vărdaru et al. (2022). Eles produziram nanofluidos híbridos com dois tipos de nanopartículas, óxido de grafeno (GO) e silício (Si). Eles concluíram que a condutividade térmica aumenta com o aumento da temperatura e do óxido de grafeno.

2.2 Métodos de análise da estabilidade de nanofluidos

A análise de estabilidade dos nanofluidos é necessário para sua aplicação em diferentes sistemas térmicos com troca de calor e é fundamental na determinação das propriedades termofísicas dos nanofluidos. Os nanofluidos são considerados dispersões coloidais, a tendência natural das nanopartículas em suspensão é se aglomerar formando aglomerados, conseqüentemente acontece a sedimentação e as propriedades dos nanofluidos apresentam mudanças significativas. Diferentes técnicas são aplicadas pelos pesquisadores para garantir o controle e previsão da estabilidade de nanofluidos, na literatura podem se encontrar métodos avaliados e implementados para observação da estabilidade de nanofluidos.

Deve-se mencionar que é necessário ou existe a necessidade de estabelecer um procedimento padrão para estudar a estabilidade dos nanofluidos, atendendo que na literatura são usadas diferentes técnicas de avaliação da estabilidade. Em conseqüência, não é possível realizar uma comparação do desempenho de diferentes nanofluidos devido as técnicas estabelecidas podem ser favoráveis para alguns nanofluidos, mas também pode resultar inconveniente com outras amostras de nanofluidos. Um dos desafios mais importantes a serem superados nos nanofluidos é a sedimentação, muitos trabalhos experimentais apresentam métodos de avaliação da

sedimentação de nanofluidos. A técnica da espectroscopia UV-vis, é uma das metodologias mais procurados nos estudos da estabilidade dos nanofluidos, as principais características desta metodologia são mencionadas a seguir.

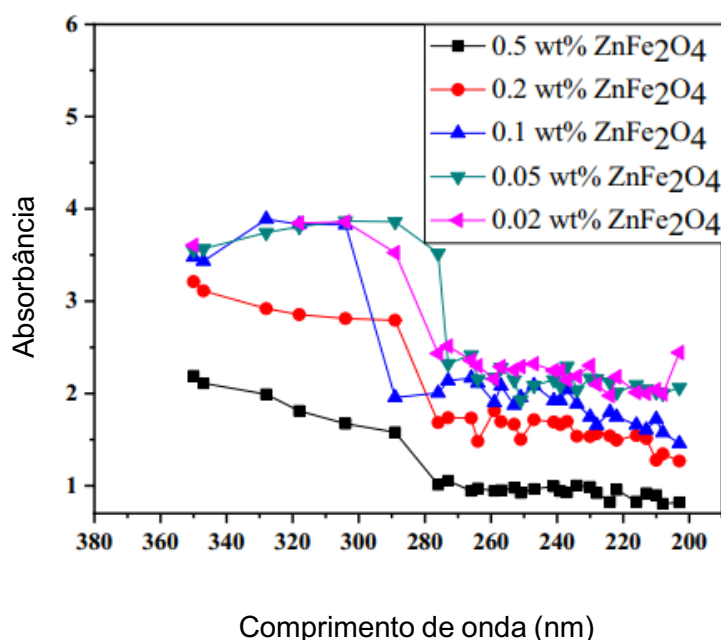
2.2.1 Espectroscopia UV-vis

A espectroscopia de absorção óptica na região do ultravioleta visível (UV-vis) é um método procurado pelos pesquisadores para quantificar a presença de aglomerações de nanopartículas, esta técnica permite determinar a absorbância ou a transmitância de um fluido quando é irradiada com luz monocromática quando os valores do comprimento de onda estão entre a faixa do visível, do ultravioleta e do infravermelho próximo. Nesse método, a absorção da radiação eletromagnética na região do ultravioleta visível permite a análise ou caracterização das nanopartículas, essa técnica leva em consideração o material a ser estudado devido ao número e arranjo dos elétrons nas moléculas ou íons absorventes. De acordo com de Oliveira (2018), uma forma de analisar ou caracterizar nanofluidos pela técnica de análise espectral de nanofluidos é a comparação entre os espectros de UV-vis das amostras de nanofluido recém dispersas, os experimentos são realizados de tempos em tempos para examinar a sedimentação pela presença do campo gravitacional. A análise dos espectros de UV-vis está relacionada com a absorbância como parâmetro de estabilidade das nanopartículas dispersas no fluido base, na medida que ocorre a diminuição da absorbância com o decorrer do tempo e da sedimentação natural.

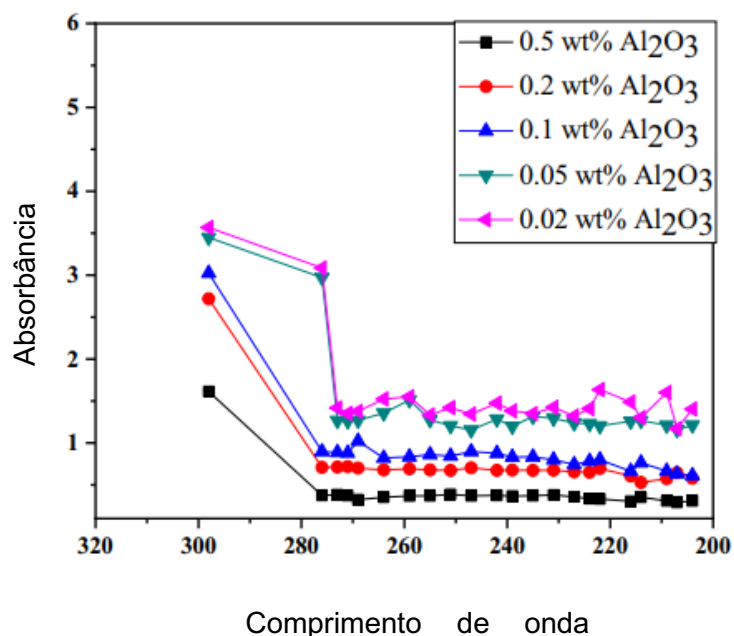
Kim et al. (2021) estudaram a estabilidade de nanofluidos de $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$ a partir da espectroscopia UV-vis, foram adicionados diferentes tipos de álcoois nas diferentes amostras de nanofluidos, as concentrações foram de 2,0; 4,0; e 6,0 % em massa para n-butanol; 1,0; 1,5 e 2,0 % em massa para n-pentanol; e 0,2; 0,4 e 0,6 % em massa para n-hexanol. A absorbância foi medida com o comprimento de onda na faixa de 400 nm a 1000 nm, os resultados experimentais da espectroscopia UV-vis mostraram para os nanofluidos $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$ que para concentrações superiores a 0,5 % em massa as amostras não apresentam uma diferença significativa de absorbância; a partir de 0,1 a 0,5% em massa, foi registrado um aumento de absorbância de 101,3 %; não obstante, na faixa de concentração de 0,5 a 0,9 % em massa a razão de aumento de absorbância foi de 9,0 %.

Singh et al. (2022) trabalhou com a técnica UV-vis na avaliação da estabilidade de forma quantitativa de nanofluidos de ferrita de zinco/água y óxido de alumínio/água para concentrações de 0,02; 0,05; 0,1; 0,2 e 0,5 % em massa, a determinação das concentrações de nanopartículas e as características de dispersão foram analisadas

com o método de absorvância UV-vis no comprimento de onda na faixa de 200 nm a 600 nm. Foi observado para todas as concentrações de nanofluido de $\text{ZnFe}_2\text{O}_4/\text{H}_2\text{O}$ e $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$, a absorvância teve um aumento com o aumento da concentração das nanopartículas e diminuiu com o aumento do comprimento de onda, a absorvância apresentou os valores mais altos de 3,922 e 3,569 com a concentração de 0,5% em peso para os dois materiais de nanopartículas utilizados. A Figura 2.1a e 2.1b, tirada diretamente do artigo de Singh et al. (2022), mostra os espectros UV-vis, indicando o comprimento de onda de máxima absorção em 350 nm para o nanofluido de $\text{ZnFe}_2\text{O}_4/\text{H}_2\text{O}$ e 300 nm para o nanofluido de $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$.



(a)



(b)

Figure 2.1- Espectro de absorção UV-vis para: a) nanofluido de $ZnFe_2O_4/H_2O$, b) nanofluido de Al_2O_3/H_2O . Fonte: Adaptado de Singh et al. (2022).

2.2.2 Imagens MET e MEV para análise de nanopartículas

As imagens têm se convertido em uma forma muito utilizada para determinar o tamanho e a morfologia das nanopartículas em pó, diferentes trabalhos relacionados a análise de estabilidade dos nanofluidos tem levantado uma observação para verificar o estado da estrutura morfológica das nanopartículas. Por exemplo, Bindu e Herbert (2022), utilizou imagens de MEV para observar a estrutura morfológica do nanocompósito de nanofluido ternário MWCNT/ $Al_2O_3/ZnO/H_2O$ com concentração de 0,4 % de volume. A Fig 2.2 mostra a análise de MEV, pode-se ver que a estrutura está constituída por uma combinação de fibras como carbono e cristais e flocos como estrutura Al-Zn.

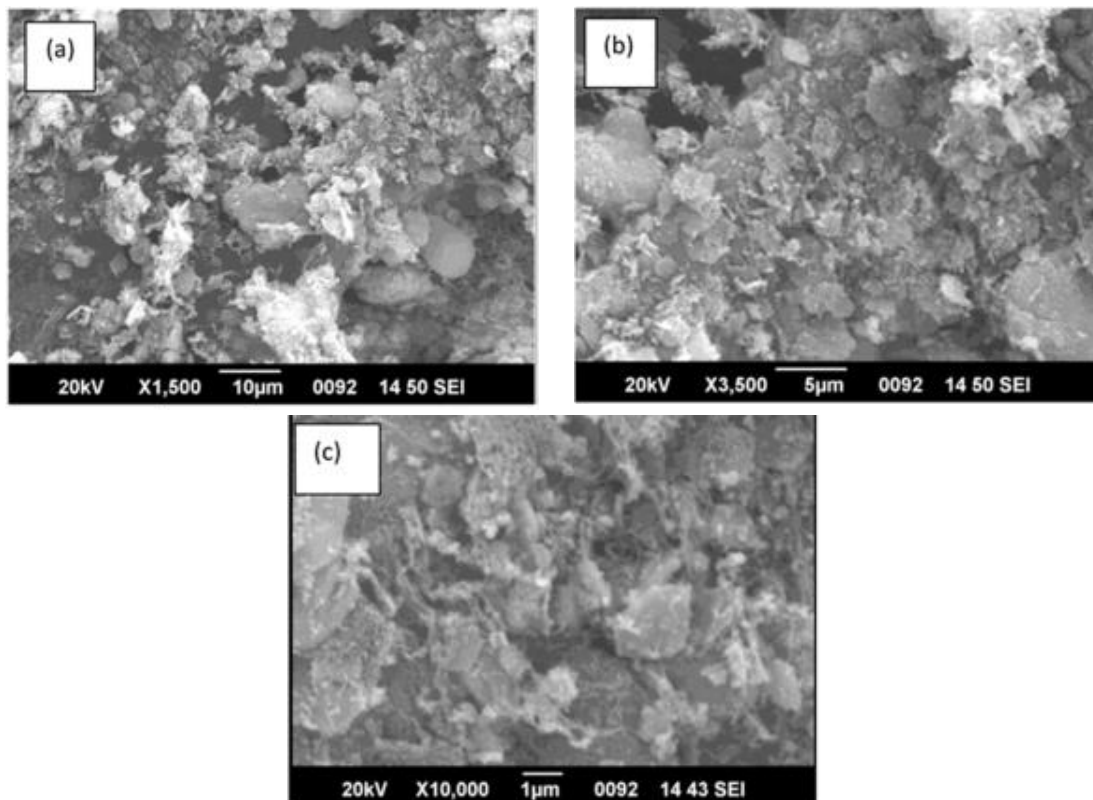


Figure 2.2 - Imagem de MEV do nanocompósito de nanofluido ternário MWCNT/ $Al_2O_3/ZnO/H_2O$. Fonte: Adaptado de Bindu e Herbert (2022).

Para fazer um estudo rigoroso de avaliação da estabilidade de nanofluidos é preciso a implementação da microscopia eletrônica, trata-se da análise de imagens micrográficas, de MEV (microscopia eletrônica de varredura) e MET (microscopia eletrônica de transmissão), para realizar uma comprovação dos aglomerados de nanopartículas. Sua maior vantagem consiste em apresentar detalhes dos materiais em nanoescala com alta ampliação, a microscopia eletrônica tem apresentado nos últimos anos avanços significativos que tem permitido a determinação de propriedades de materiais em nanoescala, por exemplo, composição, topografia, morfologia e estrutura cristalina.

Os procedimentos de MET e MEV caracterizam-se pelo fato de trabalharem com um feixe de elétrons como fonte de radiação aplicado a uma amostra a ser observada, ao invés de luz visível onde torna-se melhor para a aquisição de imagens com resoluções espaciais da ordem de centenas a milhares de vezes. Este comportamento dos elétrons gera diferentes interações possíveis de serem coletadas fazendo que esses procedimentos sejam mais acequiáveis e simples, em consequência, vai-se obter uma ótima precisão e alto grau de detalhamento na obtenção das imagens.

Para a implementação da técnica de MEV se faz necessário um feixe de 2 a 3 nm de elétrons, permitindo a varredura da superfície da amostra gerando assim elétrons secundários, que provém do material analisado e sua leitura é feita por um sensor, posteriormente acontece o processo de radiação da superfície, no qual os sinais elétricos são convertidos no formato de imagem. A metodologia de MEV e MET é utilizada nos estudos de Akhgar e Toghraie (2018) para uma correta avaliação da morfologia, ou seja, para garantir tamanho, forma e nanoescala das nanopartículas MWCNT e TiO_2 . Por meio da Fig 2.3 pode-se ter uma melhor compreensão da estrutura das nanopartículas de MWCNT e TiO_2 .

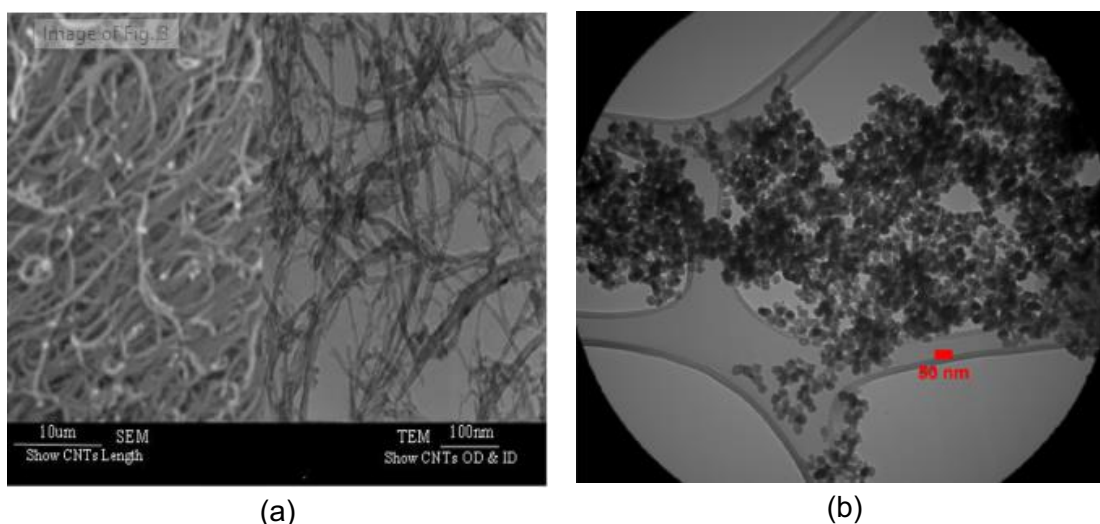


Figure 2.3 - Imagem de MEV e MET da nanopartícula: a) MWCNT, b) TiO₂. Fonte: Adaptado de Akhgar e Toghraie (2018).

No trabalho de Qi et al. (2018), realizaram uma análise de estabilidade de nanofluido de TiO₂/H₂O, através da Fig 2.4 são observadas as imagens das nanopartículas, foram obtidas de MEV com tempos de ampliação de 10000 e 20000, o tamanho da partícula é aproximadamente 10 nm e sua forma é cristalina.

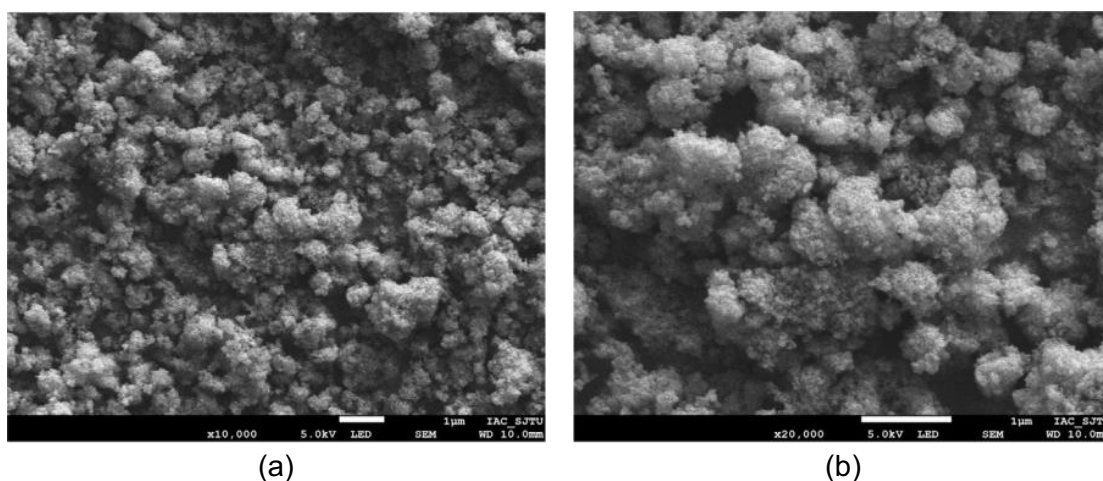


Figure 2.4 - Imagem de MEV da nanopartícula de TiO₂ em diferentes tempos de ampliação: a) x10000, b) x20000. Fonte: Adaptado de Qi et al. (2018).

2.3 Trocadores de calor de microcanais

Nas últimas décadas os dispositivos eletrônicos tiveram maior integração e seus tamanhos foram progressivamente reduzidos, mas a alta dissipação de calor em áreas reduzidas e a impossibilidade de utilização de dispositivos de troca térmica de grande tamanho pode reduzir sua vida útil, estas limitações incentivaram o desenvolvimento de trocadores de calor de microcanais que foram introduzidos pela primeira vez por Tuckerman e Pease (1981), são caracterizados como dispositivos de resfriamento de alto desempenho (Zhang et al., 2020). Um dos campos onde os dissipadores são mais aplicáveis é em semicondutores (transistores de potência e optoeletrônica), nestes dispositivos a temperatura de trabalho é difícil de controlar (Kim et al., 2015).

A distribuição adequada do fluxo de calor no núcleo de transferência de calor (microcanais) é um parâmetro que deve ser analisado nos dissipadores e micro trocadores de calor, pois determina o consumo de energia para seu funcionamento

(Morini e Brandner, 2018), diferentes configurações devem ser estudadas para um deslocamento uniforme do fluido dentro dos microcanais. No trabalho de Xia et al. (2015) é realizada uma comparação de diferentes locais de entrada/saída (tipo I, C e Z) em dissipadores de calor de microcanais para a análise do fluxo de fluido e transferência de calor, os resultados obtidos mostraram que a uniformidade do escoamento é melhor com o tipo I.

O desempenho de resfriamento do dissipador de calor de microcanais depende das propriedades termofísicas do fluido de trabalho e da geometria, atualmente na literatura podem-se encontrar trabalhos com diferentes geometrias de microcanais, incluindo retangular (Yang e Du, 2020), circulares (Mukesh Kumar e Arun Kumar, 2020), aletas circulares perfuradas (Bakhti e Si-Ameur, 2019), hexagonal (Alfaryjat et al., 2018), trapezoidal (Alipour et al., 2017), aletas internas longitudinais (Abdollahi et al., 2018) foram adicionadas para melhorar os dispositivos.

Como mencionado acima, um dos fatores que melhora as características de transferência de calor nos dissipadores de calor de microcanais é a utilização de um fluido de resfriamento, ou seja, nanofluidos (Li et al., 2019). Os líquidos convencionais tem condutividade térmica reduzida, o desejo de melhorar esta propriedade promoveu o uso de sólidos em suspensão (<100 nm) para formar nanofluidos, nomeados assim por Choi e Eastman (1995), desta forma, as características de transferência de calor dos líquidos são aumentadas (Kumar, 2014), tendo as partículas de sólido em suspensão o fluido base (água, etileno glicol e óleo) tem maior condutividade térmica. Diferentes experimentos foram realizados com nanofluidos híbridos, permitindo observar que quando baixas concentrações são utilizadas, apresentam comportamento newtoniano, enquanto em altas concentrações apresentam comportamento não newtoniano (Bahrami et al., 2016).

A aplicabilidade das nanopartículas é uma tecnologia moderna que tem campo de ação em processos onde há fluxo de calor e fluidos (trocadores de calor, coletores de energia solar, etc.) (Kothandapani e Prakash, 2015), desde o início da produção de uma geração moderna de fluidos (nanofluidos), muitos pesquisadores tem se dedicado a buscar sua aplicabilidade na engenharia (Salman et al., 2014).

Ao projetar um mecanismo ou dispositivo, um fator importante é o aumento da temperatura, a vida útil é reduzida causando uma deterioração no maquinário elétrico, alguns métodos convencionais de resfriamento como pequenos ventiladores centrífugos foram implementados para superar essas limitações, mas não foram eficazes devido ao espaço, níveis de ruído e manutenção excessiva (Srinivas e Srivastava, 2014), com este problema, a tecnologia desenvolvida nos dissipadores de calor de microcanais

operando com nanofluidos adquire grande importância para prolongar o funcionamento dos aparelhos.

Quando o dissipador de calor de microcanais convencionais é comparado com o refrigerado a nanofluido, este último apresenta melhor desempenho, conforme tem sido validado em trabalhos experimentais (Naphon e Nakharintr, 2013), numéricos (Behnampour et al., 2017) e analíticos (Ghazvini e Shokouhmand, 2009). Rimbault et al. (2014) realizam uma investigação experimental usando como fluido de arrefecimento nanofluidos composto por água destilada e nanopartículas de CuO com diâmetro de 29 nm em uma faixa de concentração de 0,24 - 4,5%, este fluido circula por um dissipador de calor de microcanais retangulares, nos resultados uma pequena melhora na transferência de calor foi determinada em relação à água destilada com as frações volumétricas de 0,24% e 1,03%. Karimipour et al. (2017) realizaram um estudo numérico da convecção forçada do escoamento de nanofluidos em um microcanal com o método de volume finito, eles analisam diferentes nanopartículas como Al_2O_3 e Ag em H_2O como fluido base, o número de Reynolds foi 10 e 100. Levando em consideração os resultados, recomenda-se a utilização de $\text{H}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3$ como nanofluido de trabalho, pois há um aumento na taxa de transferência de calor. Hatami e Ganji (2014) usaram uma análise analítica da transferência de calor de um dissipador de calor microcanal, para resfriar este dispositivo eles usam $\text{H}_2\text{O} - \text{Cu}$, por sua vez, eles usam uma abordagem de meio poroso e o método dos mínimos quadrados para determinar o comportamento da temperatura na aleta do dissipador de calor e na zona do nanofluidos. O uso de aletas largas para os microcanais permite uma diminuição da temperatura nos nanofluidos e nas aletas, conseqüentemente, o número de Nusselt aumentará.

Trabalhos experimentais de microtrocaadores de calor

Para melhorar o desempenho nos microtrocaadores de calor de microcanais são utilizadas diferentes geometrias de microcanais, como desenhos trapezoidais, circulares, retangulares e triangulares, dessa forma aumenta a área de transferência de calor, ou seja, a área de contato do fluido refrigerante com os microcanais. Através da Fig. 2.5 pode-se ver algumas das geometrias mais procuradas pelos pesquisadores no estudo dos microcanais.

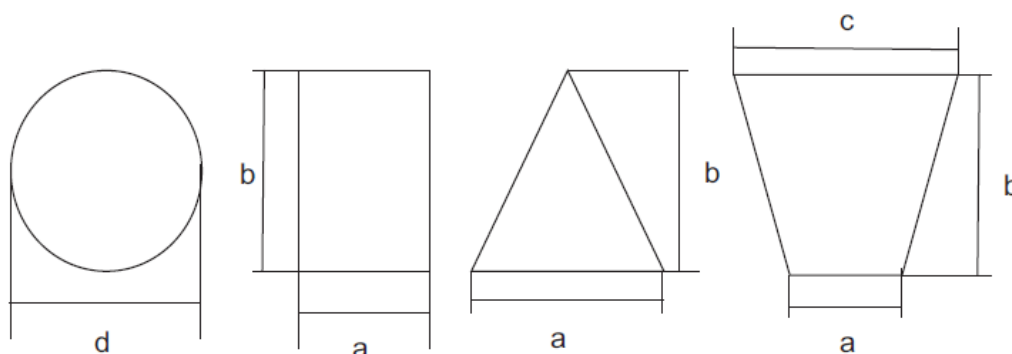


Figure 2.5 - Geometrias de microcanais procuradas pelos pesquisadores. Fonte: Adaptado de Mohammed Adham et al. (2013).

As condições de fluxo é outro parâmetro que influencia no desempenho geral dos microtrocadores de calor de microcanais, na literatura podem-se encontrar trabalhos onde são usadas condições de fluxo laminar e turbulento. Sharma et al. (2013) em seus estudos empregaram turbulência de fluxos nos tubos de alimentação (manifolds) e fluxo laminar no dissipador de calor de microcanais. Na revisão da literatura realizada por Mohammed Adham et al. (2013) foi observado que os trabalhos com condições de fluxo laminar são os mais comuns, por meio da Fig. 2.6 é observado que a quantidade de estudos que empregaram fluxo laminar é superior em relação das pesquisas que empregaram fluxo turbulento ou laminar-turbulento. A superioridade registrada no emprego de fluxo laminar é devido a que o desempenho dos microtrocadores de calor de microcanais aumenta, as dimensões dos canais impedem que a turbulência não possa se desenvolver. O número de Reynolds para a condição de fluxo laminar mudou entre valores de $100 \leq Re \leq 2300$.

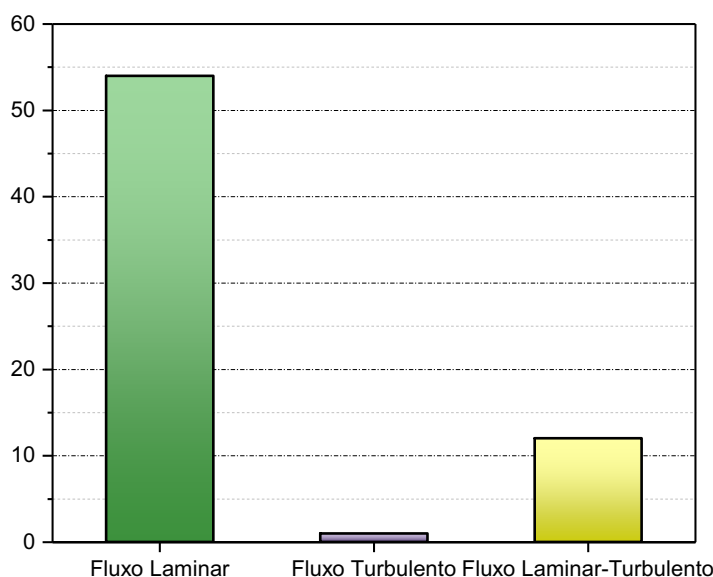


Figure 2.6 - Número de estudos em relação ao tipo de fluxo.

Levando em consideração que o desempenho de resfriamento dos microtrocaadores de calor depende da geometria dos microcanais, anteriormente foram mencionadas algumas geometrias escolhidas pelos pesquisadores em seus trabalhos. A seguir, são apresentados trabalhos experimentais escolhidos na literatura de microtrocaadores de calor com a propósito de analisar a influência da geometria na avaliação global do desempenho térmico destes dispositivos compactos.

Lee et al. (2012) fizeram uma comparação entre trocadores de microcanais com ressaltos retangulares e trocadores de microcanais com ressaltos de paredes oblíquas com 27° de inclinação. A altura dos microcanais foi de $1153,1 \mu\text{m}$, ressaltos com $245,8 \mu\text{m}$ de largura por $725,1 \mu\text{m}$ de comprimento, espaçados em $1164,5 \mu\text{m}$, a análise não foi realizada só para comparar as diferentes geometrias sendo que é estudada a incidencia da largura dos canais do desempenho hidráulico e térmico, canais de $300 \mu\text{m}$ e $500 \mu\text{m}$ foram analisados. Os resultados obtidos permitiram estabelecer um melhor desempenho térmico e hidráulico para os canais com largura de $500 \mu\text{m}$ e um valor de $Re = 400$, tendo em conta que foi possível obter resultados maiores na transferência de calor com o aumento de Re , em consequencia a queda de pressão aumentaria.

Zhong et al. (2014) analisaram experimentalmente a transferência de calor durante a condensação de um condensador de microcanal de separação líquido-vapor (LSMC) comparado com o condensador de microcanais de fluxo paralelo comum (PFMC), foram comparados o coeficiente de transferência de calor no tubo e a queda de pressão dos dois tipos de condensadores de microcanais, a velocidade mássica varia de $450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ a $770 \text{ kg/m}^2\text{s}$, os fluxos de calor variam de $1,5 \text{ kW/m}^2$ a $2,45 \text{ kW/m}^2$, as temperaturas de condensação variam de 45°C a 50°C . Os valores experimentais permitiram estabelecer que o coeficiente médio de transferência de calor do LSMC foi maior comparado com PFMC quando a velocidade mássica está acima de $590 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ou a qualidade média é superior a $0,57$. Por outro lado, a queda de pressão do LSMC reduz em $30,5\%$ a $52,6\%$ do PFMC.

Anbumeenakshi e Thansekhar (2014) realizaram um trabalho experimental tendo como foco a análise da combinação de revestimento e cabeçalho dos microcanais e sua influência na queda de pressão, o fluido de trabalho escolhido foi água deionizada na faixa de vazão mássica de $50 - 120 \text{ kg/h}$ e uma faixa de número de Reynolds $200 \leq Re \leq 600$ em um microtrocaador de calor com geometria retangular paralelo, fabricado em alumínio revestido de cobre com 25 microcanais. As configurações de seção transversal usadas no microcanal revestido de cobre são cabeçalho de forma triangular, cabeçalho de formato retangular e cabeçalho de formato trapezoidal. A comparação das configurações de seção transversal nos microcanais permitiu observar que o

revestimento de cobre aumenta a queda de pressão, entre as combinações de cabeçalho escolhidas foi analisado que a queda de pressão é menor na combinação de cabeçalho trapezoidal comparado com as outras duas combinações de cabeçalho.

Xia et al. (2015) desenvolveram um estudo experimental e numérico da influência de cavidades semicirculares ao longo das paredes dos canais no desempenho do microtrocador, comparado à canais de mesmas dimensões, porém com geometria retangular como pode-se ver na Fig. 2.7. As dimensões totais dos microcanais foram de 4 mm x 6 mm e os canais com largura de 0,3 mm. O fluido de trabalho usado foi água deionizada sendo analisado em vazões de 75 a 190 ml/min. O fator de desempenho térmico alcançou 1,24 para um valor de Reynolds de 611 e para valores iguais de resistência térmica dos canais retangulares e dos canais com cavidade obteve-se uma diminuição de 18,99% na potência da bomba.

