

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
ENGENHARIA AEROESPACIAL

JOÃO VÍTOR MUZEKA CANESIN

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DO ESPAÇAMENTO DE PLACAS NO
DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS
GAXETADAS

Joinville
2024

JOÃO VÍTOR MUZEKA CANESIN

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DO ESPAÇAMENTO DE PLACAS NO
DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS
GAXETADAS

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Aeroespacial, no Centro Tecnológico de
Joinville, da Universidade Federal de Santa
Catarina.

Orientador: Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva

Joinville

2024

JOÃO VÍTOR MUZEKA CANESIN

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DO ESPAÇAMENTO DE PLACAS NO
DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS
GAXETADAS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Aeroespacial, no Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville (SC), 05 de dezembro de 2024.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva
Orientador

Prof^a. Dr^a. Talita Sauter Possamai
Membro(a)
UFSC

Prof. Dr. Giovani Silveira de Magalhães Martins
Membro(a)
UFSC

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer a Deus pela saúde e pelo dom da vida.

Agradeço pela minha família, principalmente aos meus pais, Elaine e Edison, que sempre proporcionaram a mim uma educação de qualidade, cuidado, afeto e segurança. Agradeço por todo o apoio e esforço realizado, sobretudo durante a etapa de graduação. Sem vocês este trabalho não seria possível.

Agradeço à minha avó Venir e à minha tia Valéria, que apesar da distância, sempre estão perto de mim através da constante torcida e da maneira como sempre acreditam no meu potencial.

Agradeço às amizades feitas durante o período da graduação, especialmente ao André, Arthur, Marcus e Vinícius. Obrigado por toda a ajuda e por todos os momentos felizes que passamos dentro e fora da universidade.

Sou grato aos amigos e colegas do Thermal Fluid Flow Group (T2F) pelos momentos alegres e pelas valiosas trocas de conhecimento.

Expresso minha gratidão ao meu orientador Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva, pela orientação, acompanhamento e ensinamentos durante a realização deste trabalho.

Por fim, agradeço à FEESC e Petrobras, pelo suporte financeiro através da bolsa de iniciação científica, pelo apoio e incentivo ao trabalho e pesquisa científica, e pela oportunidade de estudo e desenvolvimento no meio acadêmico.

“ The past is like using your rearview mirror in the car. It’s good to glance back and see how far you’ve come, but if you stare too long, you’ll miss what’s right in front of you ”

Unknown Author

RESUMO

Trocadores de calor são dispositivos amplamente utilizados em diversos setores industriais. Por serem equipamentos compactos, eficientes e simples de montar e desmontar, os trocadores de calor a placas tornaram-se ideais para transferir energia térmica entre fluidos em inúmeras aplicações. Em trocadores de calor a placas gaxetadas (GPHEs), a deformação elástica das placas causada pela diferença de pressão de entrada (*breathing effect*) e a influência do espaçamento entre placas, também chamado de aperto, pode impactar no desempenho termo-hidráulico do dispositivo, afetando o seu funcionamento. Tanto o fenômeno do *breathing effect* como a característica do aperto são pouco explorados na literatura. Apresenta-se neste trabalho uma análise experimental da influência do espaçamento de placas no desempenho termo-hidráulico de GPHEs para três tipos de placas distintas do tipo *Chevron*, denominadas por placas simples ou convencionais, placas duplas (*double wall plates*) e placas semi-soldadas (*semi-welded plates*). Uma bancada experimental foi adaptada para a realização dos testes. Os experimentos realizados consistiram em um conjunto de 39 placas, submetidas a três níveis de aperto: 1,02A (aperto mínimo), 1,00A (aperto nominal) e 0,98A (aperto máximo). Foram avaliados o comportamento térmico e hidrodinâmico para as diversas configurações, com vazões mássicas iguais em ambos os ramais, variando a diferença de pressão de entrada de -2 a 2 bar, em intervalos de 0,5 bar. Correlações para a determinação do fator de fricção e número de Nusselt foram propostas e comparadas a correlações obtidas na literatura. Por meio dos testes efetuados, verificou-se que o fator de fricção sofria maiores mudanças quando a diferença de pressão de entrada era próxima de 0 bar, permanecendo constante para outros valores. Além disso, os valores de fator de fricção obtidos para o ramal estrangulado mostraram superioridade com relação ao ramal expandido. O fator de fricção, e consequentemente a taxa de transferência de calor, aumentaram em maiores níveis de aperto. O *breathing effect* é menos evidente para o nível máximo de aperto, devido à menor liberdade de movimentação e deformação elástica das placas nessa condição. A diferença de pressão de entrada entre os ramais não causou mudanças expressivas no desempenho térmico das configurações testadas. As placas duplas apresentaram a menor efetividade, resultado de um aumento da resistência térmica causada por uma camada de ar presente entre as placas.