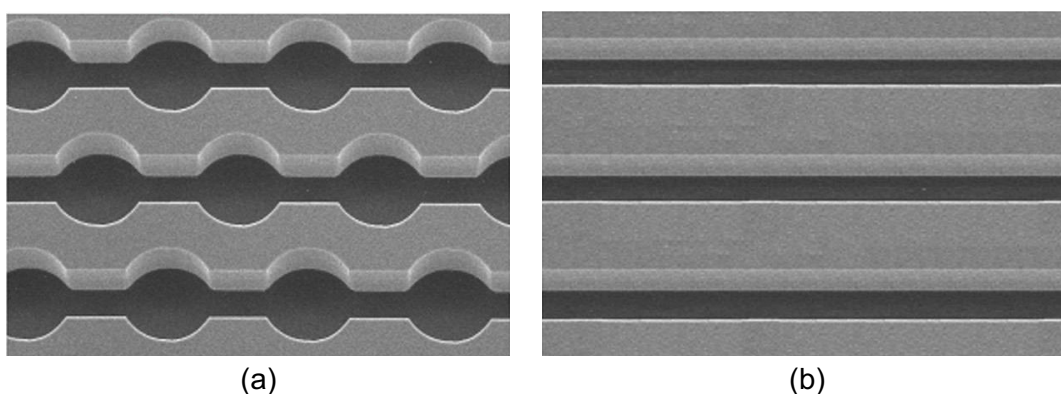


Figure 2.7 - Microtrocadores de calor: (a) canais com cavidades semicirculares e (b) canais retangulares. Fonte: Adaptado de Xia et al. (2015).

Em outro trabalho experimental de Kim. (2016) foram avaliadas correlações teóricas fundamentadas em canais de tamanho convencional, para o estudo foram escolhidos 10 diferentes microcanais retangulares com diâmetros hidráulicos de 155-580 μm , número de Reynolds na faixa de $30 \leq \text{Re} \leq 2500$. Por meio da realização dos experimentos foi confirmada a existência de dois região de transferência de calor; para $\text{Re} < 180$, os valores experimentais do número de Nusselt foram menores que os valores teóricos, para $\text{Re} > 180$, os resultados experimentais do número de Nusselt começaram a ser maiores que os valores teóricos, nesta última região de transferencia de calor a valor teórico do número de Nusselt foi considerado coerente, tendo em conta que a análise tem aplicabilidade para uma geometria retangular de microcanais quando a relação de aspecto é maior que 1,0.

Khoshvaght-Aliabadi et al. (2017) realizaram um estudo experimental e numérico onde compararam microcanais retangulares com microcanais ondulados variando-se a frequência das ondas do microcanal, e dentre os microcanais ondulados analisou-se a influência de nervuras retangulares ao longo das paredes onduladas posicionadas de duas maneiras diferentes, sendo uma na parte oblíqua das ondas e outra nos cantos, como demonstrado na Fig. 2.8. Concluiu-se que as nervuras ao longo das paredes dos microcanais aumentaram a transferência de calor pelo fato de ocasionar uma advecção caótica no fluido de trabalho. Os valores para as quedas de pressão sofreram aumento de 4% a 8% devido as nervuras, enquanto que a transferência de calor aumentou em 128% e 185% comparado aos canais lisos. Dentre as configurações analisadas a que apresentou melhor desempenho foram os canais ondulados com nervuras nos cantos para uma razão de ondulação (γ) de 0,1, largura da nervura de 0,3 mm e $Re = 900$.

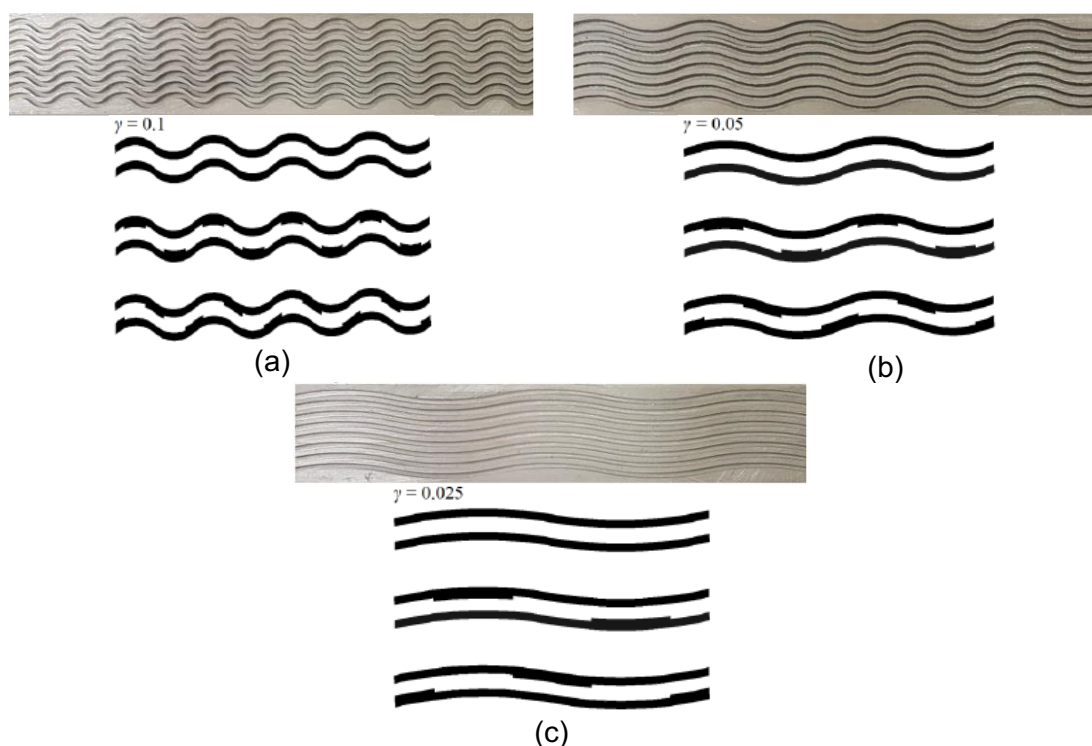


Figure 2.8 - Configurações consideradas para dissipadores ondulados com e sem nervuras com razão de ondulação de: (a) $\gamma = 0,1$, (b) $\gamma = 0,05$ e (c) $\gamma = 0,025$. Fonte: Adaptado de Khoshvaght-Aliabadi et al. (2017).

Outro estudo experimental e numérico dos pesquisadores Khoshvaght-Aliabadi et al. (2017b) analisaram o fluxo e transferência de calor de dissipadores de calor em miniatura (MHSs) retos e ondulados usando interrupções pin-fin que podem se ver na

Fig. 2.9, foram observados os efeitos de diferentes interrupções de pin-fin para um regime de fluxo variante entre $100 \leq Re \leq 900$. Os resultados experimentais permitiram estabelecer que os MHSs interrompidos apresentam melhor desempenho hidrotérmico com uma distribuição de temperatura mais uniforme, finalmente foi concluído que as interrupções pin-fin apresentam efeitos positivos no desempenho de MHSs retos e ondulados.

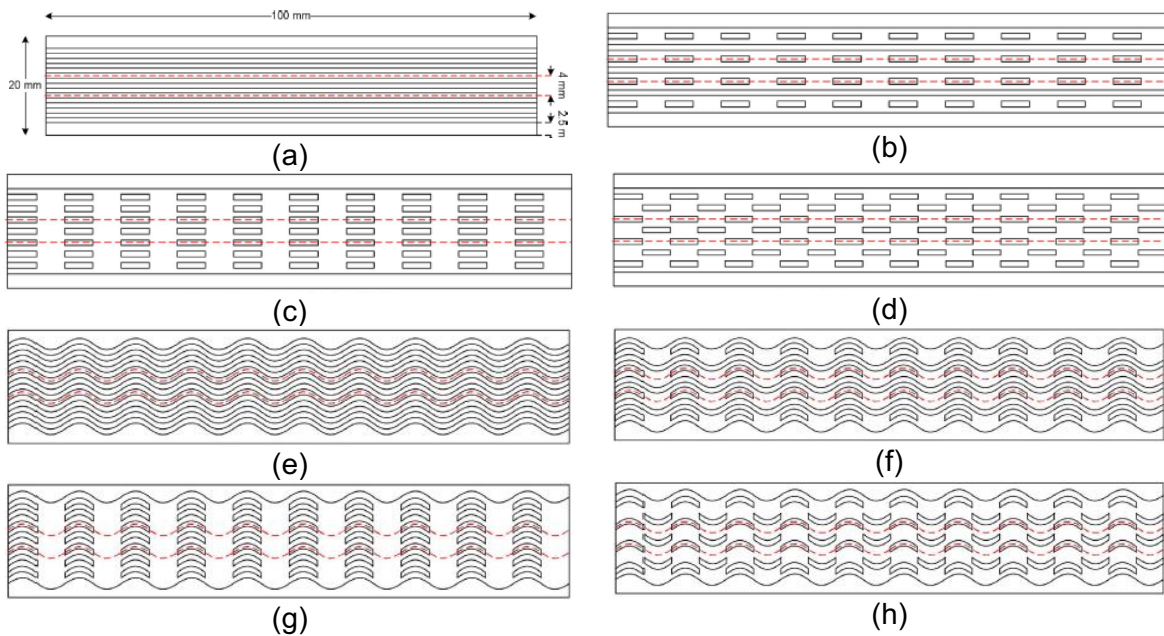


Figure 2.9 - Configurações analisadas para MHSs retos e ondulados: (a) integral reta, (b) reto integral-interruptido, (c) linha reta interrompida, (d) reto interrompido-escalonado, (e) integral ondulado, (f) ondulado integralmente interrompido, (g) ondulado interrompido em linha e (h) ondulado interrompido-escalonado. Fonte: Adaptado de Khoshvaght-Aliabadi et al. (2017b).

Esmaili et al. (2018) analisaram experimentalmente a influência das micro nervuras no desempenho térmico de um microcanal, foram fabricadas várias configurações de micronervuras em uma placa de 20 mm x 20 mm de cobre, os microcanais foram feitos com altura de 200 μm . Por meio da Fig. 2.10 pode se observar a mudança nos ângulos das nervuras dos microcanais. Os ensaios foram realizados para uma faixa de número de Reynolds de $184 < Re < 1800$. Uma comparação entre canal plano e canal nervurado foi feita, dessa forma, os resultados mostraram que o canal nervurado com ângulo de 45° teve o número de Nusselt 3,5 vezes o do canal plano, a utilização da nervura no microcanal apresentou uma redução de até 80% na resistência térmica.

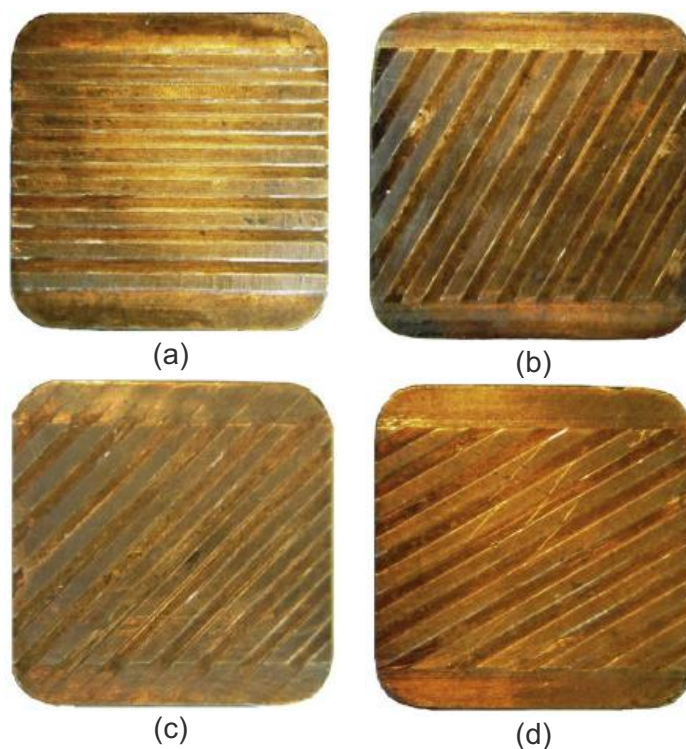


Figure 2.10 - Configurações de microcanais com nervuras para ângulo de: (a) 90°; (b) 30°; (c) 45° e (d) 60°. Fonte: Adaptado de Esmaili et al. (2018).

Ling et al. (2018) focaram seu trabalho em um microcanal entrelaçado com uma configuração de contrafluxo “água fria – água quente – água fria”, foram analisadas as influências das configurações dos microcanais no desempenho hidráulico e térmico ao comparar a configuração dos microcanais proposta com as configurações espirais e paralelas. A comparação dos resultados experimentais dos microcanais entrelaçados com valores da literatura permitiu deduzir que houve uma melhora na transferência de calor de 83,46%, por outro lado, o microcanal entrelaçado apresentou sua menor resistência térmica de 0,015 °C/W e menor geração de entropia de 22,6 W/°C a um número de Reynolds de 492. O microcanal entrelaçado e microcanal paralelo mostraram valores no coeficiente de transferência de calor de 5 e 2,8 vezes maior do microcanal em espiral.

Pan et al. (2019) realizaram um estudo experimental onde compararam microcanais convencionais de parede retangular com microcanais de parede retangular com cavidades semicirculares (FSC) ao longo da parede sendo apresentado na Fig. 2.11. Foi analisada a influência das cavidades em três diferentes configurações, espaçamento igual (EFB), cavidades concentradas no início do fluxo e afastadas no final (DFSB) e cavidades afastadas no início e concentradas ao final do canal (SFDB). As

dimensões dos canais foram de 1 mm x 1 mm com comprimento de 60 mm. A vazão volumétrica de água deionizada mudou-se entre 10 ml/min e 60 ml/min. Os microcanais com cavidade apresentaram desempenho superior aos sem cavidade, se tornando ainda mais aparente em vazões maiores. As cavidades nas paredes dos microcanais foram responsáveis por melhorar a transferência de calor dos microcanais e reduziu a queda de pressão sendo explicado por conta de interrupção e redesenvolvimento da camada limite hidráulica e térmica ao longo do microcanal. O microtrocador que apresentou o melhor desempenho de transferência de calor foi o SFDB para vazões superiores a 30 ml/min.

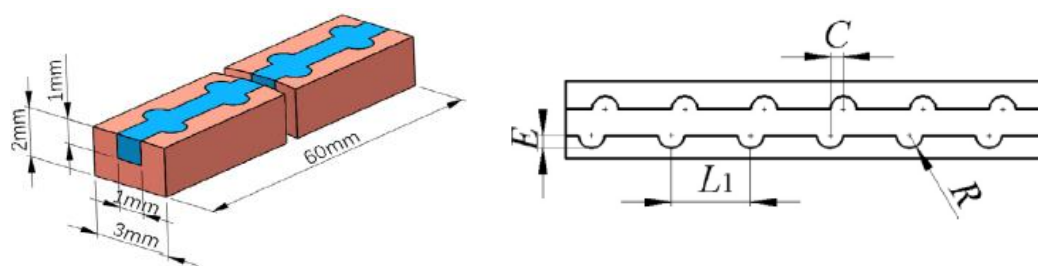


Figure 2.11 - Parâmetros estruturais de um microcanal com FSCs. Fonte: Adaptado de Pan et al. (2019).

Peng et al. (2021) analisaram experimentalmente microcanais com canais zig-zague para analisar a influência do ângulo de incidência no desempenho dos microtrocadores. O microtrocador é observado na Fig. 2.12, foi fabricado com 24 microcanais e dimensões de 0,2 mm x 0,1 mm, os ângulo de incidência estudados foram 30°, 45°, 60° e 90° e água dionizada foi usada como fluido de trabalho. A análise dos resultados experimentais mostrou que quanto menor o ângulo de incidência melhor o desempenho hidráulico como consequência de uma menor queda de pressão e atrito entre o fluido e as paredes do microcanal. Além de melhor desempenho hidráulico canais com ângulo de 30° apresentaram maior coeficiente de transferência de calor e a menor resistência térmica.

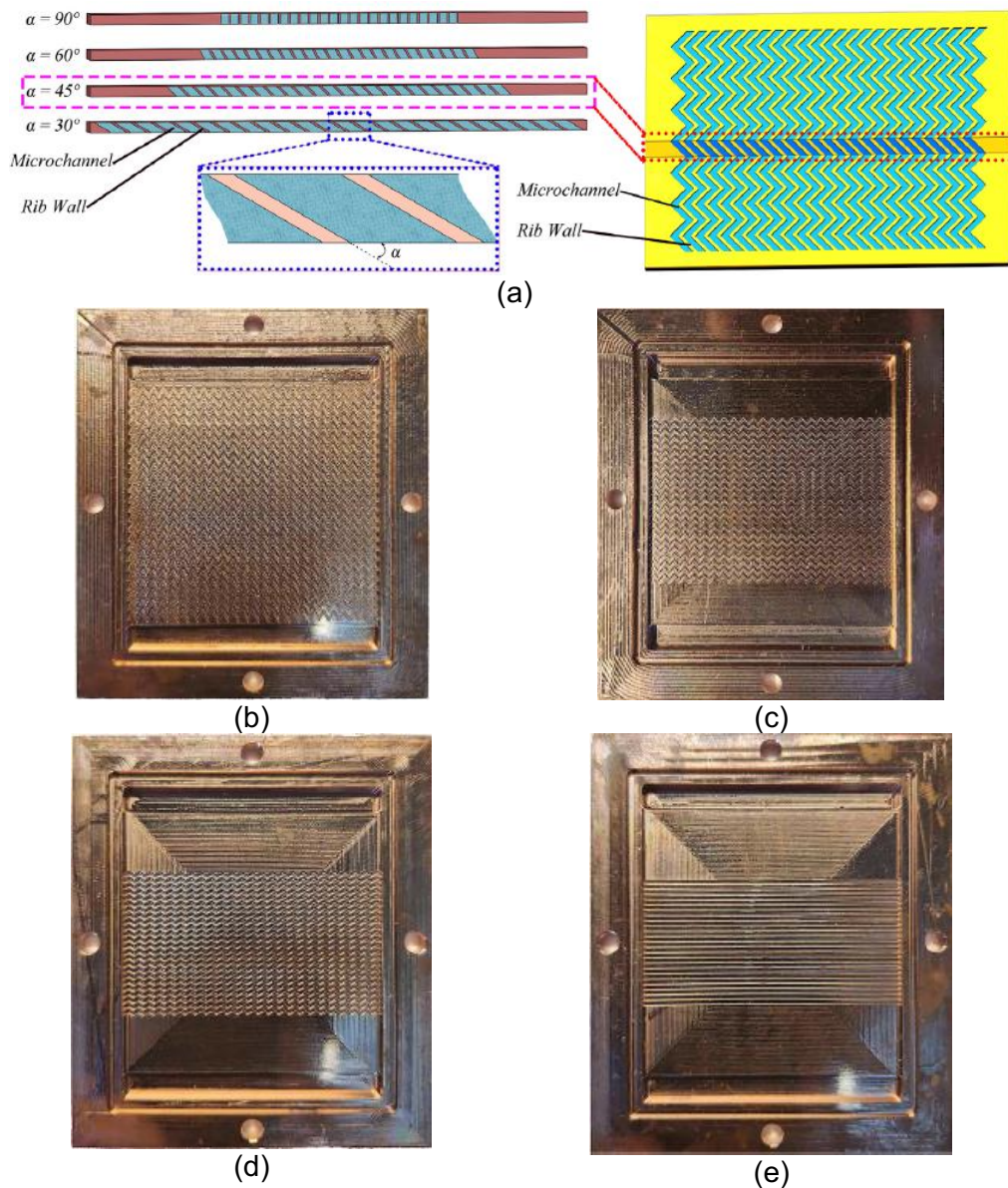


Figure 2.12 - Microtrocador de calor de microcanais em zigue-zague: (a) ângulo de incidência (α) dos microcanais em zigue-zague; (b) $\alpha = 30^\circ$; (c) $\alpha = 45^\circ$; (d) $\alpha = 60^\circ$ e (e) $\alpha = 90^\circ$. Fonte: Adaptado de Peng et al. (2021).

Pandey et al. (2022) realizaram uma comparação entre microcanais paralelos e dissipadores de calor pin-fin, como demonstrado na Fig. 2.13. O fluido de trabalho que foi escolhido como refrigerante foi água deionizada em diferentes vazões, foram analisadas a temperatura de substrato, queda de pressão, potência de bombeamento e resistência térmica. Foi observado que o dissipador de calor de microcanais paralelos apresentou melhor desempenho em comparação com o dissipador de calor de aletas de pino, a potência de bombeamento teve valores menores para condições de fluxo de

calor semelhantes, por outro lado, a queda de pressão foi mais favorável para o dissipador de calor de aleta de pino porque no caso do dissipador de calor de microcanal paralelo os resultados foram maiores.

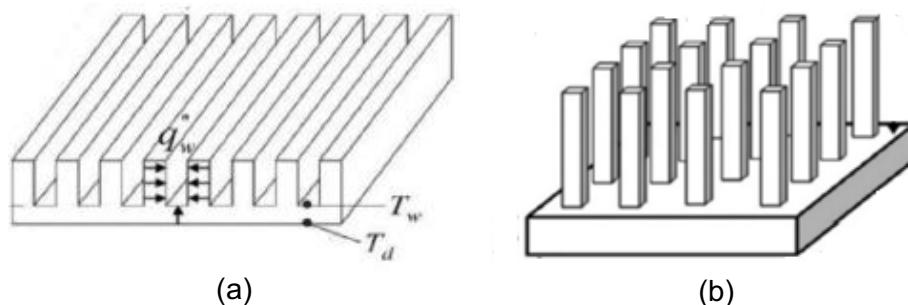


Figure 2.13 - Geometria de: (a) dissipador de calor de microcanais paralelos e (b) dissipador de calor Pin-fin. Fonte: Adaptado de Pandey et al. (2022).

2.4 Aplicação de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais

2.4.1 Estudos experimentais

Rimbault et al. (2014) realizaram uma investigação experimental com foco nos campos hidráulico e térmico de um nanofluido composto por água destilada e nanopartículas de CuO (diâmetro de 29 nm) em uma faixa de concentração de 0,24 - 4,5%, este fluido circula por um dissipador de calor de microcanais retangulares, nos resultados uma pequena melhora na transferência de calor foi determinada em relação à água com as frações volumétricas de 0,24% e 1,03%.

Xu et al. (2020) apresentam uma análise do grau de influência da concentração (fração de massa) de partículas de óxido de grafeno (GOP) e a frequência de pulsação na transferência de calor e na queda de pressão de um microcanal (aletas tipo pino), a concentração das nanopartículas na produção do nanofluido variou entre 0,02% - 0,2%, a frequência de pulsação do experimento foi estabelecida entre 1 - 5 Hz e os números de Reynolds 272, 407 e 544, o aumento na concentração e frequência na faixa de 2 a 5 Hz permitiram uma melhora no desempenho da transferência de calor.

Na literatura sobre a aplicação de nanofluidos em trocadores de calor microcanais, várias investigações realizam estudos experimentais - numéricos, por exemplo, Yu et al. (2016) estudaram o comportamento de nanofluidos (água deionizada - TiO_2) em um microcanal numericamente e experimentalmente, desenvolveram um modelo numérico e este foi validado experimentalmente,

observando uma melhora no fluxo de calor convectivo (aumento de 91,9%).

Para realizar uma análise correta dos nanofluidos em trocadores de calor de microcanais, vários parâmetros devem ser levados em consideração, como a geometria do microcanal, fluido de base, regime de fluxo, nanopartículas (material e concentração), temperatura e fluxo de entrada de fluido (Rajiv et al., 2020). A Tabela. 2.3 resume os trabalhos experimentais consultados na literatura relativos à aplicação de nanofluidos em microcanais e dissipadores de calor de microcanais realizados nos últimos anos, dentro desta classificação, as condições de teste e os resultados obtidos são levados em consideração.

Tabela 2.3 - Trabalhos experimentais de aplicação de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais.

Autor	Caraterísticas dos microcanais e fluidos	Destaques
Naphon e Nakharintr (2013)	*Retangular $80 \leq R_e \leq 200$ NP: TiO ₂ d=21 nm FB: H ₂ O Φ : 0,4% wt	*Condições de teste: Dissipadores de calor com três alturas de canal diferentes (1,0 mm, 1,5 mm e 2,0 mm). *Os resultados permitiram estabelecer que as taxas médias de transferência de calor do nanofluido TiO ₂ -H ₂ O são maiores que as do H ₂ O como refrigerante.
Ho e Chen (2013)	*Retangular $133 \leq R_e \leq 1515$ NP: Al ₂ O ₃ d=33 nm FB: H ₂ O Φ : 0,5; 1,0; 2,0; 4,0; 6,0; 8,0 e 10,0% wt	*Condições de teste: Vazão volumétrica na faixa de 60 – 720 cm ³ /min, temperatura do fluido de trabalho na entrada do microcanal de 36,2 °C. *Foi observado que os coeficientes médios de transferência de calor do dissipador de calor resfriado com nanofluidos são mais altos ao comparar com os valores do dissipador de calor resfriado com água.
Rimbault et al. (2014)	*Retangular $2500 \leq R_e \leq 5000$ NP: CuO d=29 nm FB: H ₂ O Φ : 0,24; 1,03 e 4,5% vol	*Condições de teste: Temperatura do fluido de trabalho na entrada do microcanal de 20 °C, fluxo de calor imposto de 4 x 450W *Os resultados experimentais apresentam um aumento da transferência de calor em relação a água para nanofluidos de 0,24 e 1,03% vol. No caso da fração de nanofluido 4,5% vol, foi observada uma clara diminuição da transferência de calor.
Peyghambarzadeh et al. (2014)	*Retangular $500 \leq R_e \leq 2000$ NP: CuO d=40 nm; Al ₂ O ₃ d=20 nm FB: H ₂ O Φ : 0,1; 0,2; 0,5% e 1,0% vol	*Condições de teste: Fluxo de calor constante de 19 W/cm ² , temperatura do fluido de trabalho na entrada do microcanal de 24,5 °C, vazão volumétrica na faixa de 220 – 720 ml/min. *A análise de resultados experimentais permitiu estabelecer que os nanofluidos 0,2% vol CuO e 1% vol Al ₂ O ₃ aumentaram o coeficiente de transferência de calor em até 27% e 49%, respectivamente.

Azizi et al. (2015)	<p>*Retangular</p> <p>$300 \leq R_e \leq 900$</p> <p>NP: Cu d=25 nm FB: H₂O Φ: 0,05; 0,1 e 0,3% wt</p>	<p>*Condições de teste: Fluxo de calor de 35 e 50 kW/m², vazão volumétrica na faixa de 0,5 – 2,0 L/min.</p> <p>*Foi obtido um aumento apreciável de 0,3% para o coeficiente de transferência de calor em comparação com os experimentos realizados com água pura. Por outro lado, a queda de pressão correspondente foi, no entanto, inferior a 0,15 bar.</p>
Zhai et al. (2015)	<p>*Retangular (estrutura complexa)</p> <p>$100 \leq R_e \leq 700$</p> <p>NP: Al₂O₃ d=45 nm FB: H₂O Φ: 0,1; 0,5 e 1,0% vol</p>	<p>*Condições de teste: Temperatura do fluido de trabalho na entrada do microcanal de 20 °C, fluxo de calor constante de 30 W.</p> <p>*O aumento da fração de volume das nanopartículas gerou uma diminuição da resistência térmica, em comparação com a água deionizada.</p>
Xia et al. (2016)	<p>*Retangular</p> <p>$200 \leq R_e \leq 450$</p> <p>NP: Al₂O₃ d=5 nm; TiO₂ d=5 nm FB: H₂O Φ: 0,1; 0,5 e 1,0% vol</p>	<p>*Condições de teste: Temperatura do fluido de trabalho na entrada do microcanal de 25 °C, fluxo de calor constante de 200 W/cm².</p> <p>*Foi observado que o desempenho de transferência de calor no dissipador de calor de microcanal analisado apresenta um aumento operando com nanofluidos de Al₂O₃.</p>
Anbumeenakshi e Thansekhar (2017)	<p>*Retangular</p> <p>$47,5 \leq R_e \leq 77,5$</p> <p>NP: Al₂O₃ d=43 nm FB: H₂O Φ: 0,1 e 0,25% wt</p>	<p>*Condições de teste: Vazão mássica na faixa de 9 kg/h - 15 kg/h.</p> <p>*A concentração de nanopartículas de 0,25% no nanofluido permite uma temperatura de superfície máxima e uma temperatura de superfície média mais baixa em comparação com a concentração de 0,1%, para aquecimento uniforme e não uniforme.</p>
Manay et al. (2018)	<p>$50 \leq R_e \leq 750$</p> <p>NP: TiO₂ d=25 nm FB: H₂O Φ: 0,25; 0,5; 1,0; 1,5 e 2,0% vol</p>	<p>*Condições de teste: Vazão volumétrica na faixa de 0 - 6 L/h, temperatura do fluido de trabalho na entrada do microcanal de 20°C e alturas de canal de 200 µm, 300 µm, 400 µm e 500 µm.</p> <p>*A maior taxa de geração de entropia térmica foi encontrada quando a altura dos canais foi aumentada, permitindo um aumento de 30% - 52%. Com a diminuição dos canais, a geração de entropia por fricção aumentou de 66% para 98%.</p>
Sarafraz et al. (2018)	<p>*Retangular</p> <p>$0 \leq R_e \leq 1500$</p> <p>NP: Ag FB: H₂O Φ: 0,01; 0,05 e 0,1% wt</p>	<p>*Com a concentração de nanopartículas de 0,1% wt, foi determinado o maior valor de resistência térmica à incrustação (1,07).</p>
Ho et al. (2019)	<p>*Retangular</p>	<p>*Condições de teste: Temperatura de entrada do fluido de trabalho é fixada em 40 °C, calor</p>

	$258 \leq R_e \leq 1549$ NP: Al ₂ O ₃ d=47,7 nm FB: H ₂ O Φ: 8% wt	fornecido pela fonte de alimentação na faixa de 1,2 – 6,8 W/cm ² . *A eficiência de transferência de calor média máxima (1,4) na entrada do dissipador de calor de minicanal foi registrada a uma concentração de 8% em peso e $R_e=1549$.
Sarafraz et al. (2019)	*Retangular $100 \leq R_e \leq 1600$ NP: GNP FB: H ₂ O Φ: 0,025; 0,05; 0,075 e 0,1% wt	*Condições de teste: Temperatura de entrada de 303 K, fluxo de calor imposto de 180 kW/m ² . *O nanofluido GNP/água aumentou o coeficiente de transferência de calor e o número de Nusselt em ~80%. *O desempenho térmico do sistema aumentou em 76%, evidenciando o impacto favorável das aplicações de resfriamento de nanofluidos constituídos de GNP / água.
do Nascimento et al. (2019)	*Redondo $50 \leq R_e \leq 750$ NP: Al ₂ O ₃ d=80 nm; SiO ₂ d=80 nm FB: H ₂ O Φ: 0,01 e 0,1% vol	*Condições de teste: Temperatura de entrada de 25 °C, velocidade mássica variando de 133 a 494 kg/m ² s. *Para velocidade de massa superior a 395 kg/m ² s, o gradiente CHF (fluxo de calor crítico) com o aumento da velocidade de massa é reduzido.
Zhao et al. (2019)	*Retangular *Cilíndrico $472 \leq R_e \leq 1198$ NP: TiO ₂ FB: H ₂ O Φ: 0,0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 e 0,5% wt	*Nanofluidos com fração de massa de 0,3 e 0,4% wt apresentam o melhor desempenho de resfriamento para estrutura de sulcos retangulares e estrutura de bojos cilíndricos, respectivamente. *Nanofluidos com baixa fração de massa (0,1 %wt) apresentam a maior eficiência exérgica.
Ajeel et al. (2020)	*Semicírculo *Trapezoidal $10000 \leq R_e \leq 30000$ NP: Al ₂ O ₃ d=20 nm; SiO ₂ d=20 nm FB: H ₂ O Φ: 1,0 e 2,0% vol	*Condições de teste: Temperatura de entrada 300 K. *Ao comparar os nanofluidos o melhor desempenho térmico de 1,94 foi registrado usando nanofluido de sílica em 2,0% vol com canal corrugado trapezoidal no número de Reynolds de 10.000.
Balaji et al. (2020)	*Retangular $250 \leq R_e \leq 1750$ NP: f-GnP FB: H ₂ O Φ: 0,01; 0,05; 0,1; 0,15 e 0,2% vol	*Condições de teste: Vazão mássica na faixa de 5 g/s - 30 g/s, entrada de calor variada de 50W - 200W. *A presença de nanofluidos realizados com f-GnP suspensas em água destilada no dissipador de calor produzem uma diminuição da temperatura do dissipador de calor em 10 °C e aumentam o coeficiente de transferência de calor por convecção e o número de Nusselt em 71% e 60%.
Awais e Kim (2020)	*Retangular $165 \leq R_e \leq 620$ NP: Al ₂ O ₃ FB: H ₂ O	*Condições de teste: Vazão volumétrica na faixa de 0,5 – 1,5 L/min, calor imposto de 325 W. *O dissipador de calor minicanal com a geometria otimizada do cabeçalho exibiu um coeficiente global de transferência de calor

	Φ : 0,0; 1,0 e 2,5% vol	17% maior e uma redução de 43% na queda de pressão.
Kumar e Sarkar (2020b)	*Retangular $150 \leq R_e \leq 460$ NP: Al ₂ O ₃ + MWCNT FB: H ₂ O Φ : 0,01% vol	*Condições de teste: Temperaturas de entrada de 20, 30 e 40 °C, fluxo de calor imposto de 50 W. *O máximo aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção foi observado para o nanofluido híbrido Al ₂ O ₃ +MWCNT (5:0). *O nanofluido híbrido Al ₂ O ₃ +MWCNT (5:0) apresentou a queda de pressão máxima em 51,2% em relação ao fluido de base a uma temperatura de entrada de 20 °C. *O critério de avaliação de desempenho (PEC) foi avaliado acima de 1 para todos os nanofluidos, o que conclui que os nanofluidos são a melhor opção em relação ao fluido convencional (água DI).
Li et al. (2020)	*Retangular $200 \leq R_e \leq 1400$ NP: C (partícula) FB: Acetona Φ : 0,025; 0,05; 0,075 e 0,1% wt	*Condições de teste: Fluxo de calor foi fixado em 180 kW/m ² , temperatura de entrada de 303 K. *O nanofluido carbono-acetona pode aumentar o valor do coeficiente de transferência de calor em ~ 73%. Foi obtido um aumento em 18,3% de queda de pressão com $Re = 1400$ e 0,1% wt.
Yang et al. (2021)	*Retangular (degrau) $1100 \leq R_e \leq 3000$ NP: TiO ₂ d=25 nm; SiO ₂ d=25 nm; Al ₂ O ₃ d=25 nm FB: H ₂ O Φ : 0,1; 0,2 e 0,3% vol	*Condições de teste: Temperatura de entrada 15 °C. *Quanto maior é a fração de volume e a altura do degrau, o coeficiente de transferência de calor aumenta. O aumento da altura do degrau aumenta a resistência ao fluxo.
Xu et al. (2021)	*Retangular NP: GOPs FB: H ₂ O Φ : 0,4% wt	*Condições de teste: Temperatura de entrada 27 °C, vazão volumétrica na faixa de 0,57 a 0,96 L/min, sinais de onda quadrada, triangular, dente de serra e senoidal para acionar a bomba (fluxos pulsantes). *Foi observado que o aumento da transferência de calor (fluxos pulsantes) gerados pela onda quadrada continua sendo o melhor.
Jung e Park (2021)	*Retangular $R_e = 10$ NP: Al ₂ O ₃ d=80 nm FB: H ₂ O Φ : 0,01% wt	*Condições de teste: Vazão volumétrica de 0,534 ml/min. *Quando o nanofluido foi utilizado como fluido de trabalho, a taxa de geração de entropia térmica foi 6,3% menor que o da água.
Azizi et al. (2022)	*Retangular $400 \leq R_e \leq 1300$ NP: Ag d=100 nm FB: H ₂ O Φ : 0,1; 0,45 e 0,8%	*Condições de teste: Fluxo de calor imposto de 56.8 kW/m ² , vazão volumétrica na faixa de 0,5 - 2,1 L/min. *A maior queda de pressão ($\approx 0,34$ bar) é registrada no máximo número de Reynolds e na máxima fração de nanopartículas.

	wt	
Alklaibi et al. (2022)	<p>*Placas</p> <p>$300 \leq R_e \leq 1000$</p> <p>NP: MWCNT+Fe₃O₄ d=20 nm FB: H₂O Φ: 0,05; 0,1; 0,2 e 0,3% vol</p>	<p>*Condições de teste: Vazão volumétrica na faixa de 3 - 7 L/min.</p> <p>*A utilização de nanofluidos híbridos permitiu obter valores de desempenho térmico maiores que 1, o valor máximo alcançado foi de 1,12 ocorrendo a 0,3% vol e vazão de 7 L/min.</p>
Nawaz et al. (2022)	<p>*Aletas de pino em formato quadrado</p> <p>$30 \leq R_e \leq 50$</p> <p>NP: GO FB: H₂O+EG Φ: 0,004; 0,0065 e 0,009% vol</p>	<p>*Condições de teste: Fluxo de calor imposto de 20 W, 35 W, e 50 W.</p> <p>*Quando foram comparados os resultados experimentais foi observado que as concentrações usadas de nanofluido apresentam melhor desempenho térmico em comparação com o fluido base devido ao aumento da transferência de calor e redução na resistência térmica.</p>
Presente trabalho	<p>*Retangular</p> <p>$400 \leq R_e \leq 2500$</p> <p>NP: Grafeno FB: H₂O Φ: 0,00025; 0,00075 e 0,00125% wt</p>	<p>*Condições de teste: Fluxo de calor imposto na faixa de 7,29 – 51,09 kW/m², vazão mássica entre 29 – 116 kg/s.m², temperatura de entrada de 25 e 45°C.</p> <p>*O maior incremento médio do coeficiente de transferência de calor registrado tem valor de 25,74% em relação a água destilada para a concentração H₂O+Graf_3. No desempenho termo-hidráulico o decréscimo mais significativo da resistência térmica média foi obtido pela concentração H₂O+Graf_3, teve um valor de 0,1748W/°C.</p>

3. CAPÍTULO III

METODOLOGIA

Para atingir o objetivo geral proposto que consiste em avaliar experimentalmente o desempenho térmico de um trocador de calor de microcanais operando com nanofluidos. Foram executadas previamente uma série de atividades que serão apresentadas neste capítulo. A primeira seção do capítulo mostra as características construtivas e propriedades geométricas do sistema de arrefecimento ativo testado no laboratório, assim como a análise aplicada para desempenho térmico do dispositivo de arrefecimento explorado. Na sequência, é apresentada a bancada experimental, mostrando em detalhe os instrumentos utilizados e as faixas de trabalho em que foram realizados os ensaios, sendo da mesma forma descrita a avaliação, verificação e validação da bancada experimental. Na terceira etapa é descrito o processo de produção, síntese e medição das propriedades termofísicas dos nanofluidos como viscosidade, massa específica, condutividade térmica, análise de estabilidade e morfologia. Finalmente, são apresentadas as incertezas das variáveis medidas e calculadas na análise deste estudo.

3.1 Sistema de resfriamento ativo

No estudo do sistema de resfriamento ativo foi utilizado um trocador de calor de microcanais de seção retangular. Este dispositivo utilizado nesta pesquisa, foi projetado e mecanizado por Fernandes (2017) sendo desenvolvido no Laboratório de Nano, Microfluídica e Microssistemas LabMEMS/COPPE/UFRJ.

Fernandes (2017) projetou um microtrocador de calor propondo uma geometria otimizada para um trocador de calor com 24 microcanais com seção retangular de 400 μm de largura, 945 μm de altura e 13 mm de comprimento e plenum de entrada/saída de forma trapezoidal. Com o intuito de aumentar a área ativa de arrefecimento e diminuir as diferenças de microcanal. Na Figura. 3.1 é ilustrado o perfil de velocidade por microcanal, representando na linha vermelha tracejada a média de velocidade nos microcanais, para uma vazão mássica de 20g/min.

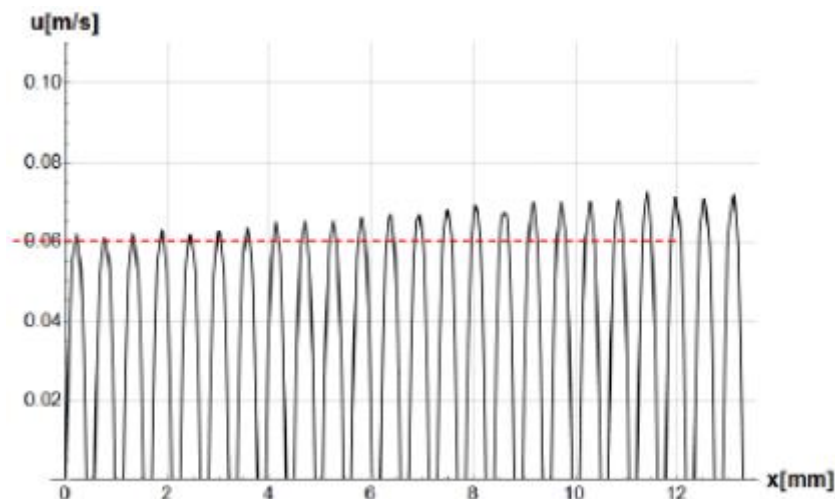


Figure 3.1 - Perfil de velocidade em cada microcanal. Fonte: Adaptado de Fernandes (2017).

3.1.1 Características

Nesta pesquisa foi utilizado o microtrocador projetado e construído por Fernandes (2017). Este dispositivo foi fabricado mediante um processo de micro usinagem utilizando jato água como fluido de corte, onde os microcanais foram gravados em uma base de alumínio, sendo realizados por um micro fresador com controle numérico computadorizado. Na Figura 3.2 são apresentadas dimensões geométricas do dispositivo utilizado como objeto de análise da presente pesquisa.

Na Figura. 3.2a, é observado que o microtrocador possui 6 furos com rosca padrão M3, que compreendem a área efetiva de arrefecimento do trocador. Sendo por sua vez constituído por plenum de entrada/saída do fluido e os microcanais. É importante salientar que os furos localizados sob a linha de centro do microtrocador ajudam na fixação deste dispositivo com a superfície que se deseja resfriar mediante porcas com um parafuso passante. Referente aos furos localizados nas esquinas servem para realizar a união entre a base e a tampa do microtrocador. Já na Figura. 3.2b, é visualizada a tampa do microtrocador que possui dois furos padrão de rosca M5. Os furos têm como função conter as duas peças de conexão de engate rápido com rosca M5 e entrada para mangueira de 4 mm.

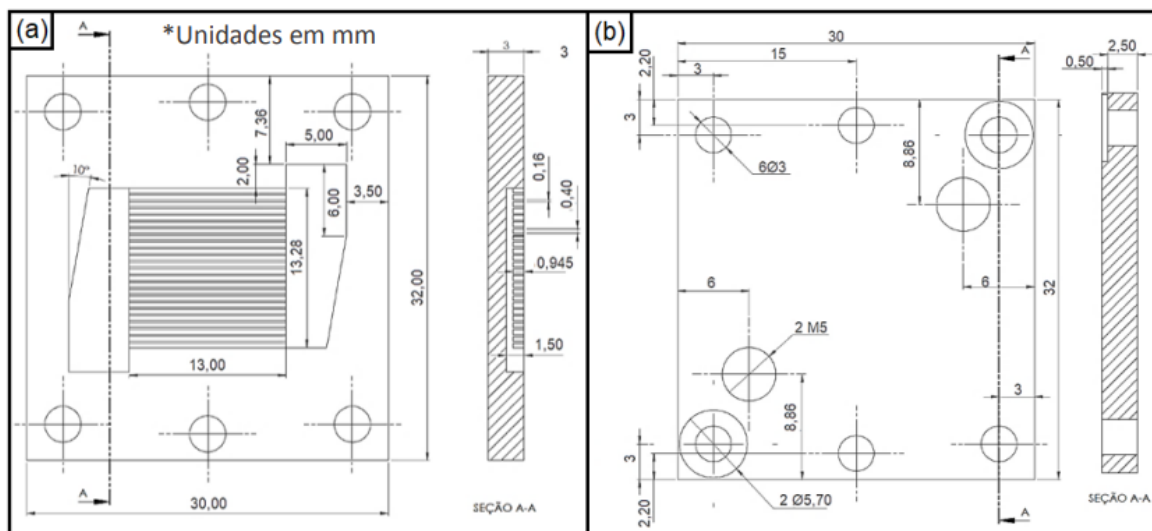


Figure 3.2 - Trocador de calor de microcanais. (a) Vista superior da base. (b) Vista superior do projeto da tampa. Fonte: Adaptado de Fernandes (2017).

Na Figura. 3.3a é mostrada a vista explodida do microtrocador. Enquanto na Figura. 3.3b e 3.3c são apresentadas as fotos do vedante, sendo utilizado um papel hidráulico com o intuito de vedar internamente o microtrocador, que por sua vez é a interface entre a base e a tampa do microtrocador. O modelo do papel hidráulico empregado é o modelo Papelão Fibra Aramida PH-400 do fabricante ASALIT com uma condutividade térmica média de 0,917 W/m.K.

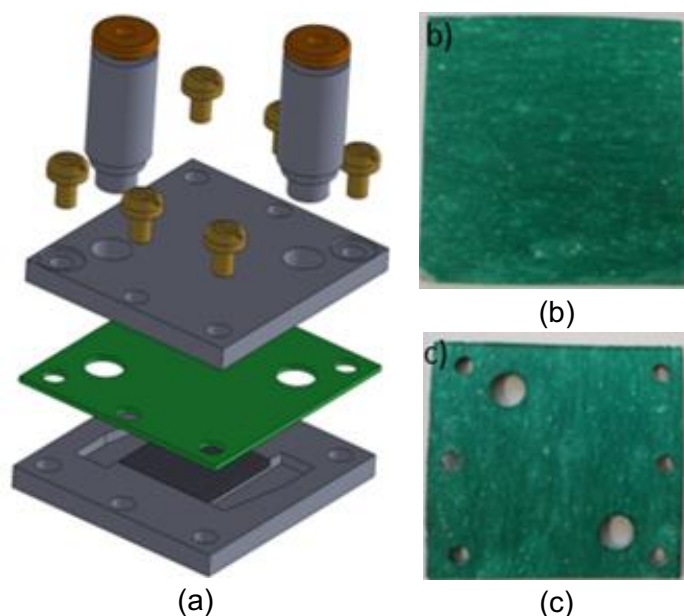


Figure 3.3 – Trocador de calor de microcanais. (a) Vista explodida da montagem. (b) Vedante antes do processo de furação. (c) Vedante após processo de furação.

3.1.2 Análise de transferência de calor

Para o modelamento e análise teórica do microtrocador de calor de microcanais foram realizadas as seguintes considerações:

- O fluxo de calor na base dos microcanais é constante.
- O sistema é adiabático (não há troca de calor com o ambiente).
- O escoamento dentro do microtrocador é monofásico em regime laminar.
- O sistema se encontra em regime permanente. (significando que as propriedades do fluido e os gradientes de temperatura no sistema são constantes).

Para estimar o desempenho térmico do dissipador de calor de microcanais é calculada a resistência térmica sendo utilizada a Eq. 3.1. Onde é considerada uma diferença linear entre a temperatura da base do microtrocador (T_b) e a temperatura do fluido na região de entrada dos microcanais (T_{in}) sobre a taxa de transferência de calor (Q) (Tan et al., 2017).

$$R_t = \frac{(T_b - T_{in})}{Q} \quad \text{Eq. 3.1}$$

Como observado experimentalmente a mudança de temperatura da entrada à saída do trocador de calor não é linear. Portanto, neste trabalho foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) para determinar a resistência térmica total do trocador de calor de microcanais. Neste método compreende a base da superfície do microtrocador (T_{bs}) e a temperatura do fluido na entrada (T_{in}) e a saída (T_{out}) do microtrocador de calor, conforme apresentado nas Eq. 3.2 e 3.3 (Saeed e Kim, 2018).

$$R_t = \frac{(LMTD)}{Q} \quad \text{Eq. 3.2}$$

$$LMTD = \frac{(T_{bs} - T_{in}) - (T_{bs} - T_{out})}{\ln\left(\frac{T_{bs} - T_{in}}{T_{bs} - T_{out}}\right)} \quad \text{Eq. 3.3}$$

É importante salientar que a resistência térmica total do microtrocador é composta por várias resistências térmicas que dependem de como o calor é transferido da base do microtrocador ao fluido. Uma delas é a resistência térmica de contato. Portanto, pode-se concluir que a transferência de calor desde a superfície aquecida do microtrocador de calor até o fluido acontece por condução e radiação. Conseqüentemente, a transferência de calor por condução é estimada a partir da lei de Fourier, onde a resistência é calculada entre a base do microtrocador e os microcanais (R_{b-mc}), sendo definida na Eq. 3.4. Onde e_{mt} é a espessura da base, k_{mt} é a condutividade térmica do microtrocador que depende do material e A_{mt} é a área térmica que pode ser calculado conforme expressado na Eq. 3.5. Na Figura 3.4 são ilustrados os principais parâmetros geométricos utilizados no cálculo da transferência de calor em um trocador de calor de microcanais.

$$R_{b-mc} = \frac{e_{mt}}{K_{mt} A_{mt}} \quad \text{Eq. 3.4}$$

$$A_{mt} = L_{mc} \cdot W_{mt} \quad \text{Eq. 3.5}$$

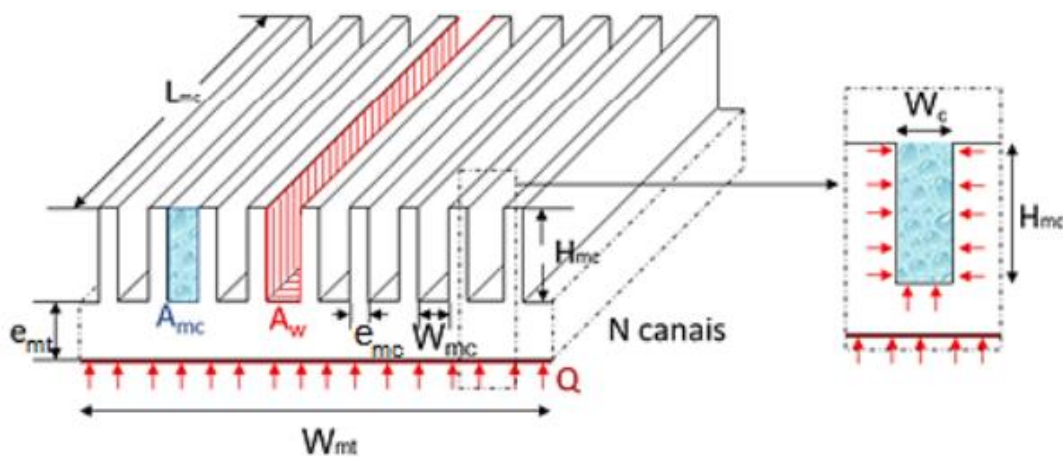


Figure 3.4 – Parâmetros geométricos utilizados no cálculo de transferência de calor no trocador de microcanais.

Sarafraz et al. (2018) calcularam a resistência térmica devido à convecção entre a superfície dos microcanais e o fluido utilizando a Eq. 3.6.

$$R_{mc-f} = \frac{1}{h_{mt} \cdot N_{mc} \cdot L_{mc} (W_{mc} + 2 \cdot \eta_{mc} \cdot H_{mc})} \quad \text{Eq. 3.6}$$

Onde, h_{mt} é o coeficiente de transferência de calor por convecção do microtrocador de calor, N_{mc} , L_{mc} , H_{mc} são respectivamente o número de microcanais, o comprimento, a largura e a altura dos microcanais. Finalmente, η_{mc} é a eficiência da aleta dos microcanais definida pela Eq. 3.7, onde K_{mc} é a condutividade térmica dos microcanais e e_{mc} é a espessura da parede entre os canais.

$$\eta_{mc} = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{mt}}{k_{mc} \cdot e_{mc}} \cdot H_{mc}}\right)}{\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{mt}}{k_{mc} \cdot e_{mc}} \cdot H_{mc}}\right)} \quad \text{Eq. 3.7}$$

Entretanto, na literatura autores como Lee et al. (2005) e Yazawa e Ishizuka (2005) constataram que a Eq. 3.6 pode ser simplificada na Eq. 3.8, considerando que a parede dos microcanais é isotérmica para dispositivos fabricados a partir de materiais de elevada condutividade térmica.

$$R_{mc-f} = \frac{1}{h_{mt} \cdot A_w} \quad \text{Eq. 3.8}$$

Onde A_w é a área dos microcanais que está em contato com o fluido conforme expressado na Figura. 3.4 pela cor vermelha, sendo calculado mediante a Eq. 3.9.

$$A_w = N_{mc} \cdot L_{mc} (W_{mc} + 2 \cdot H_{mc}) \quad \text{Eq. 3.9}$$

Consequentemente, neste trabalho foram utilizadas as Eq. 3.8 e 3.9, dado que o material utilizado no microtrocador é de alumínio, que possui uma condutividade térmica de 237 W/m.K para uma temperatura de referência de 27 °C.

Na Tabela. 3.1 são apresentados os valores dos parâmetros geométricos do trocador de calor de microcanais mostrados na Figura. 3.4.

Tabela 3.1 – Parâmetros geométricos do trocador de microcanais.

Descrição	Notação	Valor
Largura da área ocupada pelos microcanais	W_{mt}	13,28 mm
Largura de um microcanal	W_{mc}	400 μm
Altura de um microcanal	H_{mc}	945 μm
Espessura da parede entre microcanais	e_{mc}	160 μm
Comprimento dos microcanais	L_{mc}	13 mm
Espessura da base do trocador de calor de microcanais	e_{mt}	2,05 mm
Número de microcanais no trocador de calor	N_{mc}	24
Diâmetro hidráulico equivalente	D_h	562 μm
Razão de aspecto do microcanal	α	2,36
Área transversal de um microcanal	A_{mc}	0,378 mm ²
Área total de troca térmica nos microcanais	A_w	29,77 mm ²

3.2 Bancada experimental

Com o intuito de avaliar experimentalmente o desempenho térmico do trocador de calor de microcanais, foi utilizada a bancada experimental construída anteriormente por Peñaranda (2020). Neste estudo, este equipamento permite explorar as principais características de transferência de calor dos diferentes dispositivos que compõem o aparato experimental sob condições controladas. Na Figura. 3.5a apresenta o diagrama esquemático da bancada experimental, os componentes, sensores e instrumentação empregados na bancada experimental para estimar o desempenho térmico do trocador de calor de microcanais são descritos a seguir:

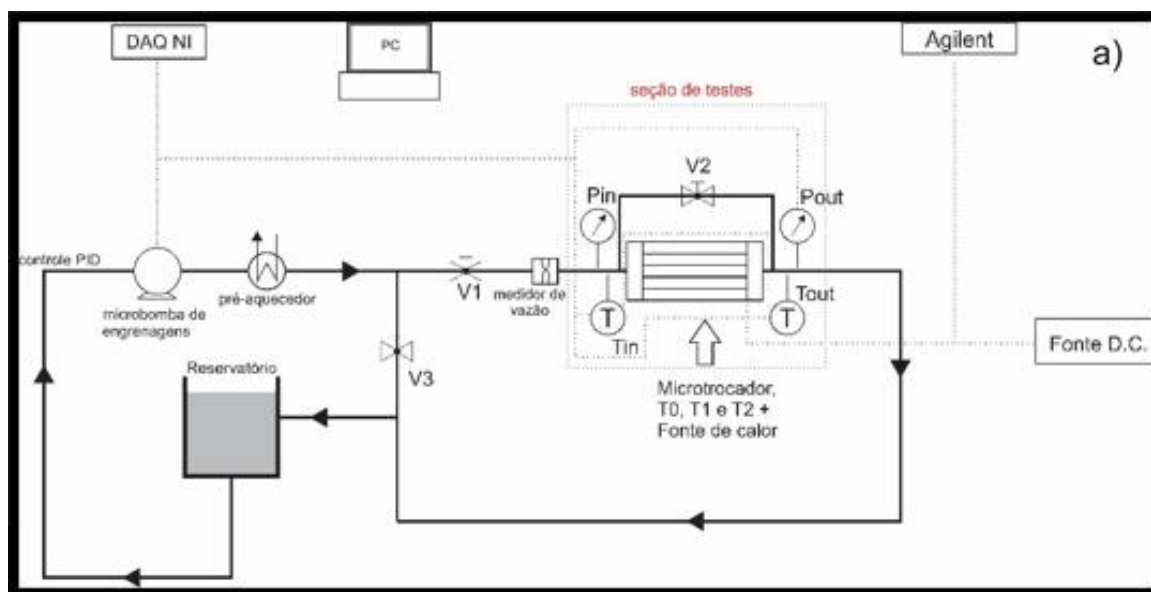


Figure 3.5 – Diagrama esquemático da bancada experimental.

3.2.1 Fonte de calor

Para manter as condições de teste controladas, é utilizada uma resistência tipo cartucho de 40 W e 12 V com diâmetro de 5,8 mm e 20 mm de altura. A resistência é situada dentro de uma base de cobre de $\frac{1}{4}$ " de 15 mm de comprimento soldado em uma placa plana de 35 x 21 mm², simulando a área de contato da célula multifunção como mostrado nas Figuras. 3.6a e 3.6b. É importante salientar que o espaço entre a resistência e o tubo que serve de suporte é preenchido com pasta térmica para facilitar a transferência de calor até o trocador de calor de microcanais. Finalmente, para minimizar a perda de calor da fonte para o ambiente foram colocadas duas camadas de isolante (lã de vidro e poliestireno) que cobrem toda a base de cobre com a resistência.

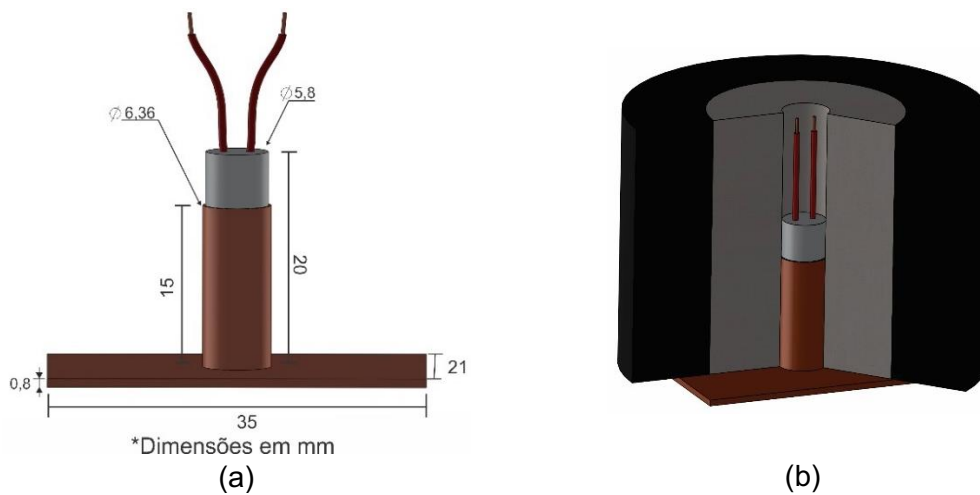


Figure 3.6 – Fonte de calor. (a) Resistência dentro da base de cobre. (b) Esquema da fonte de calor com isolantes.

Os valores de potência na resistência (taxa de transferência de calor fornecido) variaram de 5 W até 35 W, realizando incrementos de 10 W. A potência elétrica na resistência é variada manualmente mediante uma fonte D.C modelo MPC-3006D do fabricante Minipa com capacidade de 0-30 V e 0-3 A. para realizar a medição de potência foram utilizados multímetros Agilent 34411^a, sendo conectados ao sistema de aquisição de dados mediante protocolo GPIB IEEE488, como é ilustrado na Figura. 3.7.



Figure 3.7 – Controle da potência fornecida pela fonte de calor.

3.2.2 Pré-aquecedor

Para controlar a temperatura de entrada no trocador de calor de microcanais foi implementada uma etapa de preaquecimento, para aquecer o resfriar o fluido dependendo da condição de teste. Desta forma o fluido testado troca calor com água que esco a vazão de 5 l/min que fornece o banho térmico mostrado na Figura. 3.8. O banho térmico utilizado é controlado manualmente através de potenciômetros para regular a temperatura de teste adequada com uma precisão de $\pm 0,5$ °C.



Figure 3.8 – Banho termostático manual utilizado na execução dos testes.

3.2.3 Circuito hidráulico

O fluido de trabalho esco a través de tubos de nylon de 4 mm de diâmetro externo e 2 mm de diâmetro interno, os acessórios são de plástico para os cotovelos e

conexões T, com conexão de engate rápido para tubo de 4 mm. A válvula V1 tem como função regular inicialmente a vazão para a condição de teste a ser realizado, enquanto a válvula V2 adequa a mesma pressão de referência que é mensurada pelos transmissores de pressão, cada vez que o fluido de trabalho é trocado. Já a válvula V3 é uma válvula que garante o não retorno do fluido. Os componentes citados anteriormente são ilustrados na Figura. 3.9.

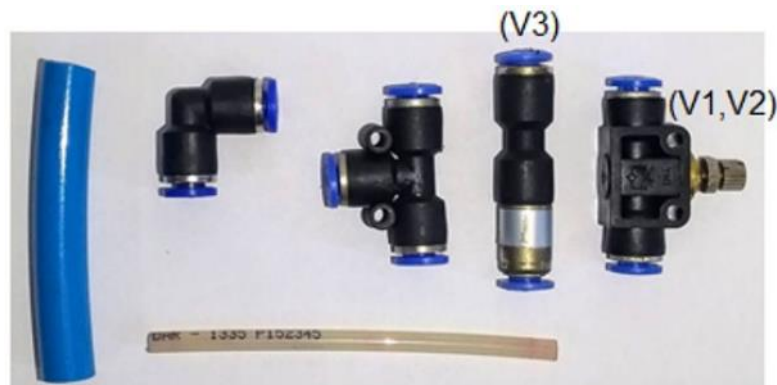


Figure 3.9 - Componentes do sistema hidráulico.

3.2.4 Reservatório térmico

O fluido de trabalho é contido em uma garrafa com capacidade de 300 ml, que possui dois conexões de entrada com conexões de engate rápido de 4 mm. Uma conexão com engate rápido é utilizada para saída à bomba para tubo de 10 mm.

3.2.5 Microbomba de engrenagens

A microbomba utilizada na presente pesquisa é uma bomba DC de 24 V com acoplamento magnético e driver de controle da série 200 da empresa US Solar Pump conforme ilustrada na Figura. 3.10. Segundo fabricante a bomba tem a capacidade de entregar uma vazão de até 3,5 l/min com uma queda de pressão máxima de 7 bar, com um consumo de energia de até 60 W. Dado que a microbomba permite manipular de forma manual mediante um potenciômetro a vazão fornecida ao sistema. Foi utilizado o controle PID projetado por Peñaranda (2020) para realizar os testes com uma maior confiabilidade obtendo uma precisão de $\pm 0,15$ ml/min. Na execução dos testes foi observado que é necessário atingir a condição de escoamento em regime laminar, sendo necessário trabalhar com baixos valores de vazão.



Figure 3.10 - Microbomba de engrenagens.

3.2.6 Medidor de vazão e filtro

A fim de conhecer o valor da vazão do fluido que circula através do trocador de calor de microcanais foi utilizado um medidor de vazão tipo turbina modelo FLR1007 da empresa OMEGA Engineering Inc. No entanto, devido a suas características construtivas este dispositivo possui não opere de forma eficiente para uso de líquidos com partículas superiores a 200 μm . Devido a característica intrínseca dos nanofluidos é bem sabido que existem aglomerações podendo originar partículas superiores à restrição do medidor de vazão. Por este motivo, foi utilizado um filtro de polipropileno de três camadas que têm a capacidade de filtrar as partículas em até 20 μm . O medidor de vazão e filtro são ilustrados nas Figuras. 3.11a e 3.11b, respectivamente.



(a)



(b)

Figure 3.11 - (a) Medidor de vazão. (b) Filtro.

3.2.7 Queda de pressão

Na avaliação experimental da queda de pressão foi utilizado um sensor de pressão diferencial modelo DR2F12BI do fabricante Rosemount. Para comprovar os valores de pressão diferencial medidos foram utilizados dois sensores de pressão piezo resistivos modelo PSI 420 do fabricante Zurich, que realizam a medição de pressão manométrica na entrada e saída do microtrocador de canais. Esses componentes são ilustrados na Figura. 3.12.