Palavras-chave: Trocadores de calor a placas gaxetadas; espaçamento de placas; *breathing effect*.

ABSTRACT

Heat exchangers are devices widely used in various industrial sectors. Due to their compact design, efficiency, and simplicity of assembly and disassembly, plate heat exchangers have become ideal for transferring thermal energy between fluids in numerous applications. In gasketed plate heat exchangers (GPHEs), the elastic deformation of the plates caused by the pressure differential at the inlet (breathing effect) and the influence of the plate spacing, also referred to as clamping, can impact the thermo-hydraulic performance of the device, affecting its operation. Both the breathing effect phenomenon and the clamping characteristic are scarcely explored in the literature. This study presents an experimental analysis of the influence of plate spacing on the thermo-hydraulic performance of GPHEs for three distinct types of Chevron plates: conventional plates, double wall plates and semi-welded plates. An experimental test bench was adapted to conduct the tests. The experiments were performed using a set of 39 plates subjected to three clamping levels: 1.02A (minimum clamping), 1.00A (nominal clamping), and 0.98A (maximum clamping). The thermal and hydrodynamic behavior was evaluated for various configurations, with equal mass flow rates in both channels, while varying the inlet pressure differential from -2 to 2 bar in 0.5 bar increments. Correlations for determining the friction factor and Nusselt number were proposed and compared with those found in the literature. Through the conducted tests, it was observed that the friction factor experienced more significant changes when the inlet pressure differential was close to 0 bar, remaining constant for other values. Furthermore, the friction factor values collected for the constricted channel were higher than those obtained for the expanded channel. The friction factor, and consequently the heat transfer rate, increased at higher clamping levels. The breathing effect was less evident at the maximum clamping level due to the reduced freedom of movement and elastic deformation of the plates in this condition. The inlet pressure differential between channels did not cause significant changes in thermal performance of the tested configurations. Double wall plates showed the lowest effectiveness, resulting from an increase in thermal resistance caused by an air layer present between the plates.

Keywords: Gasketed plate heat exchanger; plate spacing; breathing effect.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Classificação de trocadores de calor. | 4 |
| Figura 2 – Estrutura de um GPHE. | 5 |
| Figura 3 – Modelo esquemático do padrão de escoamento de um GPHE. | 6 |
| Figura 4 – Arranjos de escoamento de um GPHE. | 7 |
| Figura 5 – Geometria de uma placa tipo <i>Chevron</i> | 7 |
| Figura 6 – Dimensões da gaxeta de uma placa tipo <i>Chevron</i> | 8 |
| Figura 7 – Esquema de vazamento em placas de parede dupla | 10 |
| Figura 8 – Vista frontal de uma placa tipo cassete | 10 |
| Figura 9 – Processo de transferência de calor em um PHE. | 17 |
| Figura 10 – (a) Resistências térmicas em um PHE e (b) Circuito térmico para um trocador de calor | 18 |
| Figura 11 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada média entre ramais: (a) GPHEs com 9 e 65 placas e (b) GPHEs com 21 e 31 placas. | 24 |
| Figura 12 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada | 25 |
| Figura 13 – Fator de fricção x Reynolds - Influência da pressão de entrada: (a) Ramal quente e (b) Ramal frio | 26 |
| Figura 14 – Fator de fricção x Reynolds - Influência da espessura da placa e do aperto ($\beta = 60^\circ$): (a) $\Delta P = 0$ bar e (b) $\Delta P = 1$ bar | 27 |
| Figura 15 – Nusselt x Reynolds ($\beta = 60^\circ$) | 27 |
| Figura 16 – Coeficiente global de transferência de calor e coeficiente de filme da placa x Espaçamento entre placas: (a) Zona 1 e (b) Zona 2 | 28 |
| Figura 17 – Comparação entre placas de parede simples (esquerda) e dupla (direita): (a) Vista frontal e (b) Vista lateral | 30 |
| Figura 18 – Vista lateral das placas soldadas. | 31 |
| Figura 19 – Esquema da bancada experimental. | 32 |
| Figura 20 – Aperto em trocadores de calor a placas. | 33 |
| Figura 21 – Posição das agulhas em uma placa soldada. | 35 |
| Figura 22 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada - 1,00A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas. | 38 |
| Figura 23 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada - 1,02A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas. | 40 |
| Figura 24 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada - 0,98A: (a) Placas simples e (b) Placas duplas. | 41 |
| Figura 25 – <i>Breathing effect</i> em um GPHE. | 42 |
| Figura 26 – Fator de fricção x Reynolds ($P_{inCOLD} > P_{inHOT}$) - 4,5 kg/s: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas. | 43 |