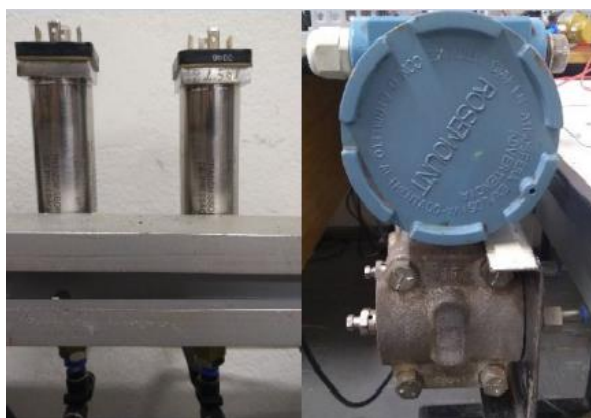


Figure 3.12 – Transmissores de pressão.

3.2.8 Temperaturas no trocador de calor de microcanais

Para poder realizar a medição da temperatura na interface entre a fonte de calor e a base do trocador de calor de microcanais foi utilizado um termopar de 0,8 mm de diâmetro de referência TT-T36SLE do fabricante OMEGA Engineering Inc. Sendo inserido em uma ranhura de 1 mm de profundidade e 15 mm de comprimento que está localizado no centro da peça. Além disso, foi colocada uma camada de pasta térmica na área de contato com a fonte de calor, para melhorar a condução de calor.

Para estimar os balanços energéticos, foram realizados furos de 1 mm de diâmetro com um ângulo de 45° nos tubos de nylon tanto na entrada e saída do microtrocador sendo utilizados a mesma referência dos termopares mencionados anteriormente. Além disso, também foram consideradas as temperaturas na posição do centro da face posterior do microtrocador e na fonte de calor, conforme ilustrado na Figura. 3.13.

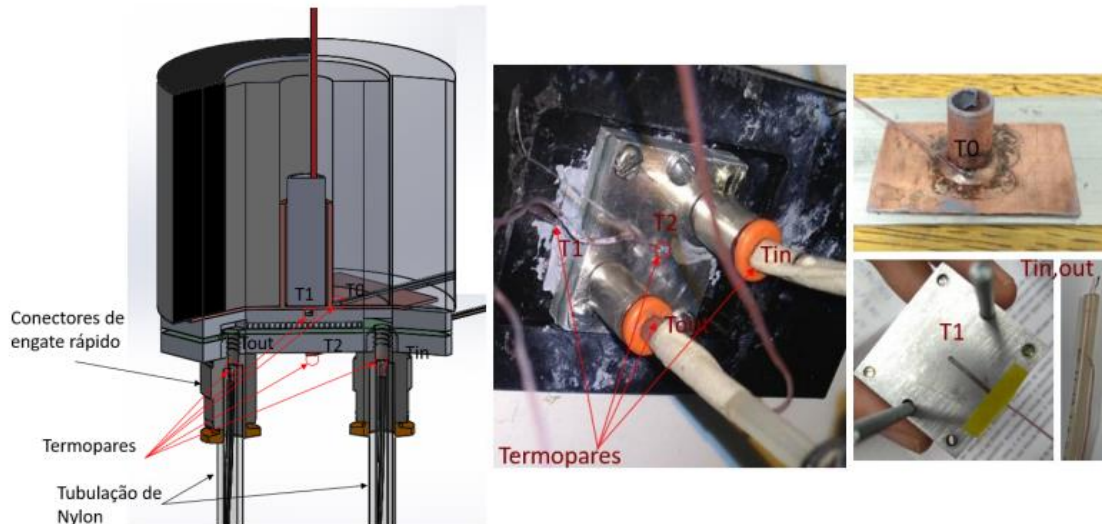


Figure 3.13 - Medição de temperatura no microtrocador. Fonte: Adaptado de Peñaranda (2020).

O ganho de calor no fluido (Q_f) pode ser expressado em função da diferença das temperaturas médias de entrada e saída, dado pelo princípio de conservação de energia para o escoamento de um fluido em regime permanente como mostrado na Eq. 3.10.

$$Q_f = \rho \cdot v \cdot C_p (T_{out} - T_{in}) \quad \text{Eq. 3.10}$$

3.2.9 Sistema de monitoramento e aquisição de dados

O monitoramento e sistema de aquisição de dados é composto por dois multímetros Agilent 34411A utilizado na mediação de potência que é inserida na resistência, um chassi NIcDAQ-9178 Compact DAQ USB de 8 slots conectado a 4 módulos de medição onde são realizadas as medições de temperatura, vazão volumétrica, pressão e controle de vazão mássica. Os módulos e suas especificações são apresentados na Tabela. 3.2. Todas as variáveis mencionadas anteriormente são processadas em um computador central, onde são registradas leituras a cada 3 segundos e são armazenadas em uma planilha de Excel para posteriormente realizar o processamento dos dados. A aquisição de dados é realizada em tempo real mediante uma interface homem-máquina (HMI) desenvolvida no software LabView® conforme mostrado Figura. 3.14, no qual são ilustradas todas as variáveis mencionadas anteriormente.

Tabela 3.2 – Instrumentos que compõem o sistema de monitoramento.

Modulo	Instrumento	Grandeza	Sinal
Agilent 344411A	Voltímetro	Tensão	0-100 V
	Amperímetro	Corrente	0-10 A
NI9214	Termopares	Temperatura	μ V
NI9401	Medidor de vazão	Vazão volumétrica	0-5 V
NI9210	Microbomba	Tensão	0-5 V
NI9203	Transmissor de pressão	Pressão manométrica	4-20 mA
	Transmissor de pressão diferencial	Pressão manométrica	4-20 mA

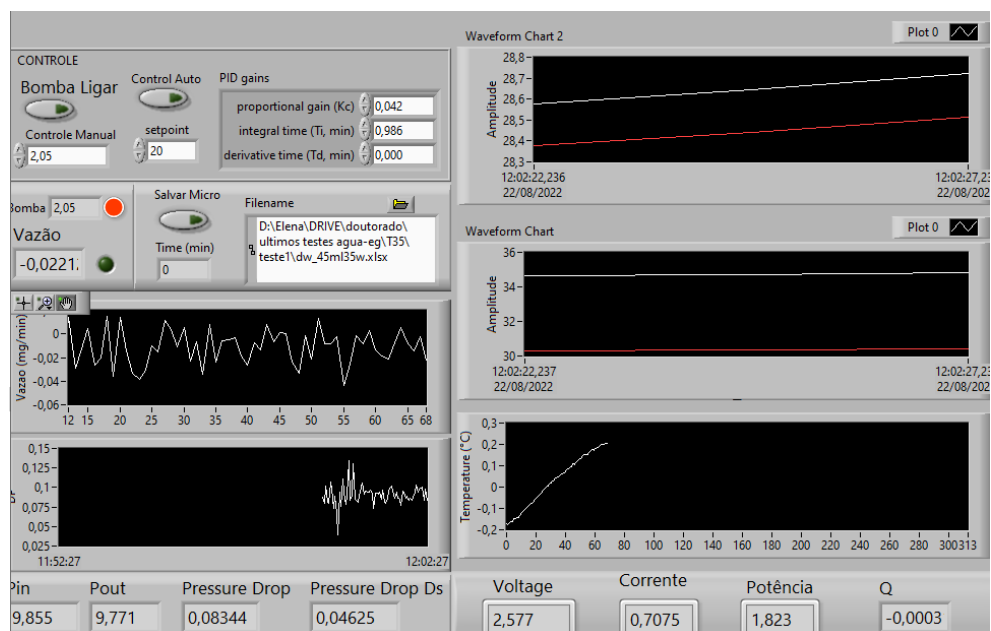


Figure 3.14 - Tela principal da interface gráfica em LabView®.

3.3 Validação da bancada experimental

Uma vez verificado na bancada experimental a ausência de vazamentos no circuito hidráulico, é constatado o bom funcionamento da bomba de engrenagens, sistema de pré-aquecimento, fonte de calor, sensores de temperatura, vazão e pressão e controle de vazão, aliado com o correto funcionamento do sistema de aquisição e armazenamento de dados. Foram realizados testes preliminares no trocador de calor de microcanais com o objetivo de validar as condições de teste atingidas.

Na análise dos dados obtidos experimentalmente foram validados inicialmente utilizando água destilada como fluido de referência. Os dados foram comparados com os resultados obtidos por Peñaranda (2020) que também utilizou água destilada como fluido inicial. Consequentemente, para explorar os pontos de operação do aparato experimental o microtrocaador de calor sendo isolado e os testes foram conduzidos sob diferentes temperaturas de entrada do fluido, fluxo de calor imposto no sistema e vazão mássica. Na Tabela. 3.3 são apresentadas as condições de teste anteriormente mencionadas, obtendo no total 48 experimentos realizados no laboratório. Além disso, é importante salientar que foram efetuadas réplicas aleatórias para verificar que não existem erros sistemáticos no sistema.

Tabela 3.3 – Testes preliminares no microtrocaador.

Fluido de trabalho	T_{in} [°C]	Q_e'' [kW/m ²]	\dot{V} [ml/min]
Água destilada	25	$\approx 7,29$	15
		$\approx 21,89$	30
	35	$\approx 36,49$	45
		$\approx 51,09$	60

3.3.1 Balanço de energia

Para validar a bancada experimental, foi realizado um balanço de energia na seção de testes fazendo uma comparação entre a potência elétrica na resistência tipo cartucho que é fornecido na seção de teste (Q_e), com o calor dissipado no trocador de calor de microcanais (Q_c), dessa forma é calculado o erro entre os dois parâmetros mediante a Eq. 3.11.

$$erro = \left[1 - \frac{Q_c}{Q_e} \right] \cdot 100 \quad \text{Eq. 3.11}$$

Dado que os testes foram realizados com o microtrocaador de calor isolado a taxa de transferência de calor no trocador foi estimado considerando a Eq. 3.12.

$$Q_c = Q_f + Q_{conv} \quad \text{Eq. 3.12}$$

Para o cálculo de calor por convecção foi utilizado o coeficiente de transferência de calor por convecção mediante a equação Eq. 3.13. onde o comprimento característico L_d nas paredes verticais e na superfície horizontal foram calculados mediante as Eq. 3.14 e 3.15.

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot k_f}{L_d} \quad \text{Eq. 3.13}$$

$$L_{d,v} = 2 \cdot H_{mt} \quad \text{Eq. 3.14}$$

$$L_{d,h} = \frac{4 \cdot A}{P} \quad \text{Eq. 3.15}$$

Onde H_{mt} é a altura da base e da tampa do microtrocador, ou seja, a altura da lateral. Enquanto A e P são a área e o perímetro da superfície horizontal, respectivamente. O número de Nusselt nas paredes verticais e horizontais do microtrocador estimado de acordo com as Eq. 3.16 e 3.17.

$$Nu_v = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad \text{Eq. 3.16}$$

$$Nu_h = 0,54 \cdot Ra^{1/4} \quad \text{Eq. 3.17}$$

A perda total de calor por convecção é dada pela soma do calor perdido nas paredes verticais e na superfície horizontal do microtrocador de calor. Conforme observado na Eq.18.

$$Q_{conv} = Q_{conv,v} + Q_{conv,h} \quad \text{Eq. 3.18}$$

Desta forma, as Figuras. 3.15a, 3.15b e 3.15c apresentam os resultados da comparação o calor fornecido ao sistema Q_e e o calor calculado no trocador de microcanais Q_c , para os testes realizados a temperaturas de entrada de 25, 35 e 45 °C.

Observando os gráficos é possível inferir que conforme a temperatura de entrada do fluido aumenta existe uma maior dispersão dos dados. Da mesma forma é constatado que o desvio médio foi de 10,14 % para as três condições de temperatura ficando na faixa de erro de $\pm 10\%$.

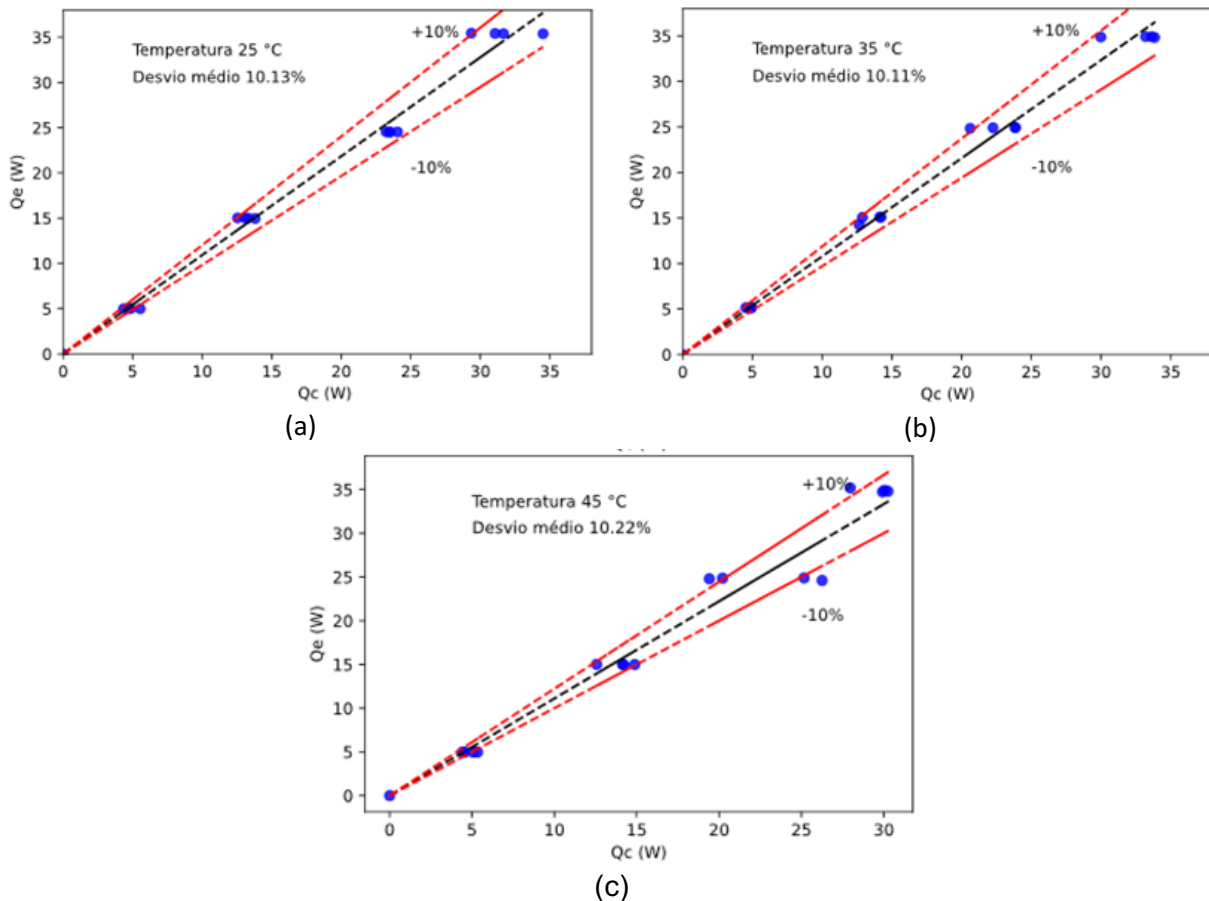


Figure 3.15 – Comparação entre o calor fornecido ao sistema (Q_e) VS o calor fornecido ao trocador de calor de microcanais (Q_c) operando com água destilada.

3.3.2 Coeficiente de transferência de calor

Realizando balanços de energia na superfície interna dos microcanais, pode-se afirmar que o calor transferido do microtrocador ao fluido por convecção é igual ao ganho pelo fluido como expressado anteriormente na Eq. 3.10. Desta maneira o coeficiente de transferência de calor por convecção ao fluido é calculado pela Eq. 3.19, onde a diferença de temperatura média logarítmica é definida pela Eq. 3.20.

$$h_f = \frac{Q_f}{A_w.LTDM} \quad \text{Eq. 3.19}$$

$$LMTD_{conv} = \frac{(T_{bi} - T_{in}) - (T_{bi} - T_{out})}{\ln\left(\frac{T_{bi} - T_{in}}{T_{bi} - T_{out}}\right)} \quad \text{Eq. 3.20}$$

Onde T_{bi} é a temperatura interna da parede do microcanal que relaciona a temperatura da base superior T_{bs} de acordo com a Eq. 3.21. obtida a partir do conceito de resistência térmica que modela o processo difusivo do calor transferido na base do trocador de calor de microcanal.

$$T_{bi} = T_{bs} - \frac{Q_e \cdot A_{mt} \cdot e_{mt}}{K_{mt}} \quad \text{Eq. 3.21}$$

Por fim, é estimado número de Nusselt mediante a Eq. 3.22, onde K_f é a condutividade térmica do fluido de trabalho.

$$Nu = \frac{h_f \cdot Dh}{K_f} \quad \text{Eq. 3.22}$$

Todas as propriedades dos fluidos utilizados nesta pesquisa foram calculadas considerando a temperatura média do fluido entre a temperatura de entrada e saída na seção de teste, sendo considerada como a temperatura de referência. Nos cálculos dos balanços energéticos para a água destilada, as propriedades termofísicas foram determinadas em função da temperatura através do software EES.

Como realizado anteriormente por Peñaranda (2020) a validação da transferência de calor por convecção foi realizada comparando os dados experimentais obtidos nesta pesquisa com os dados teóricos obtidos do modelo expressado na Eq. 3.23 de Sieder e Tate (1936) na condição de escoamento plenamente desenvolvido e em regime laminar. Onde μ_{bi} é a viscosidade dinâmica do fluido calculada considerando a temperatura interna da parede do microcanal T_{bi} como referência.

$$Nu = 1,86 \left[\left(\frac{Dh}{L_{mc}} \right) \cdot Re \cdot Pr \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{bi}} \right)^{0,14} \quad \text{Eq. 3.23}$$

A comparação entre os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção obtido mediante os dados experimentais com os dados teóricos aplicando o modelo de Sieder e Tate (1936) é apresentado na Figura. 3.16.

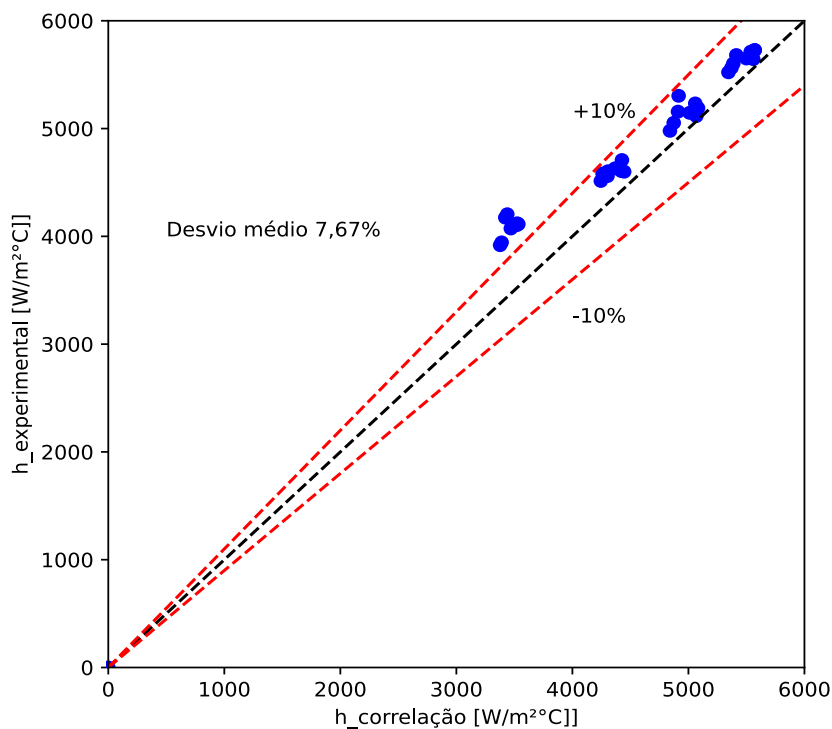


Figure 3.16 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor avaliado experimentalmente com os dados teóricos de Sieder e Tate (1936).

Como constatado na Figura. 3.16, a grande maioria dos dados experimentais obtidos do coeficiente de transferência de calor estão dentro da faixa de erro de $\pm 10\%$, apresentando um desvio médio de $7,67\%$ em relação ao modelo teórico.

3.3.3 Fator de atrito

Com os resultados obtidos dos transmissores de pressão em conjunto com os dados obtidos pelo transdutor diferencial, foi estimado o fator de Darcy do fluido que

escoa no trocador de calor de microcanais mediante a Eq. 3.24, onde V é a velocidade média do fluido.

$$f_{\text{exp}} = \frac{\Delta P_{\text{exp}} \cdot Dh}{2 \cdot L_{mc} \cdot \rho \cdot V^2} \quad \text{Eq. 3.24}$$

Os valores calculados para o fator de atrito em base aos dados experimentais foram comparados com a distribuição de Hagen-Poiseuille descrita na Eq. 3.25.

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad \text{Eq. 3.25}$$

3.4 Preparação das amostras de nanofluido

Na literatura é constatado que o principal problema dos nanofluidos são devido à aglomeração das nanopartículas no fluido base. Por tanto, nos últimos anos diversas técnicas de preparação têm sido utilizadas para manter uma suspensão uniforme e estável, com pouca aglomeração de nanopartículas, sem alterar as propriedades termofísicas do fluido.

Os nanofluidos podem ser produzidos mediante duas formas, sendo conhecidos na literatura como o método de um passo e o método de dois passos. No método de um passo, as nanopartículas e o fluido base são dispersados simultaneamente aplicando métodos químicos ou físicos, como a deposição de vapor químico. Enquanto no método de dois passos, as nanopartículas estão na forma de pó ultrafino para depois ser dispersada no fluido base mediante fontes externas. Desta maneira, na presente pesquisa foram produzidos nanofluidos através do método de dois passos utilizando nanopartículas de grafeno. O fluido base utilizado foi água destilada. As características morfológicas das nanopartículas são apresentadas a seguir na Tabela. 3.4. Com o intuito de analisar a influência da concentração de grafeno na performance do microtrocador, produziu-se três nanofluidos diferentes, ϕ (wt) = 0,00025%, 0,00075% e 0,00125%. A baixa concentração é devido ao limite imposto pelo medidor de vazão e pelo fato de altas concentrações de nanopartículas serem mais suscetíveis a aglomerações.

Tabela 3.4 – Características das nanopartículas de grafeno utilizadas na produção do nanofluido.

Propriedades da solução Grafeno/H ₂ O	Grandeza
Espessura da nanopartícula	0,55 – 3,74 [nm]
Pureza	> 90 %
Concentração de nanopartículas	5 % em massa
Número de camadas	50
Área superficial específica da nanopartícula	> 500 [m ² /g]
Massa específica da nanopartícula	2100 [kg/m ³]
Calor específico da nanopartícula	0,710 [kJ/kg.K]
Condutividade térmica da nanopartícula	5000 [W/m.K]

Fonte: Adaptado de Cárdenas (2017).

Na preparação do nanofluido, primeiramente são calculadas as massas de nanopartículas para cada concentração e quantidade do fluido base, para obter as concentrações em volume das nanopartículas, conforme foi empregada a Eq. 3.26.

$$\phi = \frac{m_n / \rho_n}{m_n / \rho_n + m_{fb} / \rho_{fb}} \quad \text{Eq. 3.26}$$

Onde m_n e m_{fb} são a massa da nanopartícula e do fluido base, enquanto ρ_n , e ρ_{fb} é a massa específica da nanopartícula e fluido base, respectivamente. Realizando o cálculo de volume necessário para realizar os testes na bancada experimental sendo aproximadamente 300 ml, sendo estabelecido um volume final de produção de nanofluido de 1000 ml. Desta forma, o restante de fluido é utilizado para realizar a medição de viscosidade, assim como testes de repetibilidade na bancada.

3.4.1 Síntese de nanofluidos

Na produção de nanofluido de grafeno a base de água destilada (H₂O) foi utilizado um sonicador de elevada frequência seguindo a metodologia aplicada por diferentes trabalhos aplicados no laboratório, por exemplo no caso de Cárdenas (2019) e Cárdenas (2017), conforme descrito na Figura. 3.17. Consequentemente, foram realizadas medições de massa da nanopartícula e fluido base antes de sintetizar o

nanofluido. Seguidamente, o fluido base e nanopartículas são misturados entre si com ajuda de um agitador e posteriormente é usado um sonicador de alta frequência.

O recipiente contendo o nanofluido foi colocado dentro de um banho de água gelada, com o intuito de evitar o aquecimento do nanofluido durante a sonicação. O sonicador utilizado é do fabricante Qsonica que possui uma frequência de trabalho de 20 kHz e potência de até 500 W. Para cada concentração o nanofluido foi sonicado em períodos de 5s/2s durante 40 min com 75 % da potência máxima do equipamento. O sonicador utilizado neste estudo é apresentado na Fig. 3.18.

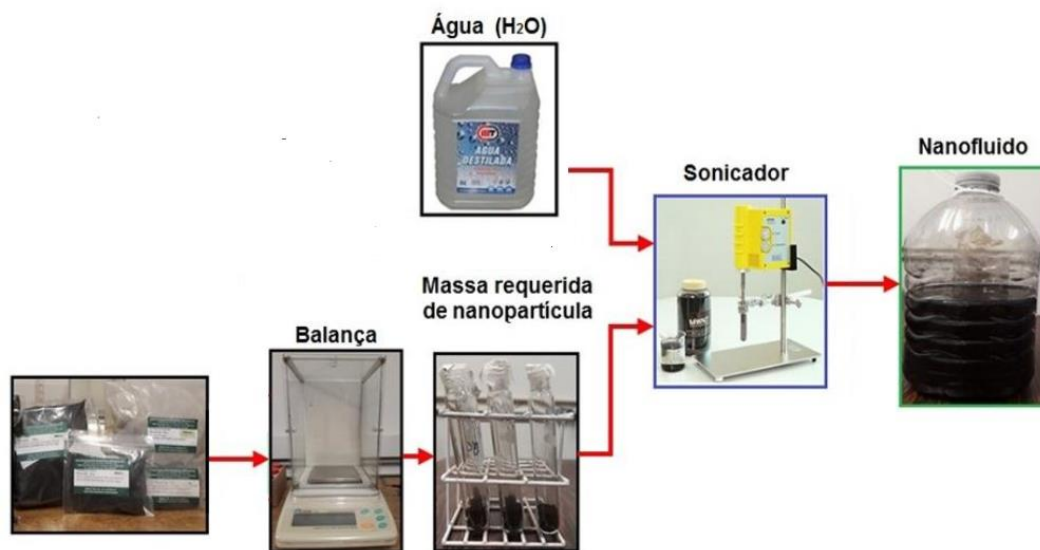


Figure 3.17 – Processo de produção de nanofluidos.

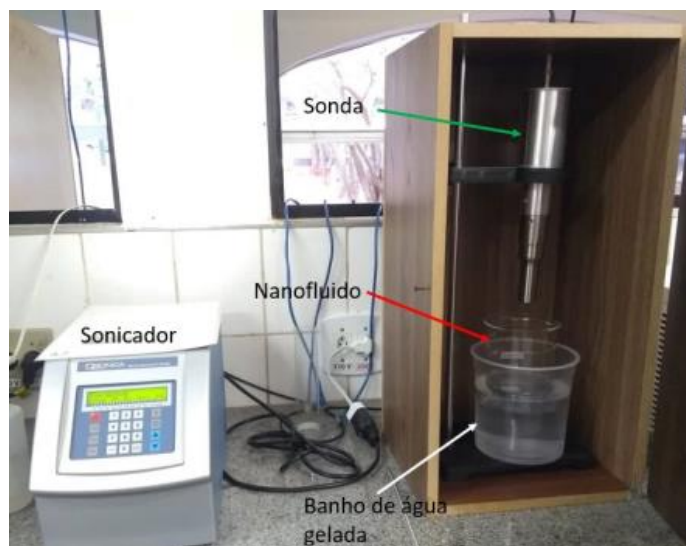


Figure 3.18 – Sonicação dos nanofluidos.

Na Tabela. 3.5 são apresentadas as concentrações e composição dos nanofluidos que foram produzidos e testados na bancada experimental.

Tabela 3.5 – Descrição das amostras dos nanofluidos produzidos.

Nome da amostra	Nanopartícula/espessura [nm]	Fluido base	wt [% massa]
H ₂ O+Graf_1	0,55 – 3,74	H ₂ O	0,00025
H ₂ O+Graf_2	0,55 – 3,74	H ₂ O	0,00075
H ₂ O+Graf_3	0,55 – 3,74	H ₂ O	0,00125

Com o objetivo de comprovar visualmente a estabilidade dos nanofluidos produzidos, foram separadas quantidades menores (<100 ml) em recipientes de plástico transparente e deixados em inatividade. Na Figura. 3.19 é ilustrado o registro fotográfico realizado para os nanofluidos de grafeno tendo como fluido base a água destilada. Onde a Figura. 3.19a apresenta a amostra do nanofluido após o processo de produção, a Figura.3.19b após de dois dias de produção e finalmente na Figura. 3.19c depois de cinco dias de produção.

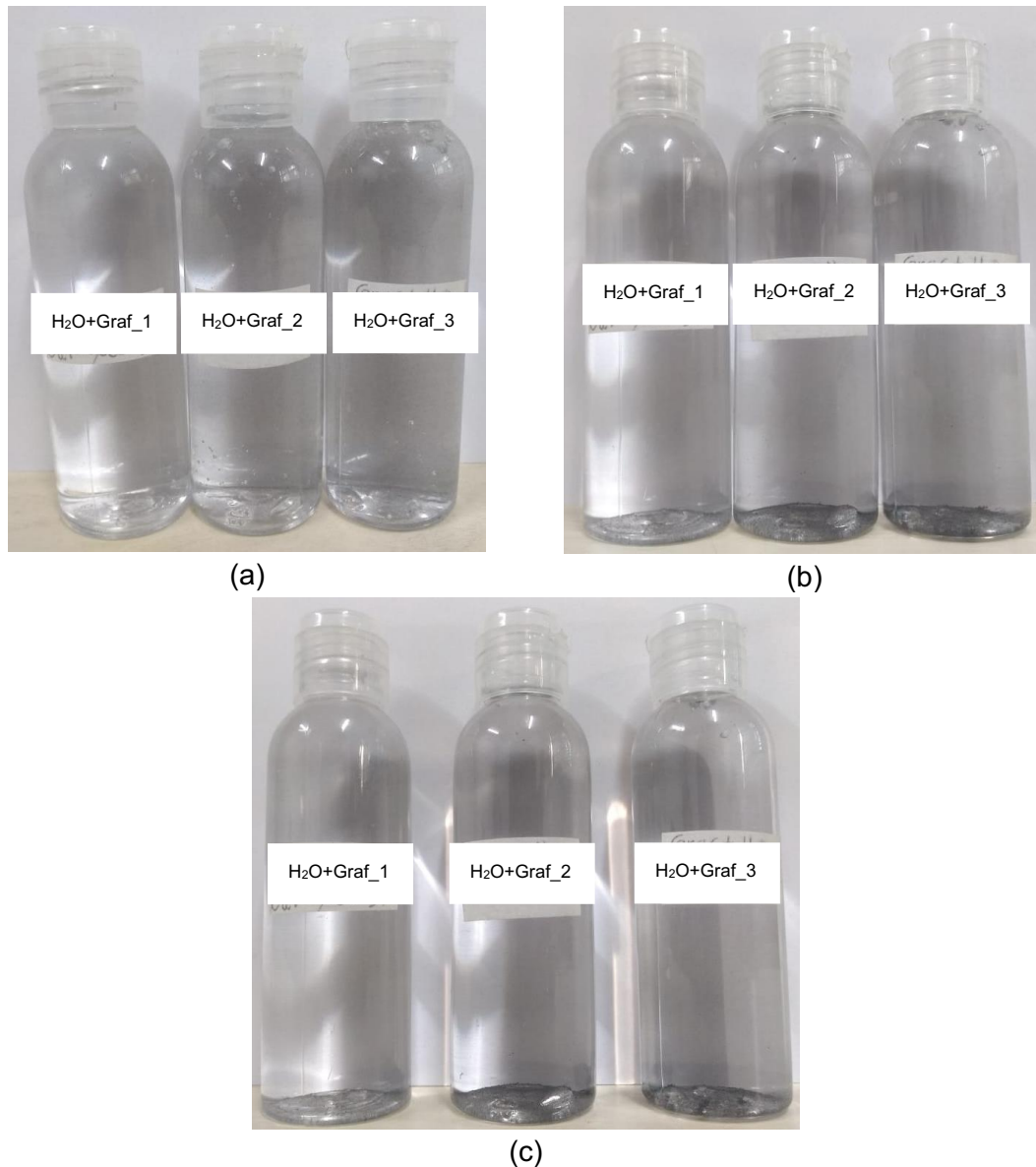


Figure 3.19 – Amostras dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada. (a) Após a produção. (b) Após 2 dias de produção. (c) Após 5 dias de produção.

Da Figura. 3.20d é constatado que com o decorrer dos dias o nanofluido com 0,00125 % de nanopartículas de grafeno, apresentou maior sedimentação após de cinco dias de sua produção em comparação aos nanofluidos com nanopartículas de grafeno de 0,00075 % e 0,00025 %. Isto é devido ao tamanho da nanopartícula que favorece ao aumento de sedimentação e pode ser descrito mediante a Lei de Stokes mostrada na Eq. 3.27.

$$V_s = \frac{2r^2}{9 \cdot \mu_{fb}} (\rho_{np} - \rho_{fb}) g \quad \text{Eq. 3.27}$$

Da Eq. 3.27 é observado que V_s é a velocidade de sedimentação das partículas, r é o raio da partícula, μ_{fb} é a viscosidade do meio líquido, ρ_{np} e ρ_{fb} é a massa específica das nanopartículas e do meio líquido, respectivamente, g é a aceleração devido à gravidade. De acordo com a Eq. 3.27, a velocidade de sedimentação pode ser diminuída utilizando nanopartículas de menor tamanho.

3.4.2 Propriedades termofísicas dos nanofluidos

Logo da produção dos nanofluidos foram obtidos experimentalmente os valores da viscosidade, massa específica e condutividade térmica no laboratório LEST-Nano. Para posteriormente realizar os cálculos pertinentes de desempenho térmico. Os equipamentos utilizados na medição destas propriedades são listados a seguir.

Viscosidade dinâmica e massa específica

A viscosidade dinâmica e massa específica foram mensuradas pelo viscosímetro modelo Stabinger™ SVM™ 3000 da empresa Anton Paar conforme ilustrado na Figura. 3.20. A viscosidade dinâmica e massa específica dos nanofluidos foram testadas em uma faixa de temperatura de 10 a 50 °C com incrementos de 10 °C. Para cada condição de teste atingida foram realizadas 5 réplicas de forma que os resultados obtidos tenham uma maior confiabilidade dado que é calculada a média aritmética. Na Tabela. 3.6 são sumarizadas as incertezas proporcionadas pelo fabricante.

Tabela 3.6 – Incertezas do equipamento propiciadas pelo fabricante.

Parâmetro	Faixa de medição	Incerteza de medição
Viscosidade dinâmica	0,2 a 20.000 [mpa.s]	± 0,35 %
Massa específica	0,65 a 3 [g/cm ³]	± 0,0005 g/cm ³
Temperatura	-56 a 105 [°C]	± 0,02 °C

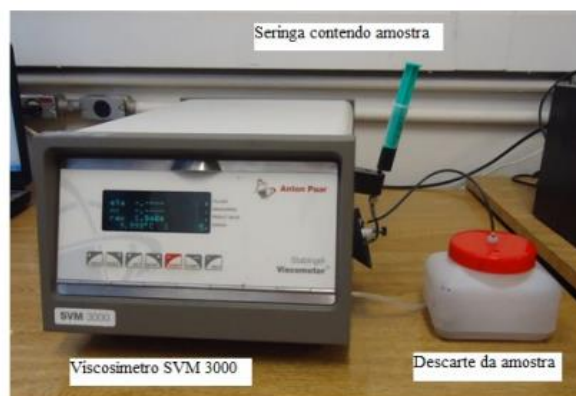


Figure 3.20 – Dispositivo utilizado na medição de viscosidade dinâmica e massa específica. Fonte: Adaptado de Cárdenas (2019).

Condutividade térmica

Na medição de condutividade térmica foi empregado o dispositivo THB1 – Transient Hot Bridge do fabricante Linseis sendo apresentado na Figura. 3.21. Este equipamento realiza a medição através do método transiente da ponte quente o qual segue a norma (DIN EM 993-14, DIN EM 993-15), e possui uma faixa de medição de condutividade de 0,1 a 1 W/m.K com incerteza menor a 2%. As medições de condutividade térmica foram realizadas em uma faixa de temperatura de 10 a 50 °C com incrementos de 10 °C. É importante salientar que por cada valor de temperatura foram realizadas 10 medições. Para seguidamente realizar a média aritmética dos valores obtidos.

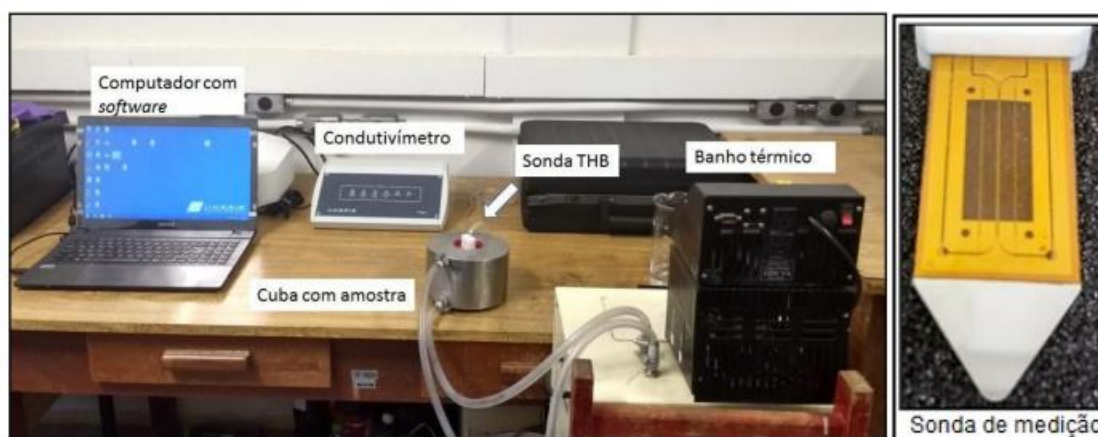


Figure 3.21 – Dispositivo utilizado na medição de condutividade térmica. Fonte: Adaptado de Oliveira (2018).

3.5 Análise de incertezas

Para estimar as incertezas das variáveis mensuradas pelos instrumentos de medição foi empregada a metodologia utilizada por Peñaranda (2020). Sendo as incertezas calculadas pelo método da lei de propagação de incertezas pelo software EES. É importante salientar que os cálculos das incertezas das variáveis independentes foram realizados para um intervalo de confiança de 95%. Esses resultados são listados a seguir na Tabela. 3.7.

Tabela 3.7 – Incertezas das variáveis mensuradas pelos instrumentos de medição.

Parâmetro	Instrumento	Faixa de medição	Incerteza
m	Balança BK-500	0,01 a 510 g	± 0,01 g
V	Agilent 34411A	0 a 100 V	± 0,01 V
I	Agilent 34411A	0 a 10 A	± 0,001 A
\dot{V}	Medidor de vazão tipo turbina	13 a 100 ml/min	± 0,8 %
ΔP	Transmissor de pressão diferencial	0 a 50 kPa	± 0,2 %
P_{in} e P_{out}	Transmissor de pressão	0 a 50 kPa	± 0,125 kPa
T	Termopar tipo T	-200 a 350 °C	± 0,3 °C

Para estimar as incertezas que dependem das medições realizadas no laboratório foi utilizado o método proposto por Holman (1994). Holman especifica no seu trabalho que a incerteza de um parâmetro secundário R, depende dos parâmetros primários obtidos através das medições independentes, $x_1, x_2, x_3 \dots x_n$ que neste caso representam as temperaturas, pressão e velocidade mássica do aparato experimental. As expressões matemáticas genéricas utilizadas para estimar o cálculo de incerteza do fator de atrito e do número de Nusselt de acordo com as Eq. 3.28 e 3.29.

$$R = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad \text{Eq. 3.28}$$

$$W_R = \left[\left(\frac{\delta R}{\delta x_1} \cdot w_1 \right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\delta x_2} \cdot w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta R}{\delta x_n} \cdot w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Eq. 3.29}$$

Desta forma, na Tabela. 3.8 são apresentadas as incertezas das variáveis calculadas que dependem das medições no laboratório.

Tabela 3.8 – Incertezas das variáveis calculadas que dependem das medições realizadas no laboratório.

Parâmetro	Incerteza
Nu_f	$\pm 9,5 \%$
h_f	$\pm 8,8 \%$
f	$\pm 5,5 \%$
Re	$\pm 4,1 \%$
T_{mf}	$\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
R_T	$\pm 5,1 \%$
\dot{Q}_f	$\pm 4,6 \%$
\dot{Q}_e	$\pm 1,2 \%$

4. CAPÍTULO IV

ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1 Método de arrefecimento ativo (trocador de calor de microcanais)

Para fazer a avaliação do desempenho térmico do trocador de calor de multi-microcanais é preciso verificar o balanço de energia da bancada experimental (secção 3.3.1), após fazer os testes da avaliação com água destilada como fluido de referência foram obtidos valores de coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão, que são parâmetros muito importantes na avaliação do desempenho termo hidráulico dos fluidos avaliados no trocador de microcanais. A realização dos experimentos foram levando em consideração as condições experimentais da Tabela. 4.1. Para cada concentração de nanofluidos ($H_2O + Graf$) foram realizados 32 experimentos, sendo realizados um total de 144 experimentos considerando todas as amostras de nanofluido e água destilada (fluido de referência).

Os dados obtidos dos testes realizados com o fluido de referência permitem o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção e é feita uma comparação com as correlações de Sieder e Tate (1936) e Shah e London (1978) em escoamento laminar plenamente desenvolvido. A seguir, os resultados do coeficiente de transferência por convecção das amostras de nanofluidos e do fluido base são apresentados.

Tabela 4.1 - Parâmetros operacionais dos experimentos.

T_{in} [°C]	Q_e'' [kW/m ²]	\dot{V} [ml/min]	Regime
	≈ 7,29	15	Laminar
25	≈ 21,89	30	Laminar
45	≈ 36,49	45	Laminar
	≈ 51,09	60	Laminar

Por outro lado, foi feito uma análise da queda de pressão e o fator de atrito das diferentes concentrações de nanofluidos de grafeno testados nos trocadores de calor de microcanais, foram comparados os dados experimentais para o fluido base com

correlações encontradas na literatura. Por fim, foi feita uma análise do desempenho termo hidráulico para ter uma melhor caracterização dos nanofluidos testados.

4.1.1 Coeficiente de transferência de calor por convecção

Seguindo a metodologia para a realização dos ensaios foi obtido o coeficiente de transferência de calor por convecção com os dados experimentais para o fluido de referência (água destilada), por meio da Figura 4.1a é observado o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção, $h_{exp} [W/m^2\cdot C]$, em função da variação da velocidade mássica, $G [kg/sm^2]$, e na Fig 4.1b em função do regime de fluxo, $Re[-]$.

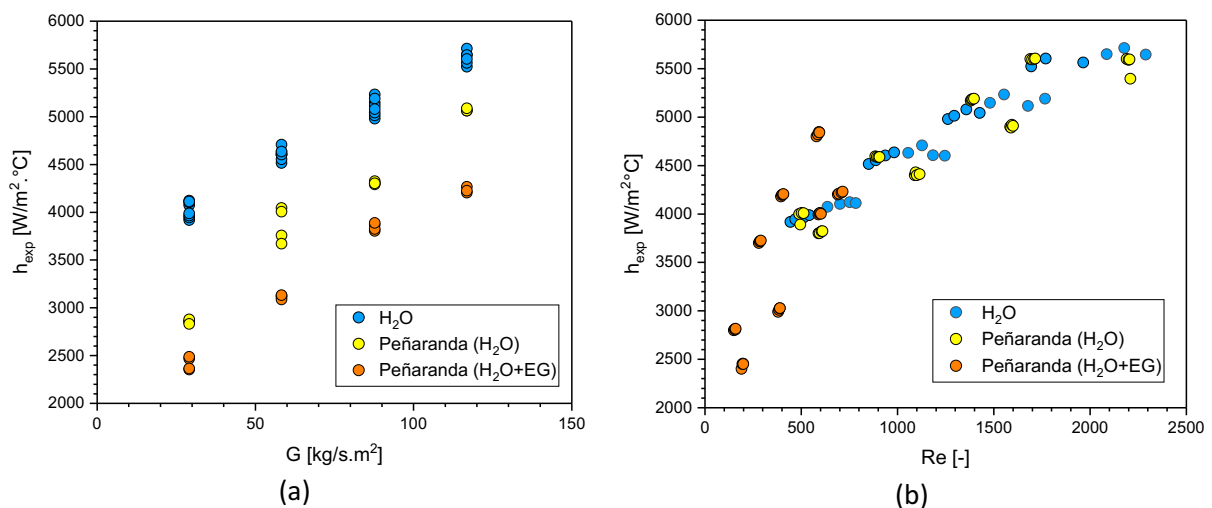


Figure 4.1 – Coeficiente de calor convectivo para fluidos base em função de (a) velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.

Por meio da Figura 4.1a é realizada uma comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção com os resultados obtidos por Peñaranda (2020) para água destilada e a mistura de água destilada e etilenoglicol, é observado que para os experimentos realizados com a mistura de água com etilenoglicol foram obtidos valores menores do coeficiente de calor convectivo para os mesmos valores de velocidade mássica. O exposto leva em consideração que a mistura de água destilada com etilenoglicol apresenta alta viscosidade e conseqüentemente menores valores de Reynolds (Figura 4.1b). Para cada um dos fluidos base analisados na condição de vazão de $29 kg/s * m^2$ foram obtidos valores menores do coeficiente de transferência de calor

por convecção, com $116 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ os valores máximos do coeficiente convectivo foram obtidos.

Uma forma de analisar os resultados experimentais de transferência de calor por convecção é comparando com modelos clássicos da literatura para o cálculo da transferência de calor em escoamento laminar.

Para a análise dos resultados experimentais foram escolhidos os modelos de Sieder e Tate (1936), apresentado pela Eq. 3.23, e o modelo de Shah e London (1978) apresentado na Eq. 4.1.

$$\text{Nu} = \begin{cases} 1,953 \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \text{Dh}}{\text{L}} \right)^{1/3} & \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \text{Dh}}{\text{L}} \right) \geq 33,3 \\ 4,364 + 0,0722 \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \text{Dh}}{\text{L}} \right) & \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \text{Dh}}{\text{L}} \right) \leq 33,3 \end{cases} \quad \text{Eq. 4.1}$$

A análise dos resultados de transferência de calor por convecção e os cálculos realizados pelas correlações avaliadas são observados por meio das Figuras. 4.2a – 4.2d, os dados experimentais e teóricos são apresentados com o coeficiente de transferência de calor por convecção em função da velocidade mássica, e nas Figuras. 4.3a – 4.3d é apresentado o número de Nusselt em função do número de Reynolds para água destilada. Ao analisar os dados de água destilada foi observado que os resultados de transferência de calor mostraram boa concordância em comparação com as correlações escolhidas na literatura, os resultados obtidos da média dos desvios foram de 4,55 %, 4,97%, 5,86 % e 6,35 % para Sieder e Tate com potências empregadas de 5 W, 15 W, 25 W e 35 W respectivamente, e 2,68 %, 2,77 %, 4,18 % e 4,79 % para a correlação de Shah e London sob as mesmas potências empregadas. A análise dos resultados acima descritos é a desejada, tendo em conta que as correlações escolhidas são estabelecidas empiricamente com resultados numéricos e experimentais para água.

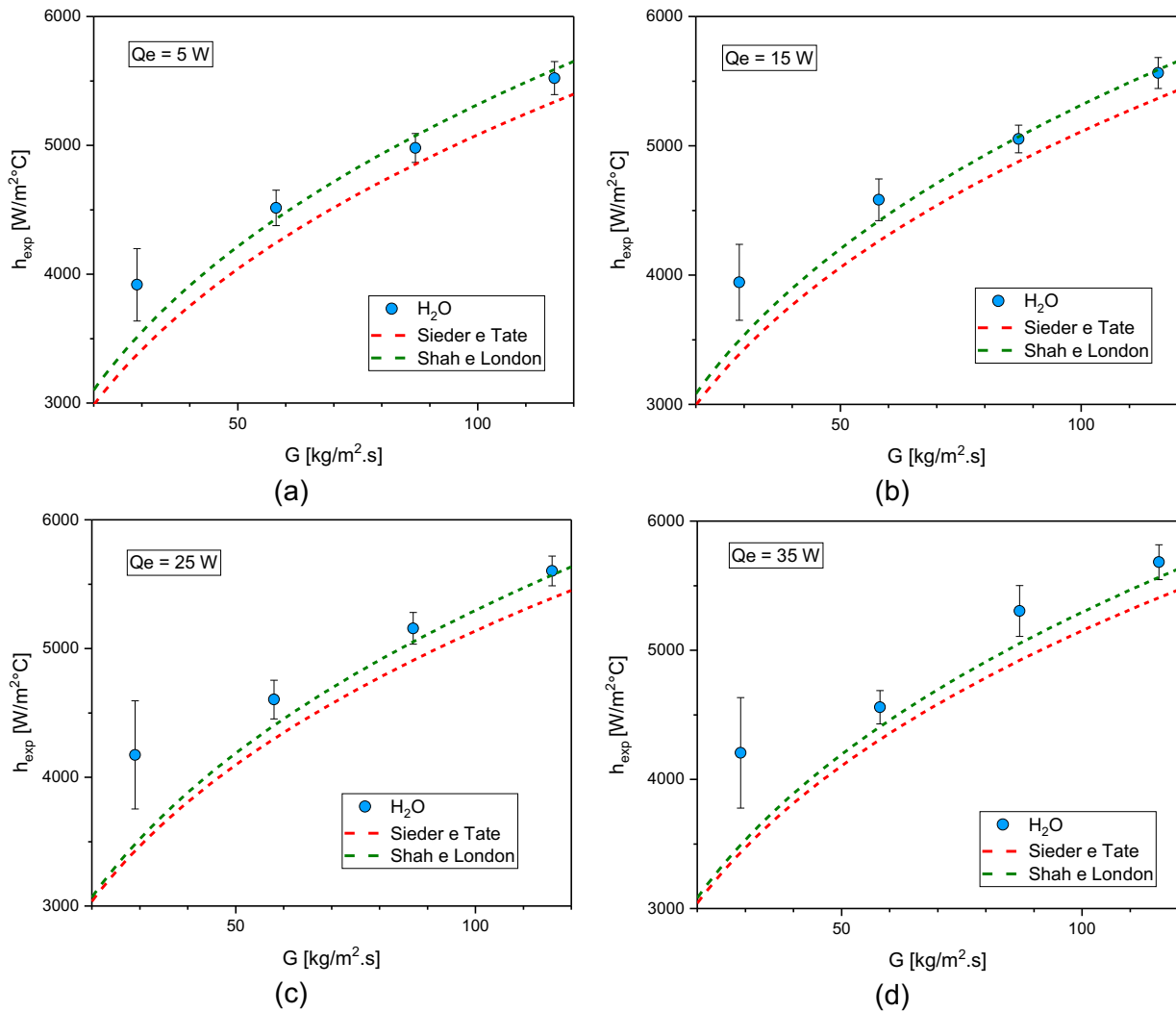


Figure 4.2 – Coeficiente de transferência de calor por convecção em função da velocidade mássica com correlações para água destilada: (a) $Q_e = 5$ W; (b) $Q_e = 15$ W; (c) $Q_e = 25$ W e (d) $Q_e = 35$ W.

Nas Figuras. 4.3a – 4.3d são apresentadas as correlações avaliadas, pode se ver que o fluido de referência nos menores valores de velocidade mássica, a correlação de Sieder e Tate leva em pouca consideração o coeficiente de transferência de calor por convecção, por outro lado, Shah e London expõem um aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção até obter valores próximos aos experimentais. Os desvios obtidos para o número de Nusselt com as correlações em relação aos dados experimentais foram de 4,53 %, 4,64 %, 5,00 % e 6,38 % para Sieder e Tate com potências empregadas de 5 W, 15 W, 25 W e 35 W respectivamente, e 2,57 %, 2,54 %, 3,31 % e 3,81 % para a correlação de Shah e London sob as mesmas potências empregadas. Também é possível observar o efeito da potência fornecida, onde para as

maiores potências os resultados experimentais exibem um maior desvio dos resultados obtidos através das correlações.

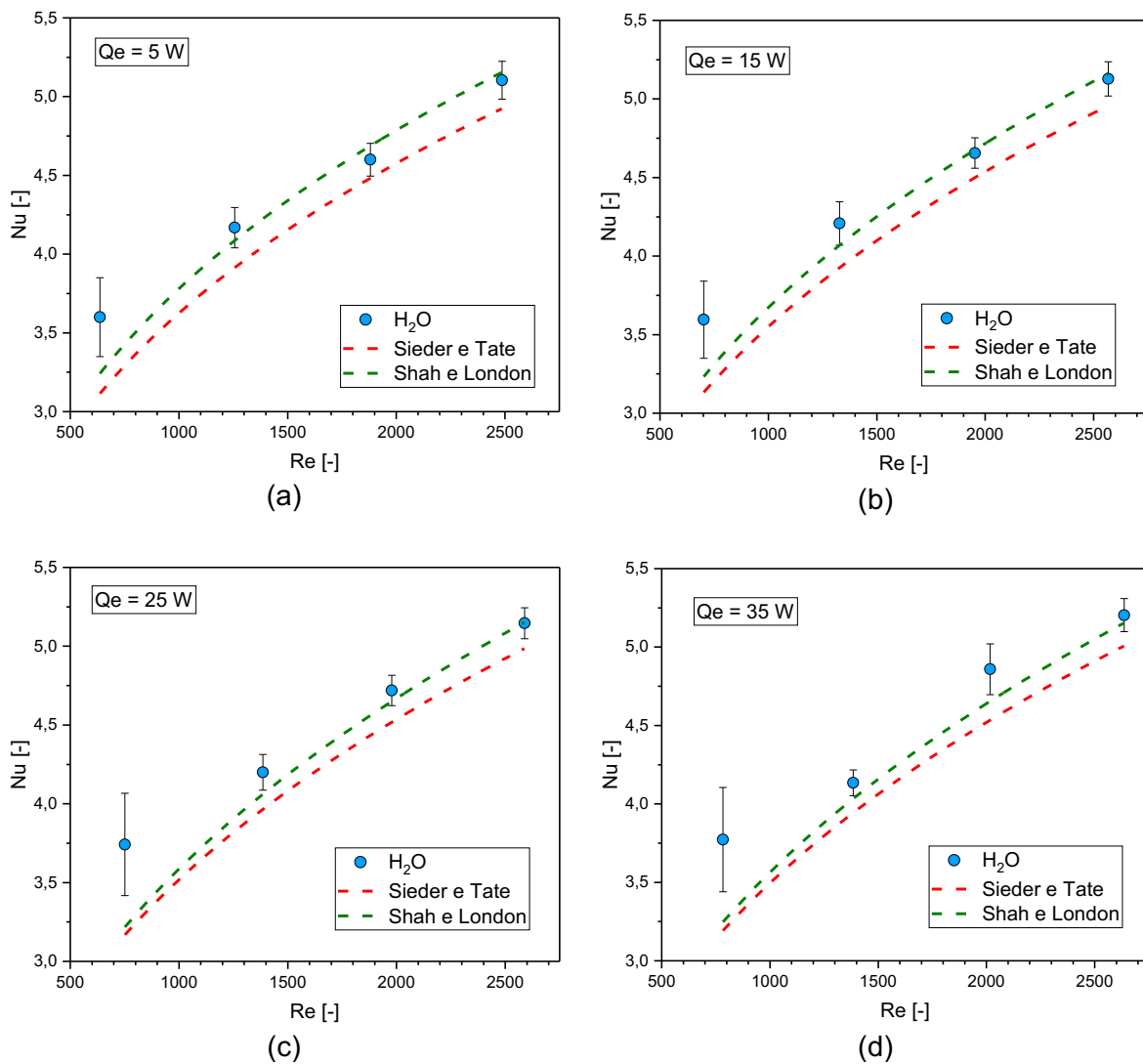


Figure 4.3 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds com correlações para água destilada: (a) $Q_e = 5$ W; (b) $Q_e = 15$ W; (c) $Q_e = 25$ W e (d) $Q_e = 35$ W.

Levando em consideração que os menores desvios foram obtidos com a correlação de Shah e London para a análise do coeficiente de transferência de calor por convecção com potências de 5, 15, 25 e 35 W, a Figura. 4.4 apresenta a comparação entre os dados experimentais e os resultados da correlação para o fluido base, pode se observar que o desvio médio entre os dados foi de 5,1%.

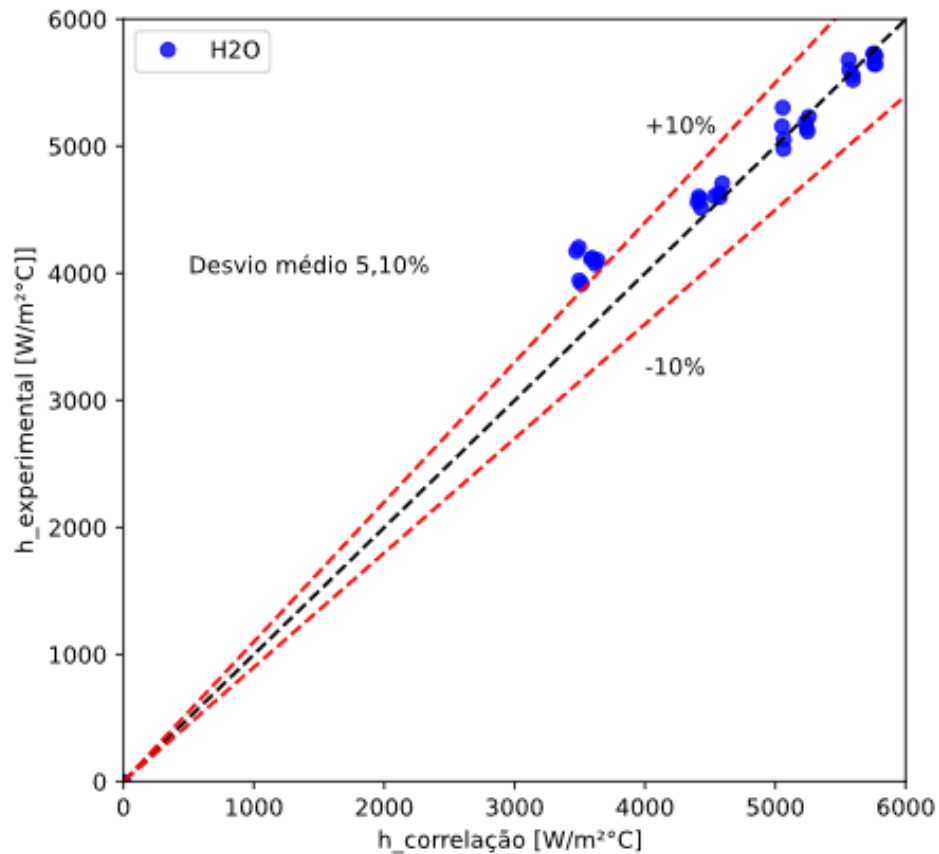


Figure 4.4 - Dados experimentais com a correlação de Shah e London.

4.1.2 Fator de atrito e queda de pressão

A determinação do fator de atrito foi com dados experimentais, para realizar um dos cálculos do fator de atrito foi escolhido o modelo analítico proposto por Shah e London (1978) para escoamento em regime laminar totalmente desenvolvido em canais retangulares observado na Eq. 4.2, a variável α_c é o inverso da razão de aspecto ($1/\alpha$). Da mesma forma, na secção 3.3.3 foi estabelecido que para realizar uma comparação detalhada também foi implementada a distribuição de Hagen-Poiseuille.

$$f_{SL} Re = 96 (1 - 1,3553\alpha_c + 1,9467\alpha_c^2 - 1,7012\alpha_c^3 + 0,9564\alpha_c^4 - 0,2537\alpha_c^5) \quad \text{Eq. 4.2}$$

Desta forma, o modelo de Shah e London permitiu estabelecer que o fator de atrito e o número de Reynolds estão relacionados através de $fRe = 64,63$, apresentando um desvio menor a 2% em comparação à distribuição de Hagen-Poiseuille.

Conseqüentemente, por meio da Figura. 4.5 pode se ver o comportamento do fator de atrito experimental ao ser comparado com a distribuição de Hagen-Poiseuille.

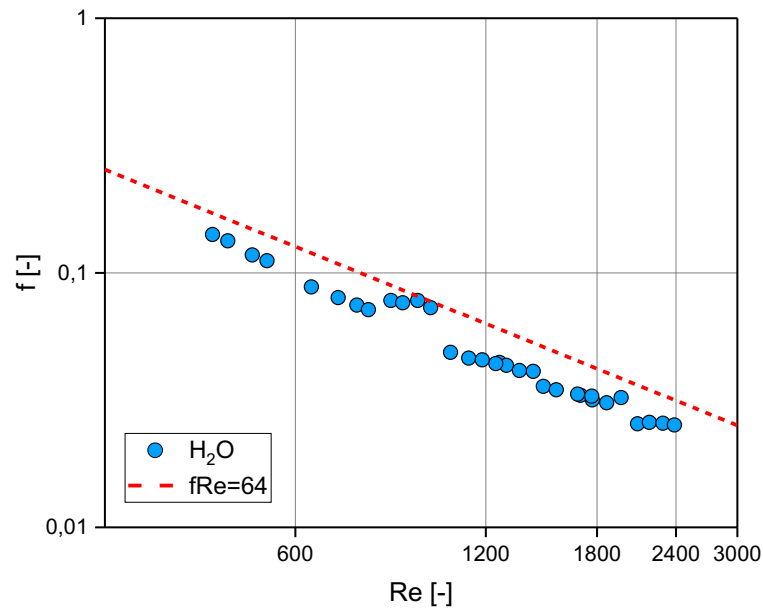


Figure 4.5 – Fator de atrito experimental para água em função do número de Reynolds.

Dessa forma, na Figura. 4.5 é analisado que os valores obtidos do fator de atrito apresentam um ajuste aceitável com a distribuição de Hagen-Poiseuille. Sem embargo, os dados experimentais apresentaram valores inferiores aos da distribuição. A comparação dos desvios médios entre os dados experimentais e os valores obtidos pela Eq. 4.2 foram de 6,89% para água destilada.

Através da Figura 4.6 pode se ver os dados experimentais de queda de pressão no trocador de calor de microcanais para o fluido base em relação à velocidade mássica, para ter uma melhor compreensão dos valores de queda de pressão para água foram comparados com as condições de teste do trabalho de Peñaranda (2020) para uma mistura de água e etilenoglicol (50:50), dessa forma é possível estabelecer qual fluido base vai apresentar melhor desempenho térmico, tendo em conta que a queda de pressão influencia no coeficiente de transferência de calor por convecção.

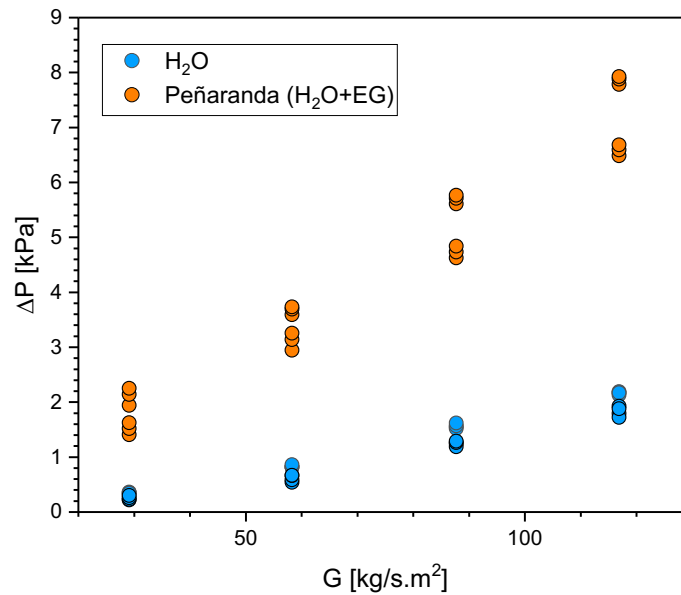


Figure 4.6 - Queda de pressão em função da velocidade mássica no trocador de calor de microcanais.