| | |
|--|----|
| Figura 27 – Vazão mássica dos ramais x Tempo - Placas simples: (a) 1,02A, (b) 1,00A e (c) 0,98A. | 45 |
| Figura 28 – Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) GPHE - 1,02A, (b) GPHE - 1,00A e (c) GPHE - 0,98A. | 47 |
| Figura 29 – Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) DWPHE - 1,02A, (b) DWPHE - 1,00A e (c) DWPHE - 0,98A. | 49 |
| Figura 30 – Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) SWPHE - 1,02A e (b) SWPHE - 1,00A. | 50 |
| Figura 31 – Comparação entre as taxas de transferência de calor - 1,00A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas. | 51 |
| Figura 32 – Coeficiente global de transferência de calor: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas. | 53 |
| Figura 33 – $U \times Re$ - 0,98A: GPHE e DWPHE. | 55 |
| Figura 34 – Número de Nusselt x Número de Reynolds - Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) GPHE - 1,02A, (b) GPHE - 1,00A e (c) GPHE - 0,98A. | 58 |
| Figura 35 – Número de Nusselt x Número de Reynolds - Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) DWPHE - 1,02A, (b) DWPHE - 1,00A e (c) DWPHE - 0,98A. | 59 |
| Figura 36 – Número de Nusselt x Número de Reynolds - Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) SWPHE - 1,02A e (b) SWPHE - 1,00A. | 61 |
| Figura 37 – Vazão mássica dos ramais x Tempo - Placas duplas: (a) 1,02A, (b) 1,00A e (c) 0,98A. | 73 |
| Figura 38 – Vazão mássica dos ramais x Tempo - Placas soldadas: (a) 1,02A e (b) 1,00A. | 74 |
| Figura 39 – Comparação entre as taxas de transferência de calor - 1,02A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas. | 75 |
| Figura 40 – Comparação entre as taxas de transferência de calor - 0,98A: (a) Placas simples e (b) Placas duplas. | 76 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 – Correlações de fator de fricção para PHEs. | 13 |
| Tabela 2 – Correlações do número de Nusselt para PHEs. | 21 |
| Tabela 3 – Dimensões e características das placas e gaxetas. | 29 |
| Tabela 4 – Apertos utilizados nos testes. | 33 |
| Tabela 5 – Incertezas dos instrumentos de medição. | 36 |
| Tabela 6 – Incerteza máxima relativa dos parâmetros de medição. | 36 |
| Tabela 7 – Correlações de fator de fricção experimental. | 46 |
| Tabela 8 – Espessura média da camada de ar para o aperto 0,98A. | 55 |
| Tabela 9 – Correlações de número de Nusselt experimental. | 57 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|-------|---|
| DWPHE | Trocador de Calor de Placas Duplas |
| GPHE | Trocador de Calor de Placas Gaxetadas |
| PHE | Trocador de Calor a Placas |
| SWPHE | Trocador de Calor de Placas Semi-Soldadas |
| T2F | Thermal Fluid Flow Group |
| UFSC | Universidade Federal de Santa Catarina |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|--------------|--|
| A_c | Área da seção transversal do canal [m ²] |
| $A_{ef.}$ | Área efetiva da placa [m ²] |
| $A_{proj.}$ | Área projetada da placa [m ²] |
| A | Área superficial [m ²] |
| C | Capacidade térmica [J/K] |
| D_h | Diâmetro hidráulico [mm] |
| D_p | Diâmetro do bocal [mm] |
| G_c | Velocidade mássica no canal [kg/m ² · s] |
| L_1 | Altura total da gaxeta [mm] |
| L_{G1} | Altura total do perfil da gaxeta [mm] |
| L_{G2} | Altura do encaixe do perfil da gaxeta [mm] |
| L_h | Distância horizontal entre bocais [mm] |
| L_p | Comprimento efetivo de troca térmica [mm] |
| L_v | Comprimento efetivo de escoamento [mm] |
| L_w | Largura efetiva do canal [mm] |
| L | Comprimento [mm] |
| N_c | Número de canais [-] |
| N_p | Número de placas [-] |
| Nu | Número de Nusselt [-] |
| P_c | Passo da corrugação [mm] |
| P_{inCOLD} | Pressão de entrada do ramal frio [bar] |
| P_{inHOT} | Pressão de entrada do ramal quente [bar] |
| P_w | Perímetro molhado [mm] |
| Pr | Número de Prandtl [-] |
| Q | Taxa de transferência de calor [W] |
| Re | Número de Reynolds [-] |
| R | Resistência térmica [W/K] |
| T | Temperatura [K] |
| U_{DWPHE} | Coeficiente global de transferência de calor do DWPHE [W/m ² · K] |
| U_{GPHE} | Coeficiente global de transferência de calor do GPHE [W/m ² · K] |
| U | Coeficiente global de transferência de calor [W/m ² · K] |
| V | Velocidade [m/s] |
| W_1 | Largura total da gaxeta [mm] |
| W_{G1} | Largura total do perfil da gaxeta [mm] |
| W_{G2} | Largura da base do perfil da gaxeta [mm] |
| W | Largura efetiva do canal [mm] |