Por meio da Figura. 4.6 também é possível analisar que a queda de pressão apresenta um comportamento diretamente proporcional com a velocidade mássica para água, com a mistura água e etilenoglicol foram encontrados os maiores valores de queda de pressão e a maior dispersão entre os dados para cada valor de velocidade mássica. Dessa forma, ao comparar os valores de queda de pressão dos fluidos base analisados para as mesmas condições nos ensaios, foi encontrado para mistura de água e etilenoglicol uma queda de pressão 309,28% maior que a queda de pressão para água destilada.

4.1.3 Desempenho termo-hidráulico

A resistência térmica é um dos parâmetros mais empregados na avaliação da performance térmica de um trocador de microcanais. Dessa forma, por meio da Figura. 4.7 é realizada uma comparação dos valores obtidos de resistência térmica para água e os resultados do trabalho de Peñaranda (2020), a análise é feita para os dois fluidos de referência é feita em relação a velocidade mássica na Figura. 4.7a e em relação do número de Reynolds na Figura. 4.7b.

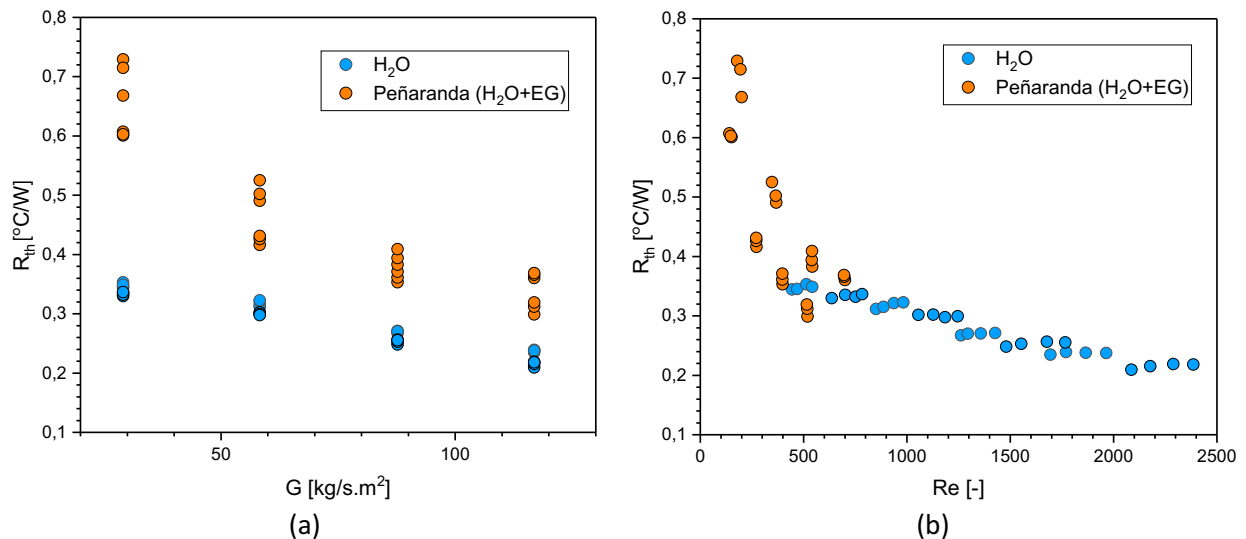


Figure 4.7 - Resistência térmica dos fluidos base em função de: (a) Velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.

Através da Figura 4.7a é observado que a resistência térmica da água decresce com os incrementos na velocidade mássica, sendo que a temperatura de entrada do fluido foi uma variável de grande influência nos resultados. Por outro lado, a mistura de água com etilenoglicol apresentou um comportamento similar da água, mas para valores de resistência térmica maiores, esse resultado é esperado levando em consideração que os menores valores do coeficiente de transferência de calor convectivo e a maior queda de pressão foram atingidos pela mistura de água com etilenoglicol.

Por meio da Figura. 4.7b pode se ver que os valores de resistência térmica de água em relação do número de Reynolds decrescem gradualmente apresentando poucas variações, no caso dos valores de resistência térmica da mistura de água com etilenoglicol é observado uma queda vertiginosa até chegar ao valor de Reynolds de 700.

As variáveis controladas influenciam no cálculo da resistência térmica, os efeitos da velocidade mássica, temperatura de entrada no trocador de calor de microcanais e a taxa de transferência de calor elétrica são observados na Figura. 4.8 onde pode se ver os valores obtidos da resistência térmica para água destilada com todas as condições de teste. O incremento da temperatura de entrada gerou uma diminuição na resistência térmica, diminui com os incrementos de calor fornecido ao trocador de microcanais e o aumento da velocidade mássica gerou diminuição no cálculo da resistência térmica. Ao realizar o cálculo dos valores médios de resistência térmica

foram obtidos 0,2915 °C/W e 0,2770 °C/W para temperaturas de entrada no trocador de microcanais de 25°C e 45°C.

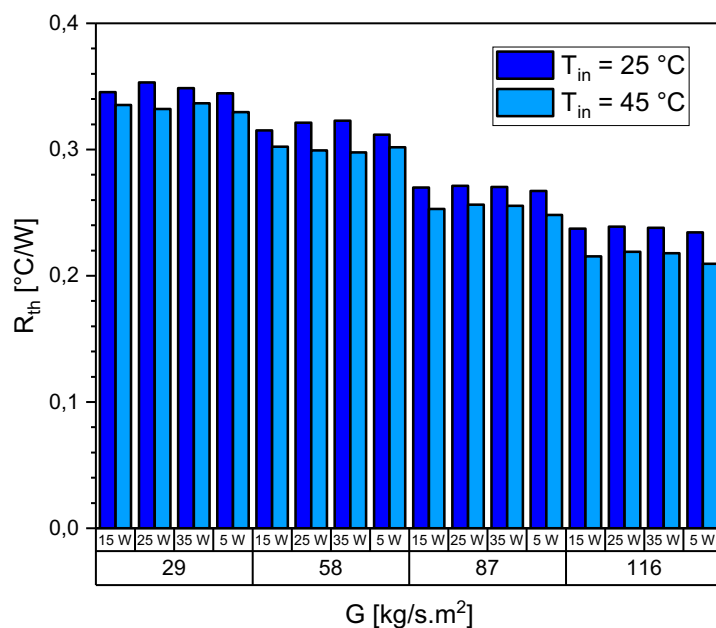


Figure 4.8 - Resistência térmica da água destilada.

A potência de bombeamento para escoamento do fluido é outro parâmetro importante para avaliar o desempenho termo-hidráulico do trocador de microcanais. O cálculo da potência de bombeamento leva em consideração a queda de pressão e a vazão volumétrica por meio da Eq. 4.3.

$$\dot{W}_B = \dot{V} \cdot \Delta P \quad \text{Eq. 4.3}$$

Na Figura. 4.9 é apresentada uma comparação dos valores obtidos no cálculo da potência de bombeamento da água destilada e os resultados da mistura água com etilenoglicol do trabalho de Peñaranda (2020). Pode se observar que a potência de bombeamento requerida e a queda pressão (Figura. 4.6) tem a mesma tendência, os dois parâmetros são diretamente proporcionais em relação aos incrementos de velocidade mássica, os valores máximos de potência de bombeamento foram de 2,17 mW e 8,0 mW para água destilada e a mistura de água com etilenoglicol.

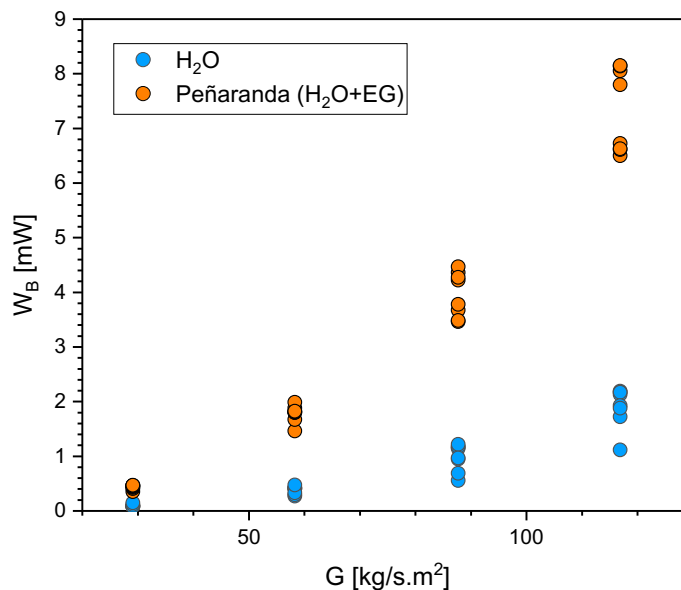


Figure 4.9 – Potência de bombeamento para os fluidos base.

4.2 Propriedades termofísicas dos nanofluidos

Posteriormente da produção dos nanofluidos e garantindo uma dispersão uniforme das nanopartículas no fluido de base, admitindo uma concentração mássica constante, também deve ser determinado previamente as propriedades físicas do fluido de base e depois foram realizados os ensaios para a medição das propriedades termofísicas de cada amostra de nanofluidos. A viscosidade e massa específica dos nanofluidos dos nanofluidos produzidos foi obtida com o auxílio do viscosímetro fabricado pela Anton Paar (Modelo Stabinger™ SVM™ 3000), no caso da condutividade térmica foi medida através do analisador de propriedades térmicas da Linseis (THB1 - Transient Hot Bridge). Dessa forma, os resultados obtidos das propriedades termofísicas para os nanofluidos a base de água destilada é apresentada a seguir.

4.2.1 Viscosidade dinâmica

Em seguida podem se ver valores os valores experimentais obtidos das medições da viscosidade das amostras de nanofluidos a base de água destilada. Os resultados da viscosidade dinâmica e da viscosidade dinâmica relativa do fluido base em relação da temperatura do fluido para as amostras de nanofluidos de grafeno são mostrados na Figura. 4.10.

Na Figura. 4.10a são observados os resultados experimentais da viscosidade dinâmica das amostras de nanofluidos $H_2O+Graf$, foi possível verificar que a viscosidade dinâmica do fluido base e dos nanofluidos decresce de maneira exponencial com o incremento da temperatura. Por outro lado, a Figura. 4.10b mostra o cálculo da viscosidade dinâmica relativa das amostras de nanofluidos $H_2O+Graf$ respectivamente em relação da temperatura do fluido, é usada como referência a viscosidade dinâmica do fluido base (água destilada). Dessa forma, através da Figura. 4.10b pode se detalhar que os incrementos calculados da viscosidade nas amostras de nanofluidos de grafeno foram de 0,46%, 0,73% e 0,98% para as amostras $H_2O+Graf_1$, $H_2O+Graf_2$ e $H_2O+Graf_3$, respectivamente.

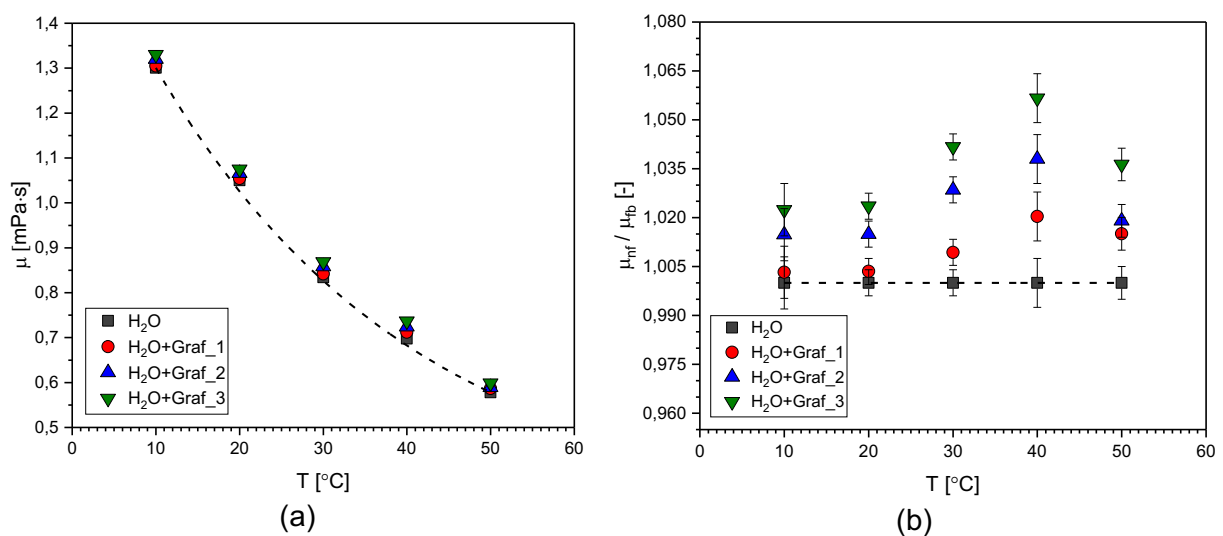


Figure 4.10 - Viscosidade dinâmica e viscosidade dinâmica relativa dos nanofluidos ($H_2O+Graf$) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Viscosidade dinâmica. (b) Viscosidade dinâmica relativa.

4.2.2 Massa específica

Logo após são apresentados os dados experimentais obtidos dos ensaios de viscosidade. A realização destes experimentos permitiu conhecer valores de massa específica e posteriormente foi feito o cálculo de massa específica relativa das amostras dos nanofluidos de grafeno, esses resultados podem se observar por meio da Figura. 4.11.

Por meio das Figuras. 4.11a e 4.11b pode se ver os resultados da massa específica e massa específica relativa em relação a temperatura das três concentrações de nanofluido e o fluido base. A análise revelou que a massa específica dos nanofluidos

de grafeno a base de água destilada decresce com o aumento na temperatura, porém, diferentemente de outros tipos de fluido base, isto não acontece de maneira linear, é preciso esclarecer que a massa específica teve incrementos com a adição de nanopartículas, porém os incrementos na viscosidade dinâmica foram maiores para os nanofluidos com maiores incrementos da massa específica. Por outro lado, a massa específica dos fluidos analisados registrou variações numa faixa de 0,9886 – 1,0007 g/cm³.

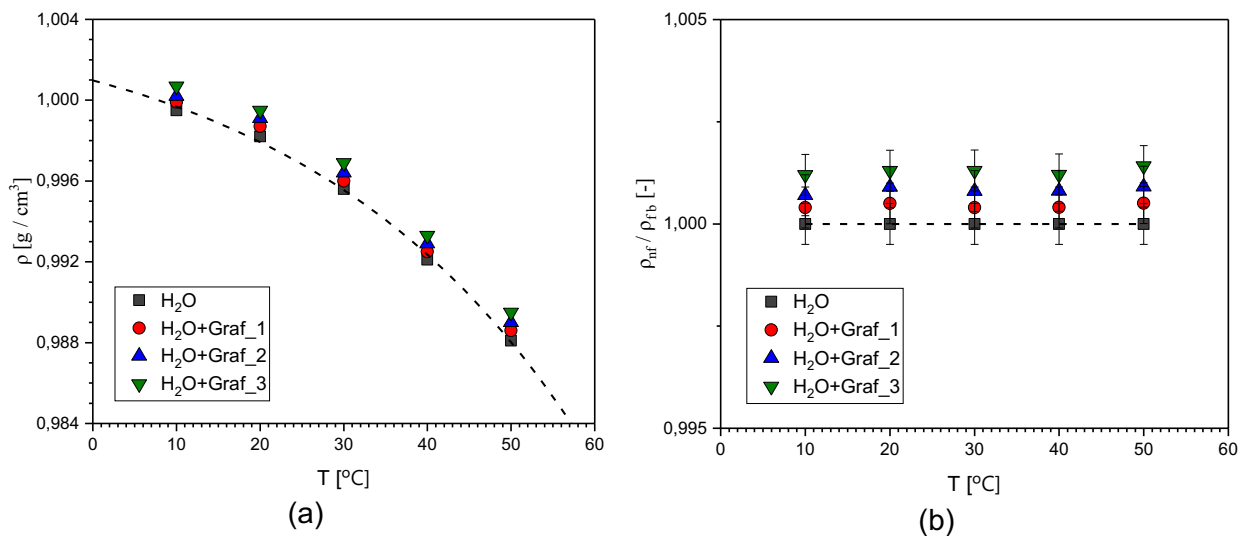


Figure 4.11 - Massa específica e massa específica relativa dos nanofluidos (H₂O+Graf) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Massa específica. (b) Massa específica relativa.

4.2.3 Condutividade térmica

Através das Figuras 4.12a e 4.12b são observados os resultados obtidos para a condutividade térmica e condutividade térmica relativa ao fluido base dos fluidos a base de água destilada. Pode ser observado que a condutividade térmica dos fluidos a base de água destilada apresenta uma tendência crescente com os incrementos da temperatura do fluido.

Os máximos ganhos obtidos para condutividade térmica dos nanofluidos utilizados foram obtidos com a amostra de maior concentração H₂O+Graf_3, aproximadamente 3,2% de ganho em relação ao fluido base, já as concentrações H₂O+Graf_1 e H₂O+Graf_2 registraram ganhos de 1,1% e 2,2%. Observa-se que a condutividade também aumenta com o incremento da concentração, de acordo com a teoria do movimento Browniano, estes dois parâmetros estão diretamente relacionados,

pois à medida que a concentração em volume de grafeno aumenta, maior se torna o movimento aleatório das nanopartículas provocando mais colisões entre elas; e estes efeitos são maiores em temperaturas mais elevadas, assim a condutividade térmica do nanofluido aumenta com a temperatura e concentração.

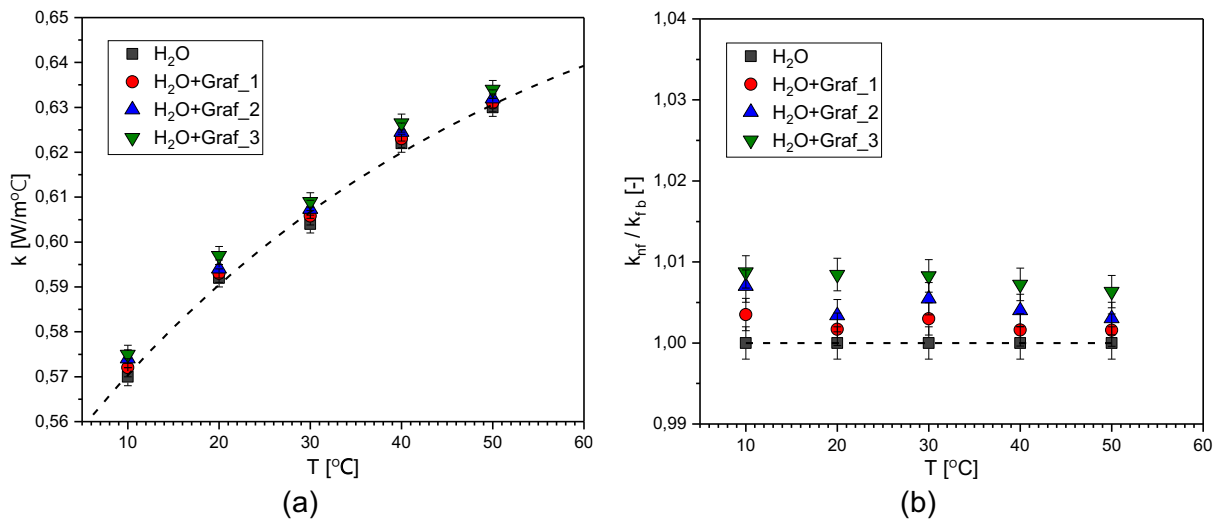


Figure 4.12 - Condutividade térmica e condutividade térmica relativa dos nanofluidos (H₂O+Graf) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Condutividade térmica. (b) Condutividade térmica relativa.

4.3 Análise de estabilidade dos nanofluidos

A estabilidade das amostras de nanofluidos (H₂O + Graf) foi analisada obtendo os espectros de absorção óptica utilizando espectroscopia UV-Vis. Os picos de comprimento de onda variando de 300 nm a 1100 nm foram utilizados para obter a relação da absorbância com a concentração dos nanofluidos. Na Figura. 4.13 são apresentados os resultados experimentais depois da preparação das amostras de nanofluidos, foi observado que o aumento da massa específica gera um aumento da sua absorbância, assim é estabelecido por (Swinehart, 1962). Dessa forma, a concentração das amostras é diretamente proporcional a sua absorbância, a concentração relativa das amostras pode ser calculada através da Eq. 4.4 (Lalithambika et al., 2019):

$$\eta = \frac{C_0 - C}{C_0} \cdot 100\% = \frac{A_0 - A}{A_0} \cdot 100\% \quad \text{Eq. 4.4}$$

Onde C_0 e C são os valores da concentração inicial e da concentração relativa após determinado intervalo de tempo. A_0 e A são os valores de absorvância medidos utilizando espectroscopia UV-Vis. Por meio da Figura. 4.14 são apresentados os cálculos realizados da espectroscopia UV-Vis tendo como referência o comprimento de onda de 300 nm para a concentração mássica relativa obtida a partir de uma regressão linear tendo em conta a Figura. 4.13 em relação a diferentes tempos de medição.

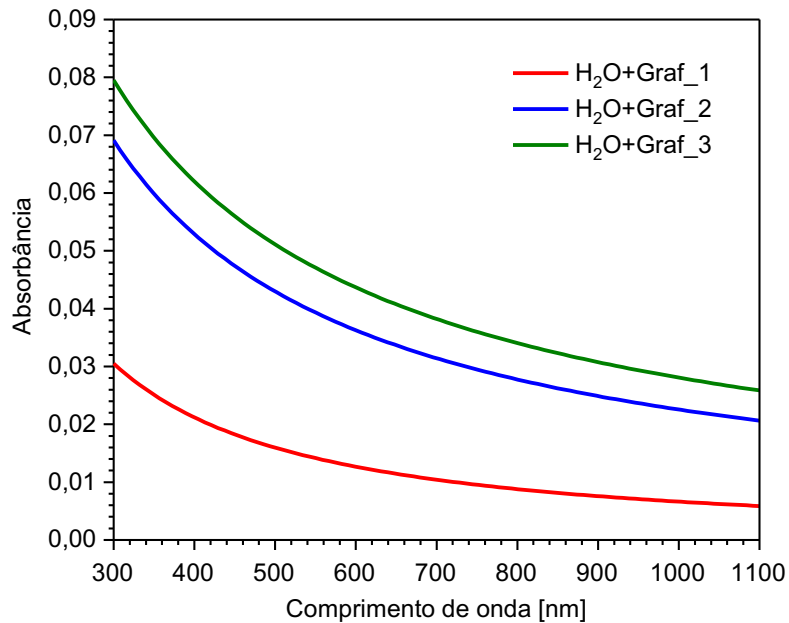


Figure 4.13 - Relação entre a absorvância e o comprimento de onda para as amostras de H₂O+Graf.

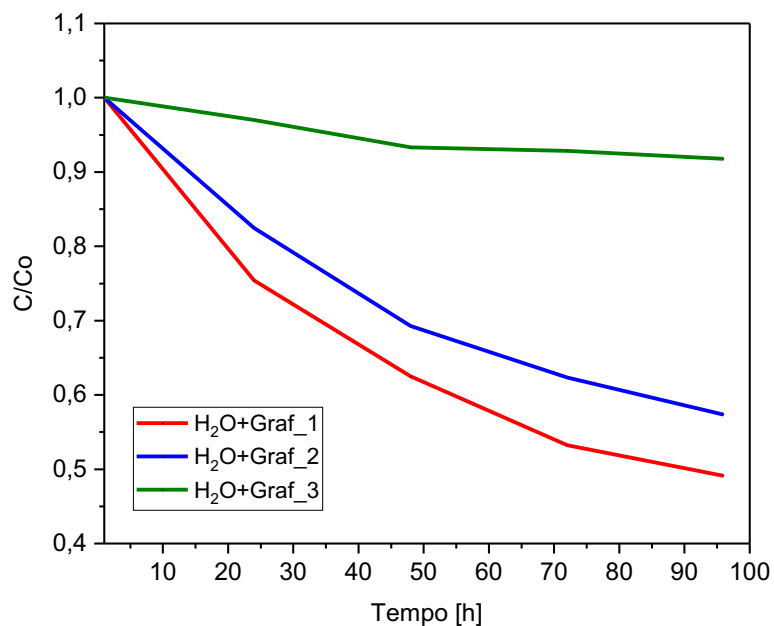


Figure 4.14 - Concentração relativa das amostras de H₂O + Graf em relação a diferentes tempos de medição.

A Tabela. 4.2 mostra a absorvância das amostras de nanofluidos tendo como referência o comprimento de onda de 300 nm para diferentes tempos de medição. Como pode ser observado, a concentração mássica diminui com o tempo, o que pode ser explicado pela decantação das amostras, a qual leva a diminuição da absorvância com o tempo.

Tabela 4.2 - Absorvância das amostras de nanofluidos para diferentes tempos de medição.

	Concentração mássica %	1h	24h	48h	72h	96h
Absorbancia	0,00025	0,032	0,027	0,025	0,023	0,020
	0,00075	0,072	0,056	0,051	0,047	0,042
	0,00125	0,085	0,081	0,080	0,077	0,075

4.3.1 Caracterização morfológica da superfície do grafeno

Para fazer a análise de morfologia das folhas de grafeno utilizadas na produção das amostras de nanofluidos foi utilizado o microscópio eletrônico de varredura (MEV). As imagens tiradas por MEV representam a superfície morfológica completa da nanopartícula de grafeno dispersas no fluido base (H₂O). A Figura. 4.15 mostra que as folhas de grafeno possuem uma textura irregular fragmentada em diferentes lugares.

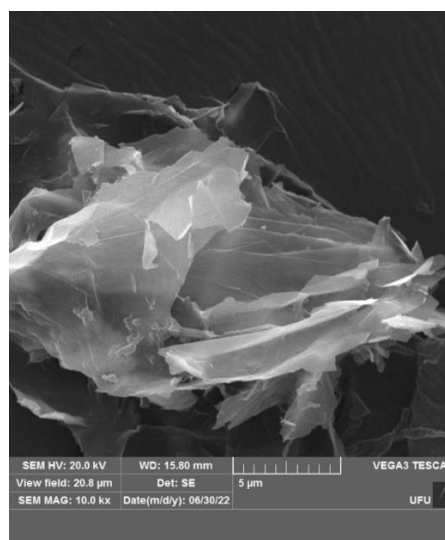
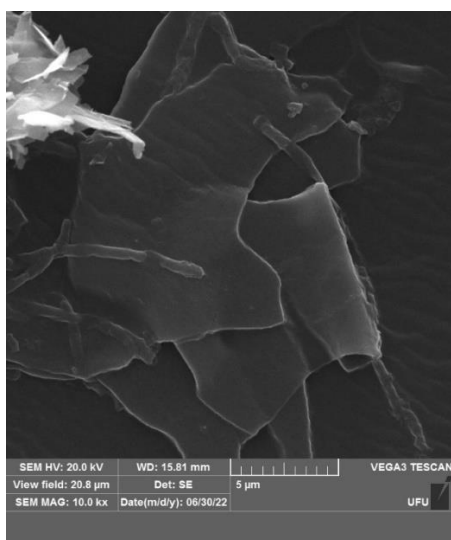


Figure 4.15 - Imagens de MEV para as nanopartículas de grafeno.

Consequentemente foi realizada a análise por espectro EDX para confirmar a presença dos principais elementos na catalise dos compósitos. A Figura. 4.16, confirma a presença dos principais elementos C, Au, O, e Si. O pico do elemento C é derivado da folha de grafeno, e Au, O e Si são os materiais precursores.

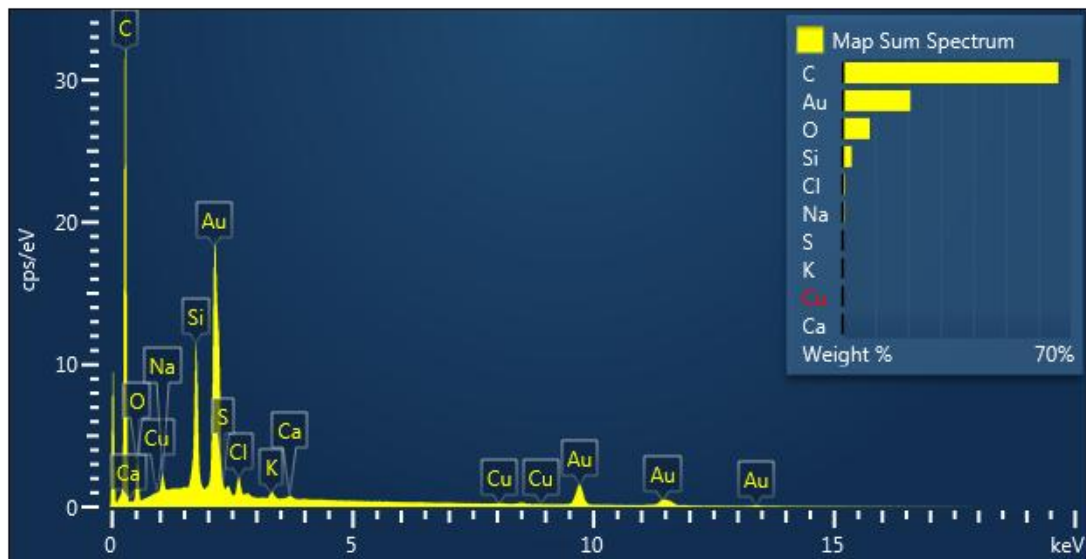


Figure 4.16 - Espectro EDX da nanopartícula de grafeno.

4.4 Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos

Por meio das Figuras 4.17 e 4.18 são apresentados os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção, os ensaios experimentais foram realizados para uma condição de temperatura de entrada dos nanofluidos de grafeno de 25°C e 45°C, a análise experimental é apresentada em função da velocidade mássica do fluido com diferentes concentrações.

Os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor por convecção em detalhe de cada amostra dos nanofluidos são ilustrados nas Figuras. 4.17a, 4.17b e 4.17c, e nas Figuras. 4.18a, 4.18b e 4.18c. Pode ser observado que cada amostra de nanofluido de grafeno apresentou incrementos nas condições de velocidade mássica e temperaturas de entrada estabelecidas, quanto maior é a concentração do nanofluido maior é o incremento do coeficiente de transferência de calor, dessa forma

não foi apresentada sinal nenhuma de degradação dos nanofluidos dentro do trocador de calor de microcanais porque os menores valores do coeficiente de transferência de calor foram obtidos com o fluido base para todas as condições de teste. Isto pode ser analisado nas Figuras. 4.17d e 4.18d, onde é realizada uma comparação de todas as concentrações de nanofluido, sendo observado que a água como fluido de referência teve decrementos no coeficiente de transferência de calor convectivo.