| | |
|-------------------|--|
| X | Parâmetro adimensional de corrugação [-] |
| ΔP_c | Queda de pressão no canal [bar] |
| ΔP | Queda de pressão [bar] |
| ΔT_{LMTD} | Média logarítmica da diferença das temperaturas [K] |
| ΔT | Diferença de temperatura [K] |
| Φ | Fator de alargamento [-] |
| α | Difusividade térmica [m^2/s] |
| β | Ângulo de <i>Chevron</i> [°] |
| $\dot{Q}_{cond.}$ | Fluxo de transferência de calor por condução [W/m^2] |
| $\dot{Q}_{conv.}$ | Fluxo de transferência de calor por convecção [W/m^2] |
| \dot{m} | Vazão mássica [kg/s] |
| μ_m | Viscosidade dinâmica na temperatura média do escoamento [$kg/m \cdot s$] |
| μ_w | Viscosidade dinâmica na temperatura da parede da placa [$kg/m \cdot s$] |
| μ | Viscosidade dinâmica [$kg/m \cdot s$] |
| ν | Viscosidade cinemática [m^2/s] |
| π | Número de pi [-] |
| ρ | Densidade [kg/m^3] |
| τ_w | Tensão de cisalhamento na parede [N/m^2] |
| \varnothing_D | Diâmetro da gaxeta [mm] |
| b | Profundidade do canal [mm] |
| c_p | Calor específico a pressão constante [$J/kg \cdot K$] |
| e_m | Espessura média de camada de ar [m] |
| f | Fator de atrito de Fanning [-] |
| h | Coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2 \cdot K$] |
| k_{ar} | Condutividade térmica do ar [$W/m \cdot K$] |
| k_p | Condutividade térmica da placa [$W/m \cdot K$] |
| k | Condutividade térmica [$W/m \cdot K$] |
| t_{DWPHE} | Espessura da placa do DWPHE [mm] |
| t_{GPHE} | Espessura da placa do GPHE [mm] |
| t | Espessura da placa [mm] |
| u | Componente horizontal da velocidade [m/s] |

LISTA DE SUBSCRITOS

| | |
|------|-----------------------|
| c | Cold (Frio) |
| i | In (Entrada) |
| estr | Estrangulado |
| exp | Expandido |
| f | Fouling (Incrustação) |
| h | Hot (Quente) |
| m | Médio |
| o | Out (Saída) |
| w | Wall (Parede) |
| t | Total |

SUMÁRIO

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | OBJETIVOS | 2 |
| 1.1.1 | Objetivo geral | 2 |
| 1.1.2 | Objetivos Específicos | 2 |
| 2 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 3 |
| 2.1 | TROCADORES DE CALOR | 3 |
| 2.1.1 | Trocadores de calor tipo placa | 4 |
| 2.1.1.1 | Trocadores de calor de placas gaxetadas | 5 |
| 2.1.2 | Características geométricas | 7 |
| 2.1.3 | Tipos de trocadores de calor a placas | 9 |
| 2.1.3.1 | Trocador de calor a placas de parede dupla | 9 |
| 2.1.3.2 | Trocador de calor a placas de parede semi-soldada | 10 |
| 2.2 | DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DE GPHERS | 11 |
| 2.2.1 | Queda de pressão | 11 |
| 2.2.2 | Fator de fricção | 11 |
| 2.2.3 | Correlações para fator de fricção | 12 |
| 2.2.4 | Balanco global de energia | 16 |
| 2.2.5 | Coefficiente global de transferencia de calor | 17 |
| 2.2.6 | Resistencia térmica | 18 |
| 2.2.7 | Número de Nusselt | 18 |
| 2.2.8 | Correlações para o número de Nusselt | 19 |
| 3 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 24 |
| 3.1 | INFLUÊNCIA DA DIFERENÇA DE PRESSÃO ENTRE OS RAMAIS | 24 |
| 3.2 | INFLUÊNCIA DO ESPAÇAMENTO DE PLACAS | 26 |
| 4 | METODOLOGIA | 29 |
| 4.1 | CONFIGURAÇÕES EXPERIMENTAIS DOS PHES | 29 |
| 4.2 | DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL | 31 |
| 4.3 | PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL TÉRMICO | 32 |
| 4.4 | PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL HIDRODINÂMICO | 34 |
| 4.5 | INCERTEZAS DE MEDIÇÃO | 35 |
| 5 | RESULTADOS | 37 |
| 5.1 | DESEMPENHO HIDRODINÂMICO | 37 |
| 5.1.1 | Fator de fricção | 37 |
| 5.1.1.1 | Fator de fricção e variação de pressão de entrada | 37 |
| 5.1.1.2 | Fator de fricção e o <i>breathing effect</i> | 42 |
| 5.1.2 | Vazão mássica e diferença de pressão de entrada | 44 |

| | | |
|---------|---|----|
| 5.1.3 | Correlação de fator de fricção experimental | 46 |
| 5.1.4 | Comparação dos fatores de fricção | 47 |
| 5.2 | DESEMPENHO TÉRMICO | 50 |
| 5.2.1 | Análise do comportamento térmico | 50 |
| 5.2.2 | Coefficiente global de transferência de calor | 52 |
| 5.2.2.1 | Cálculo da espessura da camada de ar no DWPHE | 54 |
| 5.2.3 | Correlação de número de Nusselt experimental | 56 |
| 5.2.4 | Comparação de correlações de número de Nusselt | 57 |
| 6 | CONCLUSÃO | 62 |
| | REFERÊNCIAS | 64 |
| | APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO | 66 |
| A.1 | INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA (\dot{m}) | 67 |
| A.2 | INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (\dot{q}) | 68 |
| A.3 | INCERTEZA DA DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA (ΔT_{LMTD}) | 68 |
| A.4 | INCERTEZA DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (U) | 69 |
| A.5 | INCERTEZA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (h) | 69 |
| A.6 | INCERTEZA DO NÚMERO DE NUSSOLT (Nu) | 70 |
| A.7 | INCERTEZA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO DIFERENCIAL (ΔP) | 70 |
| A.8 | INCERTEZA DO NÚMERO DE REYNOLDS (Re) | 71 |
| A.9 | INCERTEZA DO FATOR DE FRICÇÃO (f) | 71 |
| | APÊNDICE B – RESULTADOS | 73 |
| B.1 | VAZÃO MÁSSICA E DIFERENÇA DE PRESSÃO DE ENTRADA | 73 |
| B.2 | ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO | 75 |

1 INTRODUÇÃO

Com o avanço da tecnologia proveniente da revolução industrial durante os séculos XIX e XX, os trocadores de calor foram desenvolvidos para regular processos envolvendo controle de temperatura. Atualmente, tais dispositivos podem ser encontrados nos diversos tipos de indústrias, automóveis, plataformas petrolíferas e computadores.

Um trocador de calor é um dispositivo utilizado para transferir energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido, ou entre particulados sólidos e um fluido, em diferentes temperaturas e contato térmico (Shah; Sekulic, 2003). Cada tipo de trocador de calor apresenta características intrínsecas que podem ser exploradas para obter melhor custo-benefício conforme as exigências.

Segundo Incropera *et al.* (2008), um tipo de trocador de calor comumente utilizado é o casco e tubos, cujas variações são consoante a mudança no número de passes no casco e nos tubos. Outro tipo de trocador de calor, de ampla utilização, é o de placas, constituído de placas corrugadas em paralelo com a região de passagem para o escoamento, intercalando entre o fluido de menor e maior temperatura, permitindo aumento do número de placas conforme a necessidade de aumento de transferência de calor (Çengel; Ghajar, 2012).

O aperto em um *Gasketed Plate Heat Exchanger* ou Trocador de Calor de Placas Gaxetadas (GPHE), representa a condição de distribuição das placas ao longo de sua estrutura. Um maior aperto representa menor distância entre as placas, enquanto um menor aperto representa maior distância entre as placas. Os fabricantes apresentam uma faixa de aperto máximo e mínimo recomendado no uso de seus GPHEs, sendo este valor uma função do número de placas contidas na configuração utilizada.

Em relação aos GPHEs, um dos fatores diretamente ligados com a efetividade térmica é o aperto adequado utilizado nesses dispositivos. Mudanças na condição de aperto modificam a taxa de transferência de calor, alterando a efetividade térmica do trocador de calor. Segundo Rohmah *et al.* (2015), o aumento do espaçamento entre as placas resulta em um aumento da área total de troca térmica e número de placas e, conseqüentemente, devido ao aumento do espaçamento, há uma diminuição da queda total de pressão dos ramais quente e frio.