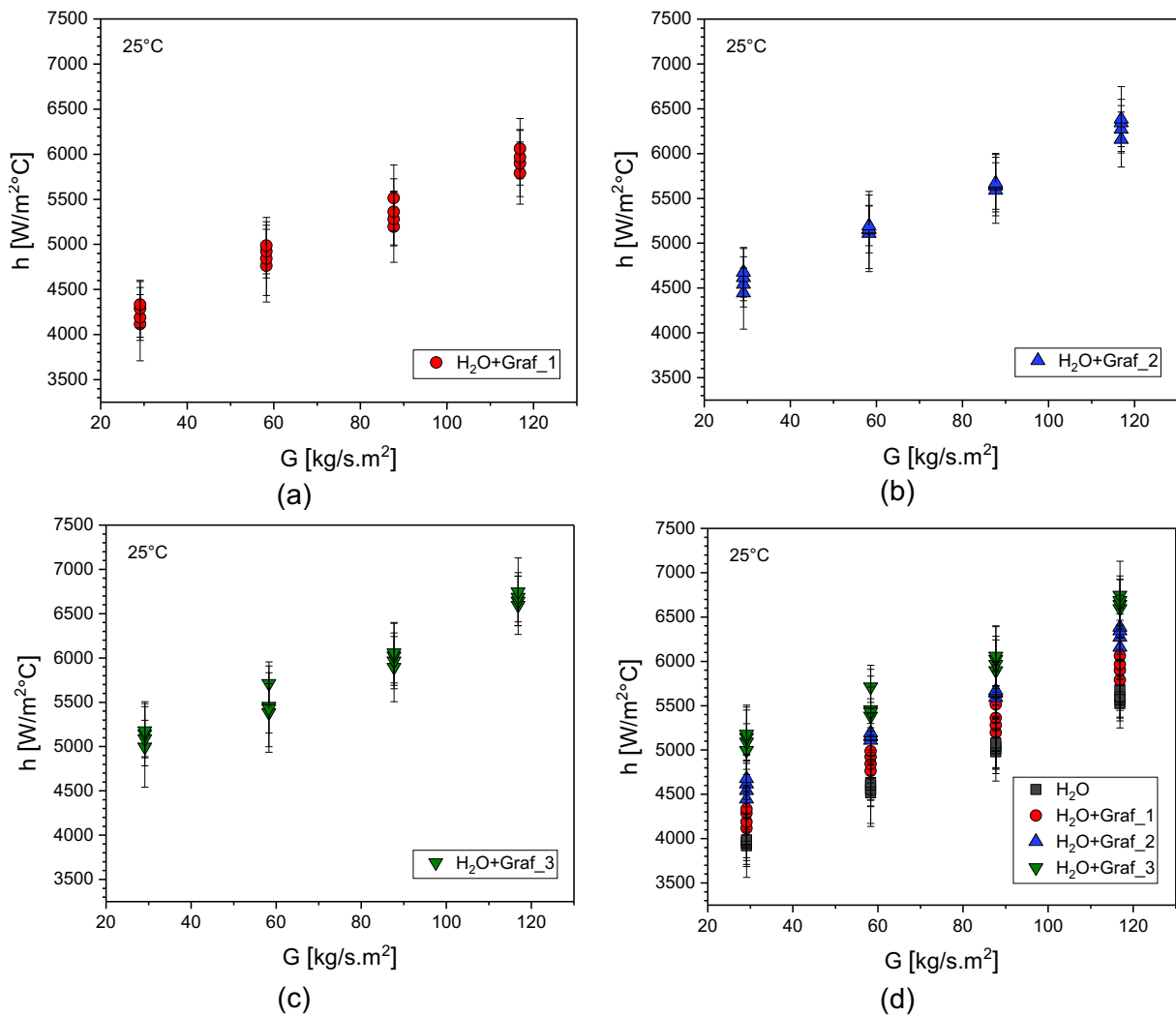


Figure 4.17 - Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos (H₂O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_1. (b) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_2. (c) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_3. (d) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf.

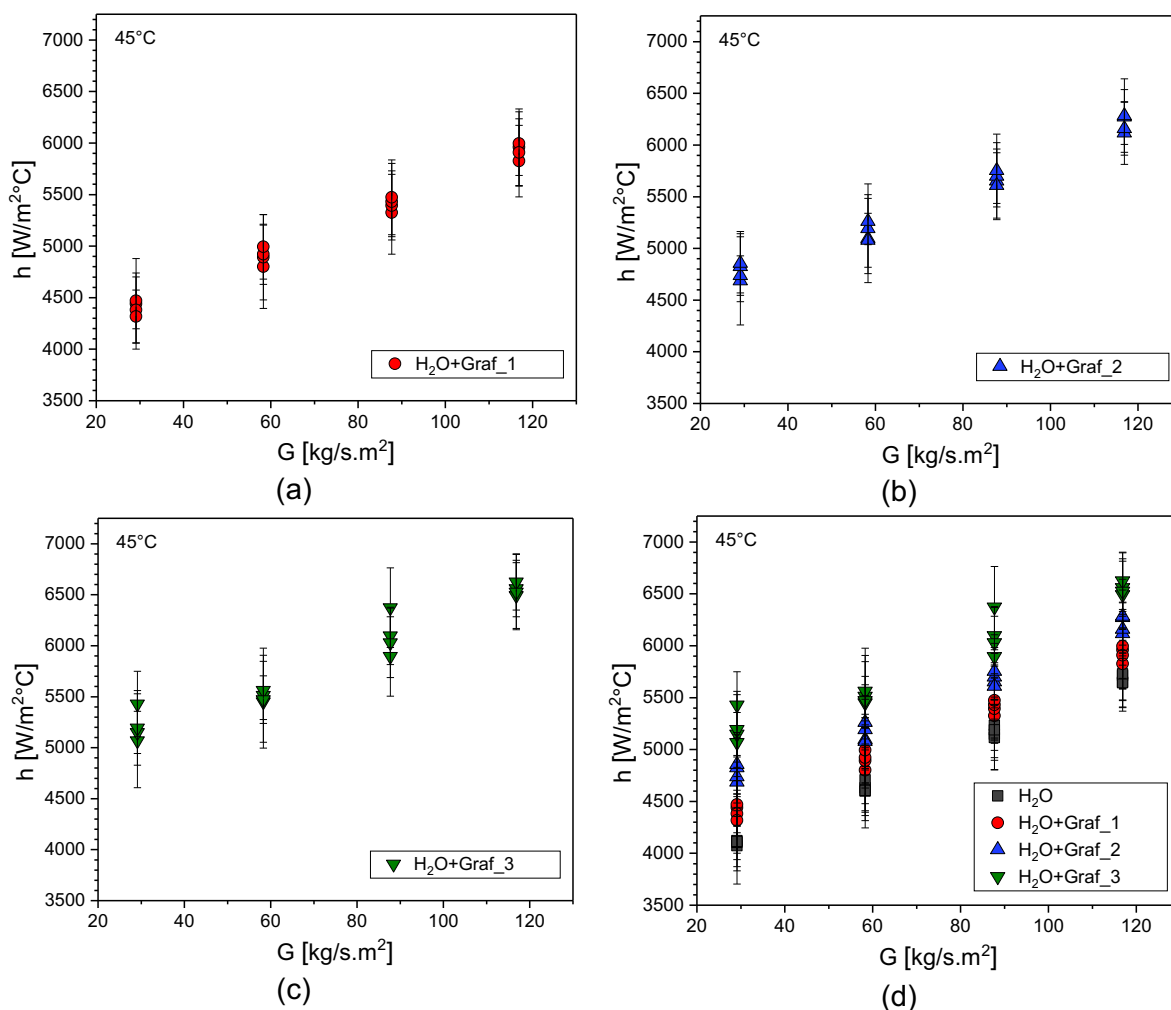


Figure 4.18 - Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos (H₂O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_1. (b) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_2. (c) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_3. (d) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, H₂O+Graf.

Os resultados dos incrementos máximos e médios no coeficiente de transferência de calor por convecção são apresentados na Tabela 4.3 para os nanofluidos de grafeno a base de água. É possível analisar que os maiores incrementos no coeficiente de transferência de calor por convecção em relação a água destilada foram obtidos para o nanofluido H₂O+Graf_3, foi registrado um incremento máximo de 53,65% e uma média de 25,74%, levando em consideração que a temperatura de entrada nestas condições de teste tem valor de 45°C. Na revisão da literatura foram observados trabalhos experimentais com resultados semelhantes utilizando nanofluidos de grafeno em dissipadores de calor de microcanais. No estudo de Balaji et al. (2020) foi obtido um aumento máximo no coeficiente de transferência de calor de 71% para nanofluidos com concentrações volumétricas de 0,01; 0,05; 0,1; 0,15 e 0,2%, e

trabalhando com água destilada como fluido de referência. Por outro lado, é preciso esclarecer que os incrementos máximos e médios obtidos para as três diferentes concentrações de nanofluidos está diretamente relacionado a adição de nanopartícula.

Tabela 4.3 - Incrementos máximos e médios no coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada.

	Máximo (h_{nf} / h_{fb}) [%]			Média (h_{nf} / h_{fb}) [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
H ₂ O+Graf (25°C)	9,63	21,09	51,84	5,51	9,43	22,61
H ₂ O+Graf (45°C)	7,25	20,13	53,65	4,31	11,07	25,74

4.5 Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos

Através das Figuras 4.19 e 4.20 pode se ver os valores experimentais de queda de pressão e fator de atrito para as amostras de nanofluido com água destilada como fluido de base em função da velocidade mássica e do número de Reynolds, para uma temperatura de entrada no trocador de 25°C.

Os resultados da queda de pressão em detalhe para as amostras dos nanofluidos de grafeno são ilustrados nas Figuras. 4.19a, 4.19b e 4.19c, dessa forma pode ser estabelecido que existem incrementos relacionados a concentração mássica. Conforme os resultados das concentrações de nanofluido apresentados na Figura 4.19d, a amostra do nanofluido com maior concentração mássica H₂O+Graf_3 apresentou um maior incremento na queda de pressão em relação ao do fluido base, sendo o menor incremento correspondente à amostra com concentração mássica H₂O+Graf_1, a menor empregada. Na Figura 4.20 é observado o fator de atrito destas amostras com a mesma tendência que o fluido base, entretanto também houve incrementos com respeito ao fluido base.

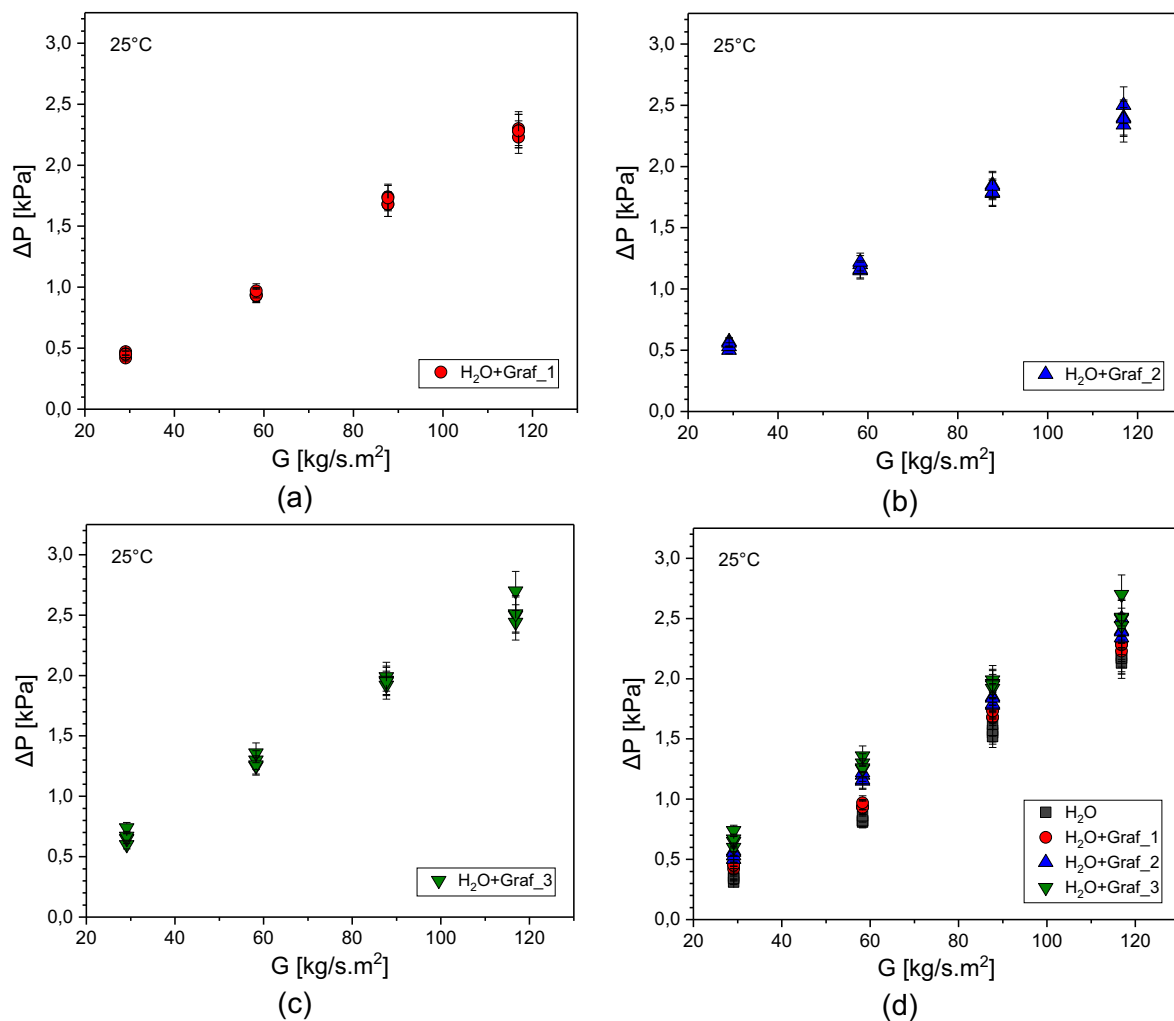


Figure 4.19 - Queda de pressão dos nanofluidos ($\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}$) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}_1$. (b) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}_2$. (c) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}_3$. (d) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}$.

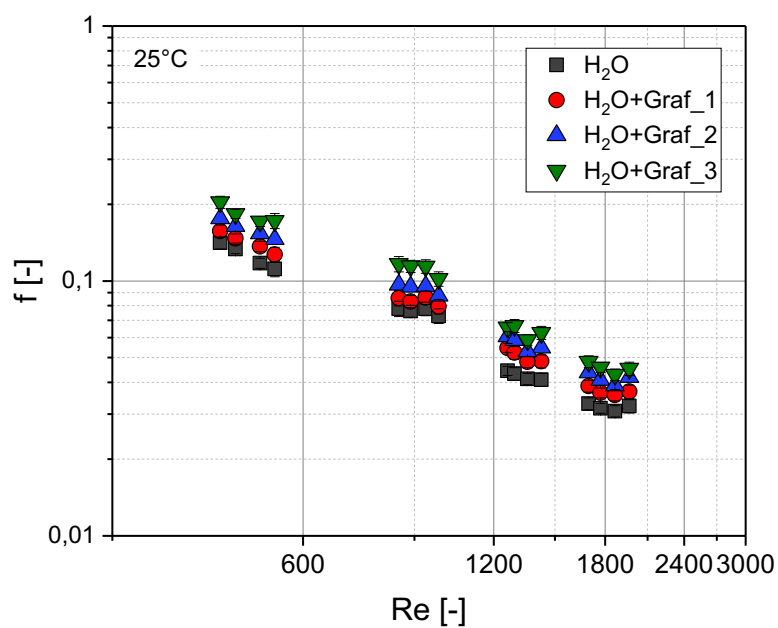
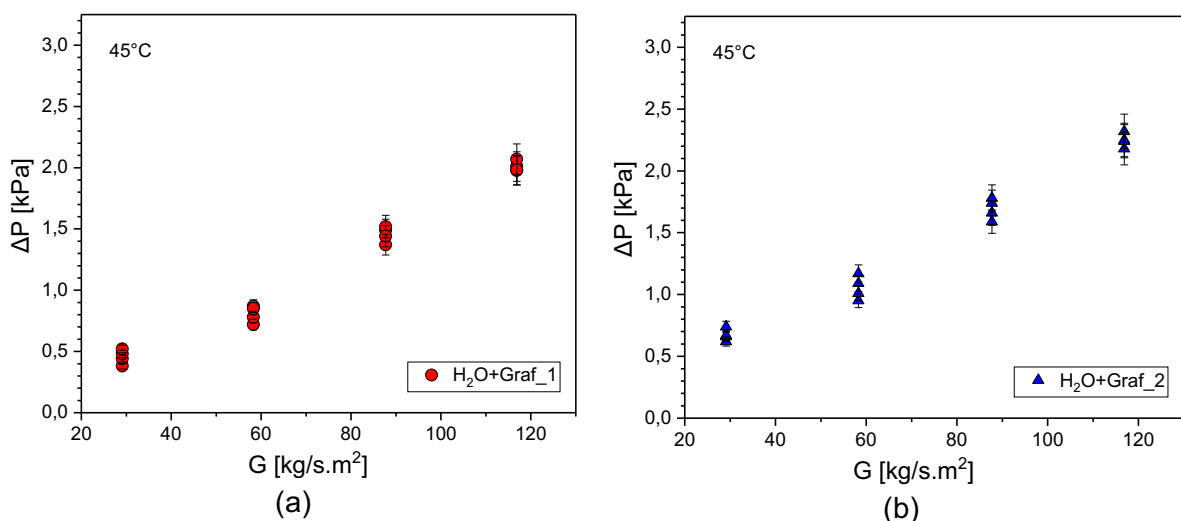


Figure 4.20 - Fator de atrito dos nanofluidos ($H_2O+Graf$) em função do número de Reynolds.

As Figuras 4.21 e 4.22 mostram os resultados da queda de pressão e fator de atrito respectivamente para as amostras de nanofluidos de grafeno em água destilada em relação da velocidade mássica e do número de Reynolds a uma temperatura de entrada no trocador de $45^\circ C$.

Nas Figuras. 4.21a, 4.21b e 4.21c são observados os resultados da queda de pressão de cada uma das concentrações de nanofluido. De modo análogo aos resultados apresentados nas Figuras 4.19 e 4.20, a amostra do nanofluido com maior concentração mássica $H_2O+Graf_3$ apresentou uma maior queda de pressão em relação ao fluido base e um maior incremento no seu fator de atrito (Figura 4.22). Entretanto, o aumento na queda de pressão e o incremento do fator de atrito para os testes realizados a uma temperatura de entrada de $45^\circ C$ são menores que os ensaiados a $25^\circ C$, o que indica que a temperatura de entrada desempenha um papel importante no processo de troca térmica no trocador de microcanais, uma vez que o aumento no gradiente de temperatura durante a execução dos testes pode levar a uma degradação do nanofluido.

Por outro lado, em alguns casos as amostras de menor concentração tem um aumento da queda de pressão similar ao observado para o fluido base. O que indica que quanto maior a concentração de nanopartículas no nanofluido, maior será a sua tendência a formar aglomerados o que aumentam as chances de ocorrer sedimentação do nanofluido levando a uma maior potência de bombeamento e conseqüentemente a uma maior queda de pressão.



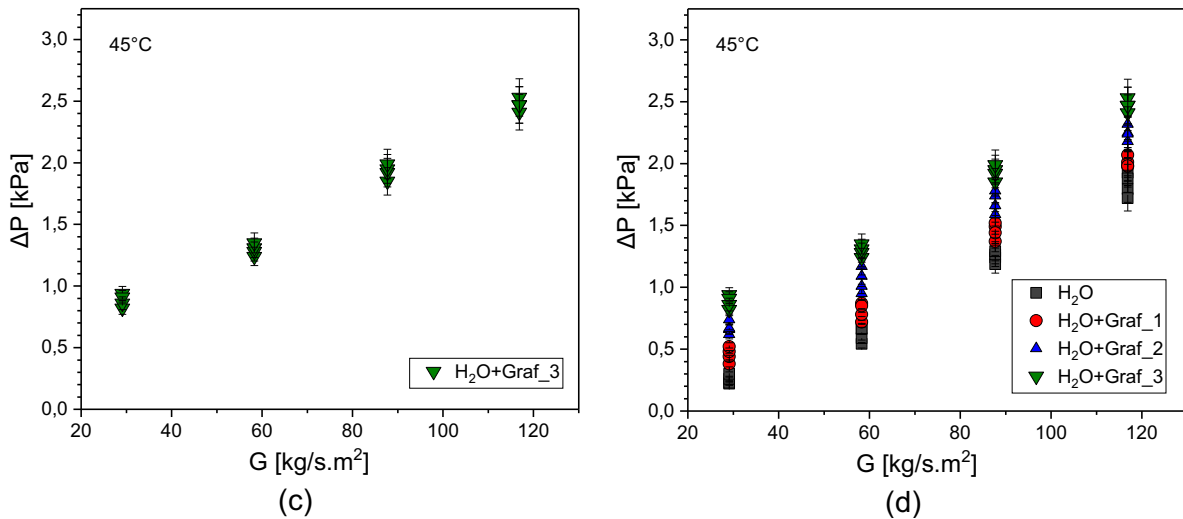


Figure 4.21 - Queda de pressão dos nanofluidos ($\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}$) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}_1$. (b) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}_2$. (c) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}_3$. (d) $T_{in} = 45^\circ\text{C}$, $\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}$.

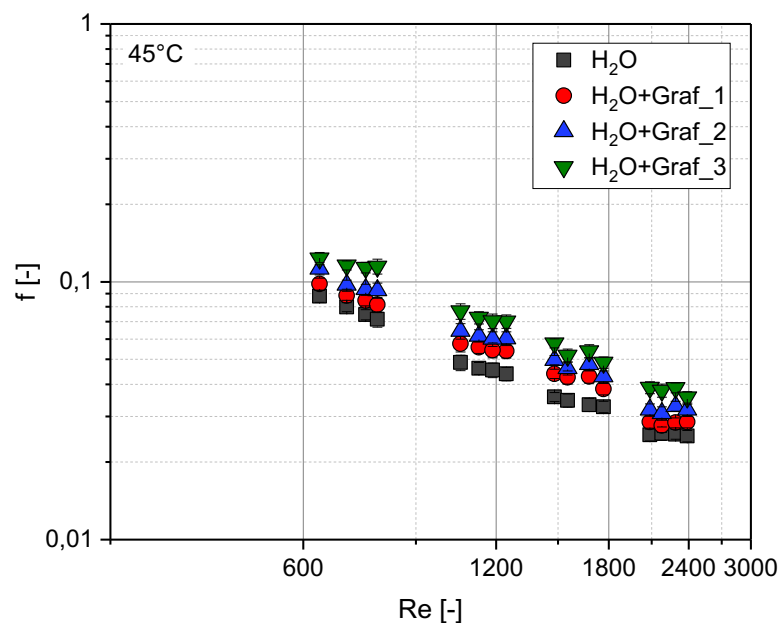


Figure 4.22 - Fator de atrito dos nanofluidos ($\text{H}_2\text{O}+\text{Graf}$) em função do número de Reynolds.

Os resultados dos incrementos máximos e médios dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada são observados na Tabela 4.4. Os cálculos relacionados com a queda de pressão do nanofluido e fluido base permitiram observar que os incrementos na queda de pressão dos nanofluidos estão diretamente relacionados com a adição de nanopartículas no fluido base, assim a maior queda de pressão média foi obtida para o

nanofluido H₂O+Graf_3 com uma temperatura de entrada no trocador de calor de microcanais de 45°C.

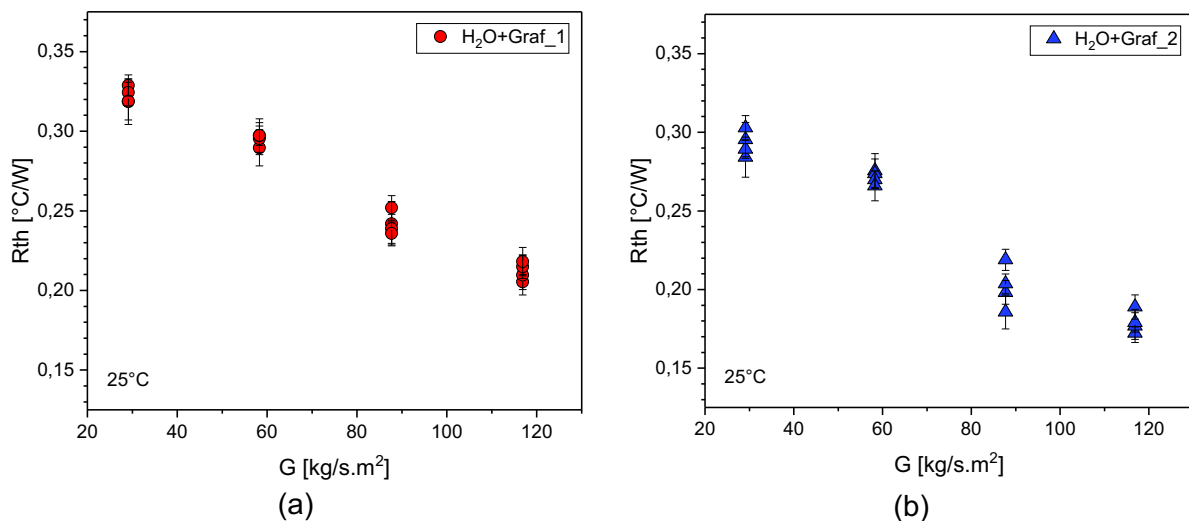
Tabela 4.4 - Incrementos máximos e médios na queda de pressão dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada.

	Máximo ($\Delta P_{nf} / \Delta P_{fb}$) [%]			Média ($\Delta P_{nf} / \Delta P_{fb}$) [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
H ₂ O+Graf (25°C)	22,52	29,14	56,49	8,62	13,58	29,14
H ₂ O+Graf (45°C)	31,87	43,11	79,42	17,34	27,71	38,48

4.6 Desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos

Nas Figuras. 4.23 e 4.24 são ilustrados os resultados obtidos de resistência térmica para os nanofluidos de grafeno a base de água destilada em função da velocidade mássica, para as temperaturas de entrada de 25°C e 45°C. Os resultados de cada concentração de nanofluido podem ser observados nas Figuras 4.23a, 4.23b e 4.23c para uma temperatura de entrada nos trocadores de microcanais de 25°C e nas Figuras 4.24a, 4.24b e 4.24c para uma temperatura de entrada nos trocadores de microcanais de 45°C.

Através das Figuras 4.23d e 4.24d é possível estabelecer que os resultados experimentais de resistência térmica das três amostras de nanofluido apresentaram reduções em relação a água destilada, os menores valores de resistência térmica foram encontrados com a concentração de nanofluido H₂O+Graf_3. Neste estudo é possível afirmar que a redução na resistência térmica é inversamente proporcional com a concentração de nanopartículas, tendo em conta a tendência dos valores experimentais previamente discutidos.



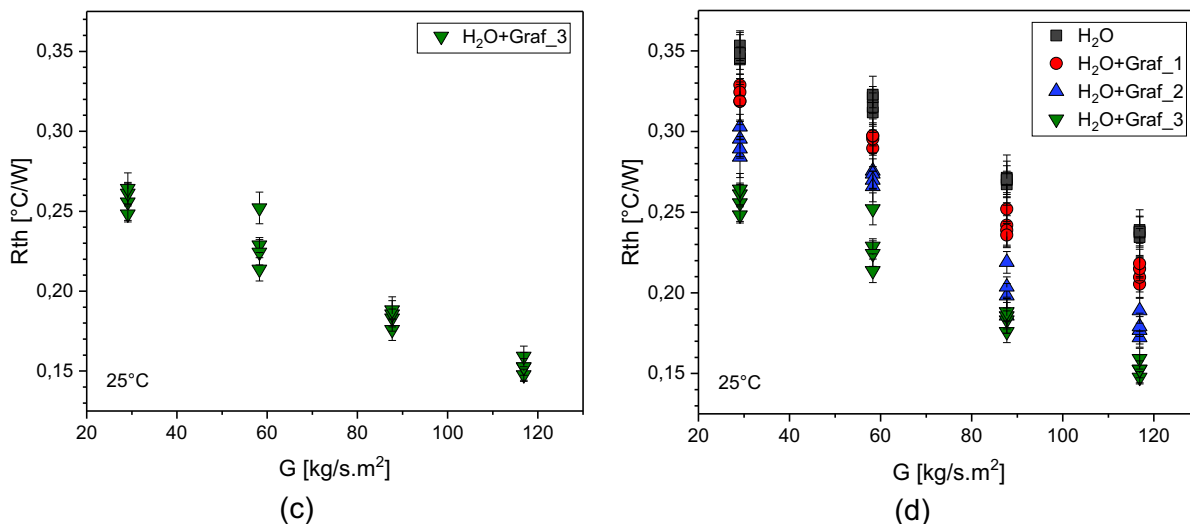


Figure 4.23 - Resistência térmica dos nanofluidos (H₂O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_1. (b) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_2. (c) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf_3. (d) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, H₂O+Graf.

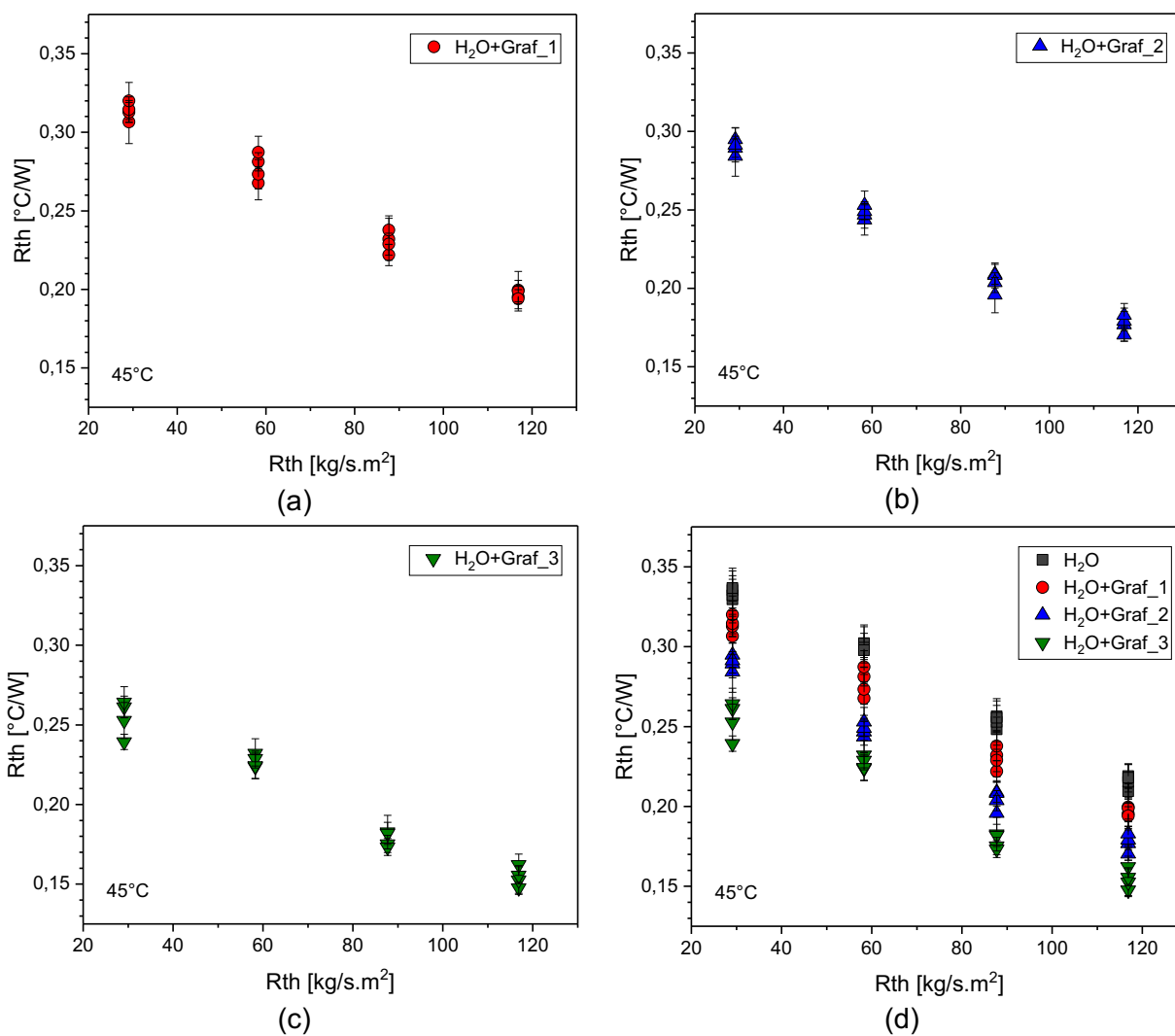


Figure 4.24 - Resistência térmica dos nanofluidos (H₂O+Graf) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H₂O+Graf_1. (b) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H₂O+Graf_2. (c) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H₂O+Graf_3. (d) $T_{in} = 45^{\circ}\text{C}$, H₂O+Graf.