Ahn e Kim (2016) realizaram testes em escala de um trocador de calor de placas gaxetadas utilizado em um sistema de cogeração baseado em motor a gás, e verificaram que o fator de fricção era influenciado, principalmente, pela pressão do canal adjacente, sendo a vazão mássica e outras condições de operação menos relevantes.

Lychakov *et al.* (2017), demonstraram que na presença de uma diferença de pressão entre os canais adjacentes, ocorre uma deformação das placas dos respectivos canais, havendo um estreitamento do canal de menor pressão e uma expansão do canal de maior pressão (breathing effect), havendo necessidade de considerar esse efeito nos cálculos hidráulicos.

Na literatura, observa-se que o espaçamento de placas ou aperto é usualmente negligenciado, ou seja, não é um fator controlado. Estudos como os de Ahn e Kim (2016), Focke *et al.* (1985) e Kumar e Singh (2017) exemplificam essa tendência, ao não considerarem o aperto como propriedade relevante na análise do desempenho termo-hidráulico em seus experimentos. Por outro lado, Rohmah *et al.* (2015) destaca que variações geométricas, como o espaçamento de placas, podem impactar os resultados experimentais, principalmente quando a uniformidade do aperto não é garantida. Nesse sentido, este trabalho propõe uma análise experimental da influência do espaçamento de placas no desempenho termo-hidráulico de GPHEs.

Os testes experimentais, realizados no laboratório Thermal Fluid Flow Group (T2F) na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), foram feitos em escoamento contracorrente, variando o número de Reynolds, e conseqüentemente, a vazão mássica, em faixas específicas. A diferença de pressão entre os ramais frio e quente também foi controlada durante os experimentos, seguindo valores pré-estabelecidos.

1.1 OBJETIVOS

Para o estudo da análise experimental do aperto em GPHEs, são propostos neste trabalho os seguintes objetivos.

1.1.1 Objetivo geral

Avaliar experimentalmente a influência do espaçamento de placas nas características termo-hidráulicas de GPHEs a partir da utilização de três tipos de placas distintas, ou seja, três tipos de trocadores de calor diferentes, sendo os seguintes: *Gasketed Plate Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Placas Gaxetadas (GPHE)), *Double Wall Plate Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Placas Duplas (DWPHE)) e *Semi-Welded Plate Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Placas Semi-Soldadas (SWPHE)).

1.1.2 Objetivos Específicos

- Investigar a influência do aperto, do *breathing effect* e da variação de pressão de entrada e comparar seus impactos no funcionamento de diferentes configurações e tipos de GPHEs;
- Verificar as mudanças de efetividade e coeficiente global de transferência de calor para as diferentes configurações;
- Examinar a relação do aperto e da variação de pressão de entrada no fator de fricção e no número de Nusselt;
- Desenvolver correlações de fator de fricção e número de Nusselt em função dos dados obtidos experimentalmente e compará-las com as correlações existentes na literatura;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para avaliar a influência do aperto em GPHEs, é fundamental entender primeiramente o funcionamento básico de um trocador de calor e também conhecer os diferentes tipos existentes. Como o aperto e o espaçamento entre placas são propriedades presentes apenas nos trocadores de calor do tipo placas, detalharemos, de forma mais aprofundada, o funcionamento de um GPHE. Serão discutidas as características geométricas de diferentes tipos de placas, bem como a teoria de transferência de calor nesses equipamentos, utilizando modelos térmicos e hidrodinâmicos descritos na literatura.

2.1 TROCADORES DE CALOR

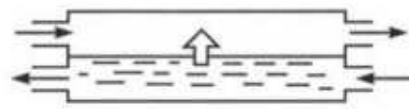
De acordo com Thulukkanam (2013), um trocador de calor é um dispositivo utilizado para transferência de energia térmica interna entre dois ou mais fluidos com diferentes temperaturas. Esses dispositivos consistem em elementos como um núcleo ou matriz, que contém a área de transferência de calor, e elementos de distribuição de fluido como tanques, bocais de entrada e saída, tubos, dentre outros.

Segundo Çengel e Ghajar (2012), diferentes aplicações de transferência de calor demandam de diferentes tipos de dispositivos para atender às necessidades exigidas. Dessa forma, vários tipos de projetos de trocadores de calor foram criados na tentativa de cumprir os requisitos de transferência de calor conforme as restrições especificadas. Portanto, os trocadores de calor são classificados de maneiras diferentes. A Figura 1 ilustra diferentes tipos de trocadores de calor a partir de suas características de fabricação e funcionamento.

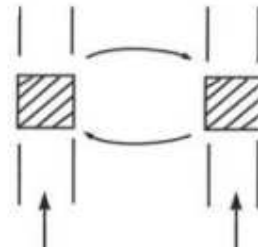
Kakaç *et al.* (2012) classificam os trocadores de calor segundo à própria característica do equipamento (recuperador ou regenerador), ao processo de transferência térmica (contato direto e indireto), ao modo de transferência de calor (monofásico, bifásico, evaporação e condensação), à geometria (tubos, placas e superfícies aletadas) e ao escoamento (paralelo, contracorrente e cruzado), como pode ser observado na Figura 1.

Figura 1 – Classificação de trocadores de calor.

1 - Recuperador/Regenerador

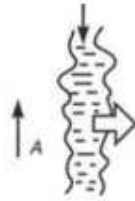


(a) Recuperador

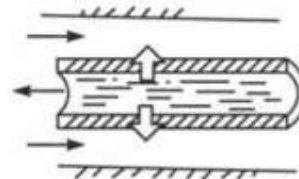


(b) Regenerador

2 - Contato direto/indireto



(a) Contato direto



(b) Contato indireto

3 - Uma fase/Duas fases

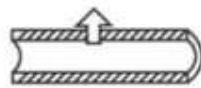


(a) Monofásico/Bifásico

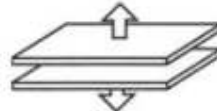
(b) Evaporação

(c) Condensação

4 - Geometria



(a) Tubos

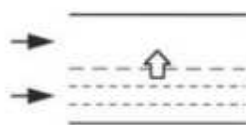


(b) Placas

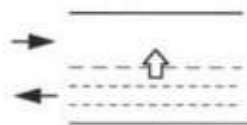


(c) Superfícies aletadas

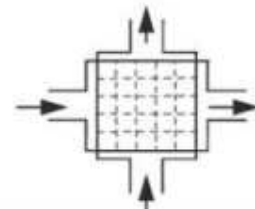
5 - Escoamento



(a) Paralelo



(b) Contracorrente



(c) Cruzado

Fonte: Adaptado de Kakaç *et al.* (2012, p. 2).

2.1.1 Trocadores de calor tipo placa

Trocadores de calor a placas são formados de placas finas que formam canais de fluido. Os escoamentos dos fluidos são separados por placas planas, podendo ser cor-

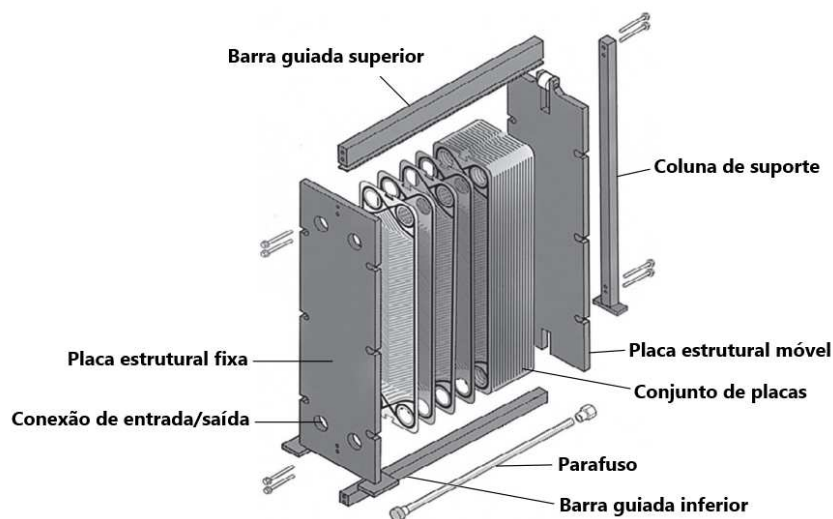
rugadas ou não (Kakaç *et al.*, 2012). Um *Plate Heat Exchanger* ou Trocador de Calor a Placas (PHE) pode ser classificado como gaxetado, soldado (uma ou duas passagens de fluido), ou brasado, dependendo da estanqueidade necessária. Outros tipos de permutadores de calor de placas incluem permutadores de placas espirais, lamelas e *platecoil* (Shah; Sekulic, 2003).

Apesar de serem amplamente utilizados, os PHEs possuem aplicações limitadas em relação às máximas pressões (25 bar a 30 bar) e temperaturas (160°C a 250°C) de trabalho (Wang *et al.*, 2007).