Por meio da Tabela. 4.5 pode se ver os valores mínimos e médios de resistência térmica obtidos para nanofluidos de grafeno a base de água destilada. A análise dos dados permite afirmar que as diminuições obtidas na resistência térmica média dos nanofluidos em relação a água destilada para as concentrações de nanofluidos H₂O+Graf_1, H₂O+Graf_2 e H₂O+Graf_3 foram 2,92%; 6,07% e 14,38%, esses valores fazem parte da condição de temperatura de 25°C, já no caso dos valores correspondentes da condição de temperatura de 45°C foram obtidas as seguintes reduções para as três amostras de nanofluido 3,58%; 5,17% e 16,34%.

Continuando com a metodologia já descrita, tomando como referência os valores mínimos de resistência térmica do fluido base para as três amostras analisadas, os valores obtidos dos nanofluidos de grafeno dispersos em água destilada apresentaram reduções de 4,26%; 9,37% e 18,64% na condição de temperatura de 25°C, para as amostras de menor à maior concentração mássica. Para os testes realizados com temperatura de 45°C foram calculados os seguintes decrementos 6,67%; 11,39% e 21,08%, respectivamente para as amostras de menor à maior concentração mássica.

Tabela 4.5 - Valores mínimos e médios de resistência térmica dos nanofluidos de grafeno a base de água destilada.

	min (R_{th}) [W/°C]			$\overline{R_{th}}$ [W/°C]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
H ₂ O+Graf (25°C)	0,2053	0,1723	0,1477	0,2518	0,2234	0,1952
H ₂ O+Graf (45°C)	0,1941	0,1503	0,1254	0,2297	0,2365	0,1748

Foi escolhida a metodologia gráfica para realizar a avaliação do desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos. A análise para as concentrações de nanofluidos de grafeno a base de água destilada é apresentada na Figura. 4.25, pode ser afirmado que as variáveis mais importantes ou com dominância no incremento da potência de bombeamento relativa são o aumento da concentração mássica de nanopartículas no fluido e a temperatura de entrada do fluido. Dando importância que uma grande parte das condições de operação avaliadas para estas amostras ficaram no primeiro quadrante, pode se concluir de modo geral que o desempenho termo-hidráulico para este tipo de nanofluido oferece muitas vantagens.

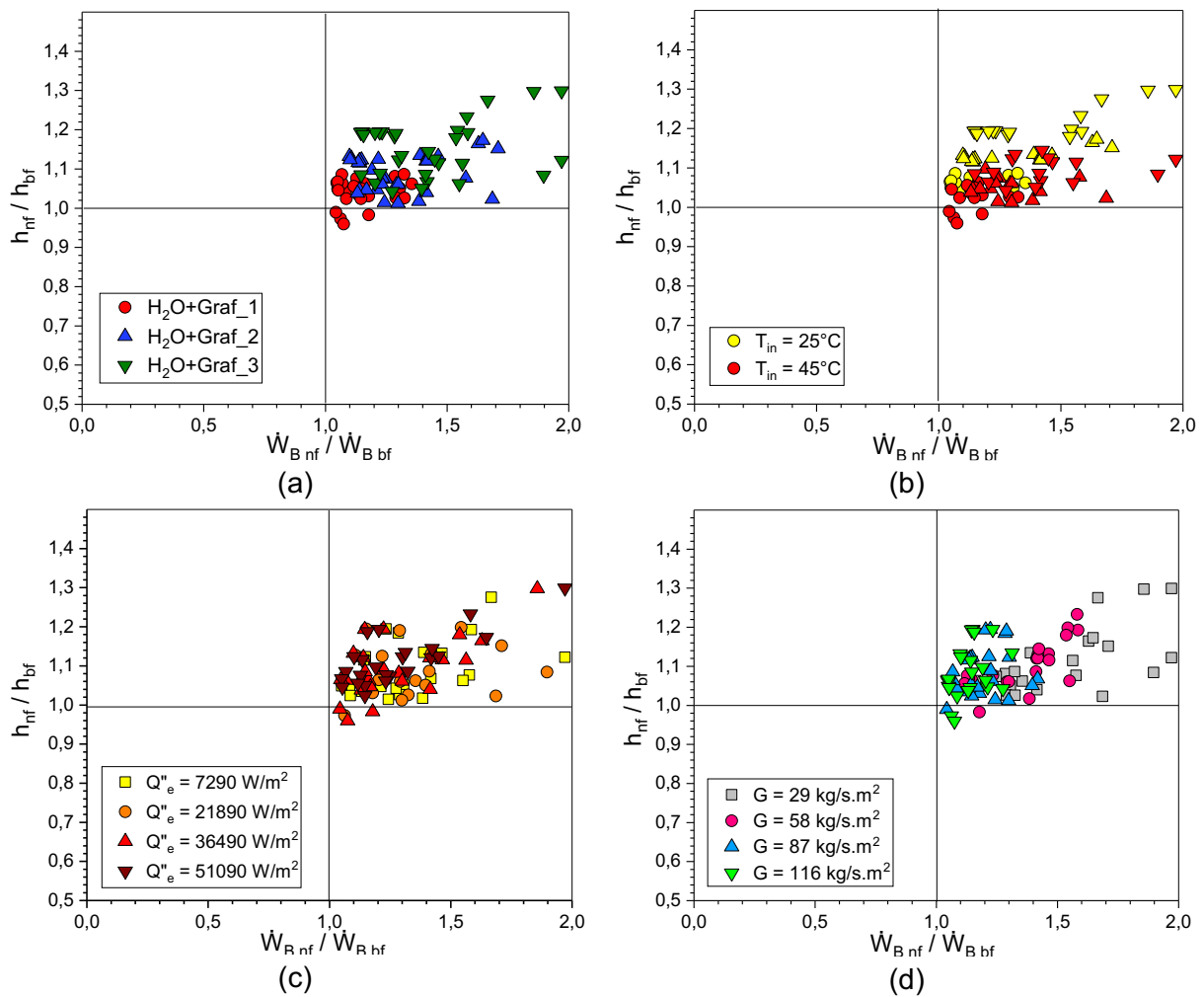


Figure 4.25 - Resultados experimentais dos nanofluidos (H₂O+Graf) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção [h_{nf}/h_{bf}] em função da potência de bombeamento relativa [$\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,bf}$] em relação a: (a) Concentração mássica de nanopartículas. (b) Temperatura de entrada. (c) Fluxo de calor imposto. (d) Velocidade mássica.

5. CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A bancada experimental construída para a avaliação de dissipadores de calor de multi-microcanais possui todos os requisitos necessários que possibilitaram a realização da análise de transferência de calor de nanofluidos de grafeno com distintas condições de operação. Os resultados de balanço de energia aplicado na bancada experimental, utilizando água destilada como fluido de referência, mostraram desvios médios menores que 10%, respectivamente, para a condição com isolamento.

As correlações analisadas apresentaram uma ótima concordância em relação com os resultados experimentais de balanço de energia de água destilada para o coeficiente de transferência de calor por convecção. Os valores obtidos da média dos desvios foram de 4,55 %, 4,97%, 5,86 % e 6,35 % para Sieder e Tate, e 2,68 %, 2,77 %, 4,18 % e 4,79 % para a correlação de Shah e London, pra condições de potência 5 W, 15 W, 25 W e 35 W. Pode se concluir destas correlações escolhidas na literatura que Shah e London e a mais recomendada na avaliação do desempenho térmico da água destilada como fluido de trabalho em trocadores de calor com microcanais retangulares.

A massa específica dos nanofluidos foram avaliadas experimentalmente, em que a massa específica apresentou incremento máximo com relação ao fluido base de 0,43%. Já para a viscosidade dinâmica, os resultados mostraram incrementos calculados de 0,46%, 0,73% e 0,98% para as amostras H₂O+Graf_1, H₂O+Graf_2 e H₂O+Graf_3, respectivamente. Como pôde ser observado, a massa específica dos nanofluidos ensaiados não apresentou diferenças significativas em relação aos valores obtidos para o próprio fluido base. Isto é resultado das reduzidas concentrações volumétricas de nanopartículas de grafeno utilizadas no presente trabalho.

Os resultados experimentais obtidos para condutividade térmica para as amostras de nanofluido de grafeno apresentaram incrementos significativos de 1,1%, 2,2% e 3,2%, para concentrações em massa de grafeno em água destilada H₂O+Graf_1, H₂O+Graf_2 e H₂O+Graf_3, respectivamente.

A análise de estabilidade das amostras de nanofluido de grafeno em água destilada foi realizada por meio de espectroscopia UV-Vis, foi tomado como referência

o comprimento de onda de 300 nm. Foi observado para as concentrações H₂O+Graf_1, H₂O+Graf_2 e H₂O+Graf_3 que a concentração mássica diminui com o tempo, os resultados obtidos da absorvância foram de 0,032, 0,072 e 0,085 para uma hora de dispersão dos nanofluidos e 0,020, 0,042 e 0,075 para 96 horas de dispersão dos nanofluidos. A decantação das amostras com o tempo leva a diminuição da absorvância, além da concentração mássica diminuir.

Foi realizado uma análise que avaliou a morfologia das folhas de grafeno utilizadas na produção das amostras de nanofluidos empregando a técnica de microscopia eletrônica de varredura (MEV), desse jeito foi possível observar a forma das nanopartículas. Já a análise por espectro EDX permitiu confirmar a presença dos principais elementos na catalise dos compósitos, os resultados mostraram um pico de C, sendo o grafeno um derivado deste elemento químico.

O coeficiente de transferência de calor das amostras de grafeno com água destilada como fluido base, apresentou incrementos relevantes. Foi observado que quanto maior a concentração mássica do nanofluido, maior é o incremento do coeficiente de transferência de calor, dessa forma o maior incremento médio tem valor de 25,74% para a concentração de nanofluido H₂O+Graf_3, levando em consideração que a temperatura de entrada destes ensaios foi de 45°C. Já para as amostras de menor concentração mássica H₂O+Graf_1 e H₂O+Graf_2, o coeficiente de transferência de calor médio obtido foi inferior com valores de 5,57% para a condição de temperatura de 25°C e 11,07% para a condição de temperatura de 45°C.

Em relação à resistência térmica das amostras de nanofluido de grafeno a base de água destilada foi possível verificar reduções para as diferentes concentrações mássicas testadas. Os resultados experimentais permitiram realizar o cálculo dos decrementos mais significativos da resistência térmica média, a concentração H₂O+Graf_3 teve um valor de 0,1748W/°C, sendo o menor valor de resistência térmica média registrado, tendo em conta que a temperatura de entrada destes ensaios foi de 45°C. Para as amostras de menor concentração mássica H₂O+Graf_1 e H₂O+Graf_2, os valores de resistência térmica média são maiores, sendo 0,2297W/°C para a condição de temperatura de 45°C e 0,2234 W/°C para a condição de temperatura de 25°C.

A seguir são apresentadas algumas sugestões e recomendações para futuros trabalhos:

- Realizar ensaios com diferentes morfologias de nanopartículas nos trocadores de calor de multi-microcanais com objetivo de se compor um extenso banco de dados com vistas a se propor o melhor nanofluido.
- Testar diferentes tipos de trocadores de calor de multi-microcanais, com distintas geometrias internas, visando o melhor desempenho termo-hidráulico.
- Estender as condições de operação na tentativa de cobrir as possíveis aplicações desses trocadores de calor.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abdolbaqi, M. K., Sidik, N. A. C., Aziz, A., Mamat, R., Azmi, W. H., Yazid, M. N. A. W. M., & Najafi, G. (2016). An experimental determination of thermal conductivity and viscosity of BioGlycol/water based TiO₂ nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 77, 22–32. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.07.007>
- Adio, S. A., Mehrabi, M., Sharifpur, M., & Meyer, J. P. (2016). Experimental investigation and model development for effective viscosity of MgO-ethylene glycol nanofluids by using dimensional analysis, FCM-ANFIS and GA-PNN techniques. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 72, 71–83. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.01.005>
- Afrand, M., Nazari Najafabadi, K., & Akbari, M. (2016). Effects of temperature and solid volume fraction on viscosity of SiO₂-MWCNTs/SAE40 hybrid nanofluid as a coolant and lubricant in heat engines. *Applied Thermal Engineering*, 102, 45–54. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.002>
- Ajeel, R. K., Saiful-Islam, W., Sopian, K., & Yusoff, M. Z. (2020). Analysis of thermal-hydraulic performance and flow structures of nanofluids across various corrugated channels: An experimental and numerical study. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100604>
- Akhgar, A., & Toghraie, D. (2018). An experimental study on the stability and thermal conductivity of water-ethylene glycol/TiO₂-MWCNTs hybrid nanofluid: Developing a new correlation. *Powder Technology*, 338, 806–818. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.07.086>
- Akilu, S., Baheta, A. T., & Sharma, K. v. (2017). Experimental measurements of thermal conductivity and viscosity of ethylene glycol-based hybrid nanofluid with TiO₂-CuO/C inclusions. *Journal of Molecular Liquids*, 246, 396–405. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2017.09.017>
- Ali, A., Ilyas, S. U., Garg, S., Alsaady, M., Maqsood, K., Nasir, R., Abdulrahman, A., Zulfiqar, M., Mahfouz, A. bin, Ahmed, A., & Ridha, S. (2020). Dynamic viscosity of Titania nanotubes dispersions in ethylene glycol/water-based nanofluids: Experimental evaluation and predictions from empirical correlation and artificial neural network. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 118. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104882>

- Alklaibi, A. M., Sundar, L. S., & Chandra Mouli, K. V. V. (2022). Experimental investigation on the performance of hybrid Fe₃O₄ coated MWCNT/Water nanofluid as a coolant of a Plate heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 171. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107249>
- Anbumeenakshi, C., & Thansekhar, M. R. (2014). Experimental Investigation of the Combined Effect of Coating and Header Combination in Microchannels. *Procedia Technology*, 14, 520–527. <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2014.08.066>
- Anbumeenakshi, C., & Thansekhar, M. R. (2017). On the effectiveness of a nanofluid cooled microchannel heat sink under non-uniform heating condition. *Applied Thermal Engineering*, 113, 1437–1443. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.144>
- Asadi, A., Asadi, M., Rezaniakolaei, A., Rosendahl, L. A., Afrand, M., & Wongwises, S. (2018). Heat transfer efficiency of Al₂O₃-MWCNT/thermal oil hybrid nanofluid as a cooling fluid in thermal and energy management applications: An experimental and theoretical investigation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 474–486. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.036>
- Awais, A. A., & Kim, M. H. (2020). Experimental and numerical study on the performance of a minichannel heat sink with different header geometries using nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 171. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115125>
- Azizi, Z., Alamdari, A., & Malayeri, M. R. (2015). Convective heat transfer of Cu-water nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink. *Energy Conversion and Management*, 101, 515–524. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.073>
- Azizi, Z., Barzegarian, R., & Behvandi, M. (2022). Design-expert aided thermohydraulic assessment of a nanofluid-cooled cylindrical microchannel heat sink: Possible application for thermal management of electric vehicle batteries. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 50. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101876>
- Balaji, T., Selvam, C., Lal, D. M., & Harish, S. (2020). Enhanced heat transport behavior of micro channel heat sink with graphene based nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 117. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104716>
- Bindu, M. v., & Herbert, G. M. J. (2022). Experimental investigation of stability, optical property and thermal conductivity of water based MWCNT- Al₂O₃-ZnO mono, binary and ternary nanofluid. *Synthetic Metals*, 287. <https://doi.org/10.1016/j.synthmet.2022.117058>

- CÁRDENAS, A. O. (2019). AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE PRESSÃO DE NANOFLUIDOS EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM DUTOS.
- CÁRDENAS, E. M. (2017). Avaliação experimental do desempenho termohidráulico de nanofluidos de grafeno em um sistema de arrefecimento automotivo. 125.
- Chaitanya Lahari, M. L. R., Sessa Talpa Sai, P. H. V., Sharma, K. v., & Narayanaswamy, K. S. (2022). Thermal conductivity and viscosity of glycerine-water based Cu-SiO₂ hybrid nanofluids. *Materials Today: Proceedings*.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.05.284>
- Dalkılıç, A. S., Açıkgoz, Ö., Küçükyıldırım, B. O., Eker, A. A., Lüleci, B., Jumholkul, C., & Wongwises, S. (2018). Experimental investigation on the viscosity characteristics of water based SiO₂-graphite hybrid nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 97, 30–38.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.07.007>
- de Oliveira, L. R. (2018a). Síntese e caracterização de nanofluidos para aplicação em sistemas térmicos [Universidade Federal de Uberlândia].
<https://doi.org/10.14393/ufu.te.2018.753>
- de Oliveira, L. R. (2018b). Síntese e caracterização de nanofluidos para aplicação em sistemas térmicos [Universidade Federal de Uberlândia].
<https://doi.org/10.14393/ufu.te.2018.753>
- de Oliveira, L. R., Ribeiro, S. R. F. L., Reis, M. H. M., Cardoso, V. L., & Bandarra Filho, E. P. (2019). Experimental study on the thermal conductivity and viscosity of ethylene glycol-based nanofluid containing diamond-silver hybrid material. *Diamond and Related Materials*, 96(December 2018), 216–230.
<https://doi.org/10.1016/j.diamond.2019.05.004>
- do Nascimento, F. J., Moreira, T. A., & Ribatski, G. (2019). Flow boiling critical heat flux of DI-water and nanofluids inside smooth and nanoporous round microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 139, 240–253.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.021>
- Esfahani, M. R., Languri, E. M., & Nunna, M. R. (2016). Effect of particle size and viscosity on thermal conductivity enhancement of graphene oxide nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76, 308–315.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.06.006>
- Esmaili, Q., Ranjbar, A. A., & Porkhial, S. (2018). Experimental analysis of heat transfer in ribbed microchannel. *International Journal of Thermal Sciences*, 130, 140–147.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.04.020>

- Fernandes, de S. (2017). SIMULAÇÃO E EXPERIMENTOS EM MICROSSISTEMA DE RESFRIAMENTO ATIVO PARA CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO (HCPV). 185.
- Fontes, D. H., Ribatski, G., & Bandarra Filho, E. P. (2015). Experimental evaluation of thermal conductivity, viscosity and breakdown voltage AC of nanofluids of carbon nanotubes and diamond in transformer oil. *Diamond and Related Materials*, 58, 115–121. <https://doi.org/10.1016/j.diamond.2015.07.007>
- Ghasemi, S., & Karimipour, A. (2018). Experimental investigation of the effects of temperature and mass fraction on the dynamic viscosity of CuO-paraffin nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 128, 189–197. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.021>
- Hajjar, Z., Rashidi, A. morad, & Ghozatloo, A. (2014). Enhanced thermal conductivities of graphene oxide nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 128–131. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.07.018>
- Hemmat Esfe, M., Alirezaie, A., & Toghraie, D. (2021). Thermal conductivity of ethylene glycol based nanofluids containing hybrid nanoparticles of SWCNT and Fe₃O₄ and its price-performance analysis for energy management. *Journal of Materials Research and Technology*, 14, 1754–1760. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2021.07.033>
- Ho, C. J., & Chen, W. C. (2013). An experimental study on thermal performance of Al₂O₃/water nanofluid in a minichannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 516–522. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.037>
- Ho, C. J., Liao, Ji. C., Li, C. H., Yan, W. M., & Amani, M. (2019). Experimental study of cooling performance of water-based alumina nanofluid in a minichannel heat sink with MEPCM layer embedded in its ceiling. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 103, 1–6. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.02.001>
- Huminić, A., Huminić, G., Fleaca, C., Dumitrache, F., & Morjan, I. (2015). Thermal conductivity, viscosity and surface tension of nanofluids based on FeC nanoparticles. *Powder Technology*, 284, 78–84. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.06.040>
- Jung, S. Y., & Park, H. (2021). Experimental investigation of heat transfer of Al₂O₃ nanofluid in a microchannel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 179. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121729>
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Hassani, S. M., & Mazloumi, S. H. (2017a). Enhancement of laminar forced convection cooling in wavy heat sink with rectangular ribs and

- Al₂O₃/water nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 89, 199–210. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.08.017>
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Hassani, S. M., & Mazloumi, S. H. (2017b). Enhancement of laminar forced convection cooling in wavy heat sink with rectangular ribs and Al₂O₃/water nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 89, 199–210. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.08.017>
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Hassani, S. M., & Mazloumi, S. H. (2017c). Performance enhancement of straight and wavy miniature heat sinks using pin-fin interruptions and nanofluids. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 122, 90–108. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2017.10.002>
- Kim, B. (2016). An experimental study on fully developed laminar flow and heat transfer in rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 62, 224–232. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.10.007>
- Kim, G., Baek, S., Choi, W., Lee, A., Lee, S., Jeong, H., & Sung, Y. (2021). Stability, surface tension, and thermal conductivity of Al₂O₃/water nanofluids according to different types of alcohol and their proportion. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101385>
- Kim, N. J., Park, S. S., Lim, S. H., & Chun, W. (2011). A study on the characteristics of carbon nanofluids at the room temperature (25°C). *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(3), 313–318. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.11.002>
- Kumar, V., & Sarkar, J. (2020). Particle ratio optimization of Al₂O₃-MWCNT hybrid nanofluid in minichannel heat sink for best hydrothermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 165. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114546>
- Lalithambika, K. C., Shanmugapriya, K., & Sriram, S. (2019). Photocatalytic activity of MoS₂ nanoparticles: an experimental and DFT analysis. *Applied Physics A: Materials Science and Processing*, 125(12), 1–8. <https://doi.org/10.1007/s00339-019-3120-9>
- Lee, P. S., Garimella, S. v., & Liu, D. (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(9), 1688–1704. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019>
- Lee, Y. J., Lee, P. S., & Chou, S. K. (2012). Enhanced thermal transport in microchannel using oblique fins. *Journal of Heat Transfer*, 134(10), 1–10. <https://doi.org/10.1115/1.4006843>

- Li, X., Chen, Y., Mo, S., Jia, L., & Shao, X. (2014). Effect of surface modification on the stability and thermal conductivity of water-based SiO₂-coated graphene nanofluid. *Thermochimica Acta*, 595, 6–10. <https://doi.org/10.1016/j.tca.2014.09.006>
- Li, X., Zou, C., Lei, X., & Li, W. (2015). Stability and enhanced thermal conductivity of ethylene glycol-based SiC nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 613–619. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.096>
- Li, Y., Zhou, J., Tung, S., Schneider, E., & Xi, S. (2009). A review on development of nanofluid preparation and characterization. In *Powder Technology* (Vol. 196, Issue 2, pp. 89–101). <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.07.025>
- Li, Z. X., Khaled, U., Al-Rashed, A. A. A. A., Goodarzi, M., Sarafranz, M. M., & Meer, R. (2020). Heat transfer evaluation of a micro heat exchanger cooling with spherical carbon-acetone nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119124>
- Ling, W., Zhou, W., Yu, W., Zhou, F., Chen, J., & Hui, K. S. (2018). Experimental investigation on thermal and hydraulic performance of microchannels with interlaced configuration. *Energy Conversion and Management*, 174, 439–452. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.054>
- Maheshwary, P. B., Handa, C. C., Nemade, K. R., & Chaudhary, S. R. (2020). Role of nanoparticle shape in enhancing the thermal conductivity of nanofluids. *Materials Today: Proceedings*, 28, 873–878. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.12.315>
- Manay, E., Akyürek, E. F., & Sahin, B. (2018). Entropy generation of nanofluid flow in a microchannel heat sink. *Results in Physics*, 9(March), 615–624. <https://doi.org/10.1016/j.rinp.2018.03.013>
- Mohammed Adham, A., Mohd-Ghazali, N., & Ahmad, R. (2013). Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 21, pp. 614–622). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.022>
- Nabil, M. F., Azmi, W. H., Abdul Hamid, K., Mamat, R., & Hagos, F. Y. (2017). An experimental study on the thermal conductivity and dynamic viscosity of TiO₂-SiO₂ nanofluids in water: Ethylene glycol mixture. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 86, 181–189. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.05.024>
- Naphon, P., & Nakharintr, L. (2013). Heat transfer of nanofluids in the mini-rectangular fin heat sinks. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40(1), 25–31. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.012>

- Nasiri, A., Shariaty-Niasar, M., Rashidi, A., Amrollahi, A., & Khodafarin, R. (2011). Effect of dispersion method on thermal conductivity and stability of nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(4), 717–723. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.01.006>
- Nawaz, S., Babar, H., Ali, H. M., Sajid, M. U., Janjua, M. M., Said, Z., Tiwari, A. K., Syam Sundar, L., & Li, C. (2022). Oriented square shaped pin-fin heat sink: Performance evaluation employing mixture based on ethylene glycol/water graphene oxide nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 206. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118085>
- Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151–170. <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- Pan, M., Wang, H., Zhong, Y., Hu, M., Zhou, X., Dong, G., & Huang, P. (2019). Experimental investigation of the heat transfer performance of microchannel heat exchangers with fan-shaped cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134, 1199–1208. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.140>
- Pandey, J., Husain, A., Zahid Ansari, M., & Al-Azri, N. (2022). Comparison of the parallel microchannel and Pin-Fin heat Sinks: An experimental study. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.503>
- Pang, C., Jung, J. Y., Lee, J. W., & Kang, Y. T. (2012). Thermal conductivity measurement of methanol-based nanofluids with Al₂O₃ and SiO₂ nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21–22), 5597–5602. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.048>
- PEÑARANDA, L. E. (2020). Estudo experimental dos métodos ativo e passivo para arrefecimento de painéis fotovoltaicos de alta concentração. Universidade Federal de Uberlândia.
- Peng, Y., Li, Z., Li, S., Cao, B., Wu, X., & Zhao, X. (2021). The experimental study of the heat transfer performance of a zigzag-serpentine microchannel heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, 163(March 2020), 106831. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106831>
- Peyghambarzadeh, S. M., Hashemabadi, S. H., Chabi, A. R., & Salimi, M. (2014). Performance of water based CuO and Al₂O₃ nanofluids in a Cu-Be alloy heat sink with rectangular microchannels. *Energy Conversion and Management*, 86, 28–38. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.013>

- Pryazhnikov, M. I., Minakov, A. v., Rudyak, V. Y., & Guzei, D. v. (2017). Thermal conductivity measurements of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 104, 1275–1282. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.080>
- Qi, C., Liu, M., Wang, G., Pan, Y., & Liang, L. (2018). Experimental research on stabilities, thermophysical properties and heat transfer enhancement of nanofluids in heat exchanger systems. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 26(12), 2420–2430. <https://doi.org/10.1016/j.cjche.2018.03.021>
- Rimbault, B., Nguyen, C. T., & Galanis, N. (2014). Experimental investigation of CuO-water nanofluid flow and heat transfer inside a microchannel heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, 84, 275–292. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.025>
- Saeed, M., & Kim, M. H. (2018). Heat transfer enhancement using nanofluids (Al₂O₃-H₂O) in mini-channel heatsinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 120, 671–682. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.075>
- Sarafraz, M. M., Nikkhah, V., Nakhjavani, M., & Arya, A. (2018). Thermal performance of a heat sink microchannel working with biologically produced silver-water nanofluid: Experimental assessment. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 91(April 2017), 509–519. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.11.007>
- Sarafraz, M. M., Yang, B., Pourmehran, O., Arjomandi, M., & Ghomashchi, R. (2019). Fluid and heat transfer characteristics of aqueous graphene nanoplatelet (GNP) nanofluid in a microchannel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 107(June), 24–33. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.05.004>
- Shah, R. K., & London, A. L. (1978). *Laminar Flow Forced Convection in Ducts. Supplement 1 To Advances in Heat Transfer*. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978012020051150022X>
- Sharma, C. S., Tiwari, M. K., Michel, B., & Poulikakos, D. (2013). Thermofluidics and energetics of a manifold microchannel heat sink for electronics with recovered hot water as working fluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1–2), 135–151. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.012>
- Sharma, P., Baek, I. H., Cho, T., Park, S., & Lee, K. B. (2011). Enhancement of thermal conductivity of ethylene glycol based silver nanofluids. *Powder Technology*, 208(1), 7–19. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2010.11.016>
- SIEDER, E. N. ; & TATE, G. E. (1936). Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. *Industrial & Engineering Chemistry*, 28, 1429–1435.

- Singh, V., Kumar, A., Alam, M., Kumar, A., Kumar, P., & Goyat, V. (2022). A study of morphology, UV measurements and zeta potential of Zinc Ferrite and Al₂O₃ nanofluids. *Materials Today: Proceedings*, 59, 1034–1039. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.371>
- Sundar, L. S., Farooky, M. H., Sarada, S. N., & Singh, M. K. (2013). Experimental thermal conductivity of ethylene glycol and water mixture based low volume concentration of Al₂O₃ and CuO nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 41, 41–46. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.11.004>
- Swinehart, D. F. (1962). The beer-lambert law. *Journal of Chemical Education*, 39(7), 333–335.
- Tan, W. C., Chong, K. K., & Tan, M. H. (2017). Performance study of water-cooled multiple-channel heat sinks in the application of ultra-high concentrator photovoltaic system. *Solar Energy*, 147, 314–327. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.03.040>
- Usri, N. A., Azmi, W. H., Mamat, R., Hamid, K. A., & Najafi, G. (2015). Thermal Conductivity Enhancement of Al₂O₃ Nanofluid in Ethylene Glycol and Water Mixture. In *Energy Procedia* (Vol. 79). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.509>
- van Trinh, P., Anh, N. N., Hong, N. T., Hong, P. N., Minh, P. N., & Thang, B. H. (2018). Experimental study on the thermal conductivity of ethylene glycol-based nanofluid containing Gr-CNT hybrid material. *Journal of Molecular Liquids*, 269, 344–353. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2018.08.071>
- Vărdaru, A., Huminic, G., Huminic, A., Fleacă, C., Dumitrache, F., & Morjan, I. (2022). Synthesis, characterization and thermal conductivity of water based graphene oxide–silicon hybrid nanofluids: An experimental approach. *Alexandria Engineering Journal*, 61(12), 12111–12122. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.06.012>
- Wole-Osho, I., Okonkwo, E. C., Kavaz, D., & Abbasoglu, S. (2020). An experimental investigation into the effect of particle mixture ratio on specific heat capacity and dynamic viscosity of Al₂O₃-ZnO hybrid nanofluids. *Powder Technology*, 363, 699–716. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2020.01.015>
- Xia, G. D., Liu, R., Wang, J., & Du, M. (2016). The characteristics of convective heat transfer in microchannel heat sinks using Al₂O₃ and TiO₂ nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76, 256–264. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.05.034>
- Xia, G., Ma, D., Zhai, Y., Li, Y., Liu, R., & Du, M. (2015). Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in microchannel heat sink with

- complex structure. *Energy Conversion and Management*, 105, 848–857.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.042>
- Xu, C., Xu, S., Wang, Z., & Fenga, D. (2021). Experimental investigation of flow and heat transfer characteristics of pulsating flows driven by wave signals in a microchannel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 125.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105343>
- Yang, D., Sun, B., Xu, T., Liu, B., & Li, H. (2021). Experimental and numerical study on the flow and heat transfer characteristic of nanofluid in the recirculation zone of backward-facing step microchannels. *Applied Thermal Engineering*, 199.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117527>
- Yazawa, K., & Ishizuka, M. (2005). A Study of Channel Optimization in Cooling Spreader on a Smaller and Transient Heat Source. *Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science.*, September 2005.
- Zhai, Y. L., Xia, G. D., Liu, X. F., & Li, Y. F. (2015). Heat transfer enhancement of Al₂O₃-H₂O nanofluids flowing through a micro heat sink with complex structure. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 66, 158–166.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.05.025>
- Zhao, N., Guo, L., Qi, C., Chen, T., & Cui, X. (2019). Experimental study on thermo-hydraulic performance of nanofluids in CPU heat sink with rectangular grooves and cylindrical bugles based on exergy efficiency. *Energy Conversion and Management*, 181(October 2018), 235–246.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.076>
- Zhong, T. M., Chen, Y., Zheng, W. X., Hua, N., Luo, X. L., Yang, Q. C., Mo, S. P., & Jia, L. S. (2014). Experimental investigation on microchannel condensers with and without liquid-vapor separation headers. *Applied Thermal Engineering*, 73(2), 1510–1518. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.047>