2.1.1.1 Trocadores de calor de placas gaxetadas

De acordo com Shah e Sekulic (2003), um GPHE consiste em um conjunto formado por uma série de placas metálicas seladas por gaxetas nas extremidades. A estrutura normalmente tem um lado fixo e outro móvel, ambos constituídos por uma placa metálica mais rígida e de maior espessura, sendo conectados a partir de parafusos e porcas com o auxílio de barras guiadas superiores e inferiores, garantindo dessa forma um alinhamento adequado das placas. A placa fixa geralmente contém conexões de entrada e saída para o escoamento do fluido, enquanto a placa móvel é maciça. A Figura 2 mostra o esquema da estrutura de um GPHE.

Figura 2 – Estrutura de um GPHE.



Fonte: Adaptado de Thulukkanam (2013, p. 11).

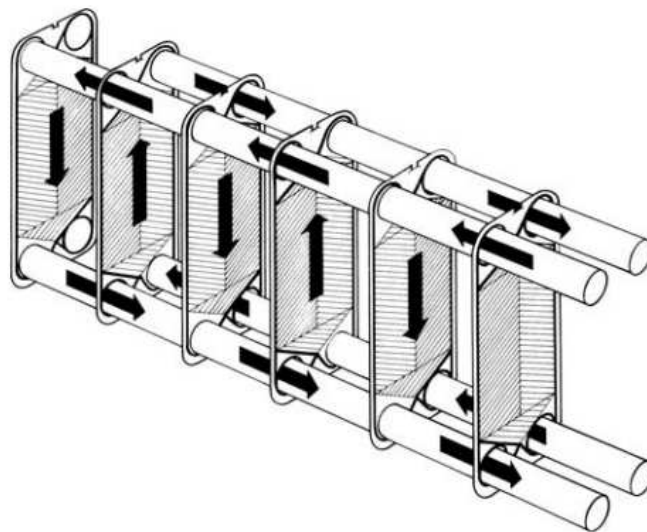
Os GPHEs, bem como os PHEs, apresentam algumas vantagens com relação a outros tipos de trocadores de calor. Segundo Wang *et al.* (2007), dentre as principais vantagens de utilização dos PHEs estão a troca de calor aprimorada, a facilidade de montagem e desmontagem, a maior flexibilidade e a baixa perda de calor, além de serem relativamente pequenos em comparação com os trocadores de calor casco e tubo.

De acordo com Wang *et al.* (2007), as corrugações das placas promovem uma melhor troca térmica devido a vários mecanismos como a geração de escoamentos com vórtices, formação e quebra da camada limite, pequeno diâmetro hidráulico e alta área de transferência térmica. Além disso, a manutenção, inspeção, limpeza e substituição de gaxetas podem ser realizadas facilmente, tornando a montagem e desmontagem uma tarefa simples e rápida.

Segundo Wang *et al.* (2007), com relação à flexibilidade de uso, diferentes padrões de placas e escoamento podem ser combinados em um único PHE, permitindo melhor otimização das condições operacionais para o dispositivo. Em se tratando da perda de calor, apenas as bordas dos PHEs ficam em contato com a atmosfera, portanto, a perda de calor é desprezível e geralmente não é necessário isolamento térmico.

A área de transferência de calor é composta de uma série de placas com partes para entrada e saída de fluido nos quatro cantos (Kakaç *et al.*, 2012). Podemos observar o padrão de escoamento em contracorrente e passe único de um GPHE através da figura 3. O passe de um GPHE é o conjunto de canais no qual o escoamento flui na mesma direção (Kakaç *et al.*, 2012).

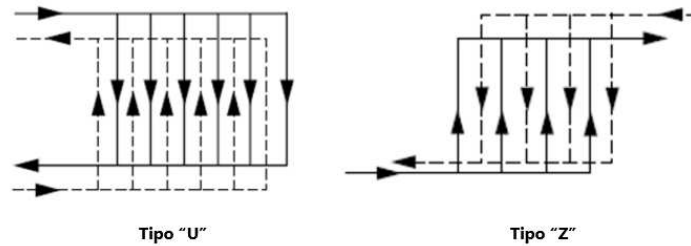
Figura 3 – Modelo esquemático do padrão de escoamento de um GPHE.



Fonte: Kakaç *et al.* (2012, p. 453).

Uma forma de classificar o escoamento em GPHEs é através do arranjo de escoamento. No arranjo tipo "U" as entradas e saídas do escoamento encontram-se na placa estrutural fixa, enquanto no arranjo tipo "Z" as entradas localizam-se na placa estrutural fixa e as saídas na placa estrutural móvel (Kakaç *et al.*, 2012). A figura 4 ilustra um arranjo tipo "U" com um passe de 6 canais ascendentes e outro passe de 6 canais descendentes, e um arranjo tipo "Z" com um passe de 4 canais ascendentes e outro passe de 4 canais descendentes.

Figura 4 – Arranjos de escoamento de um GPHE.

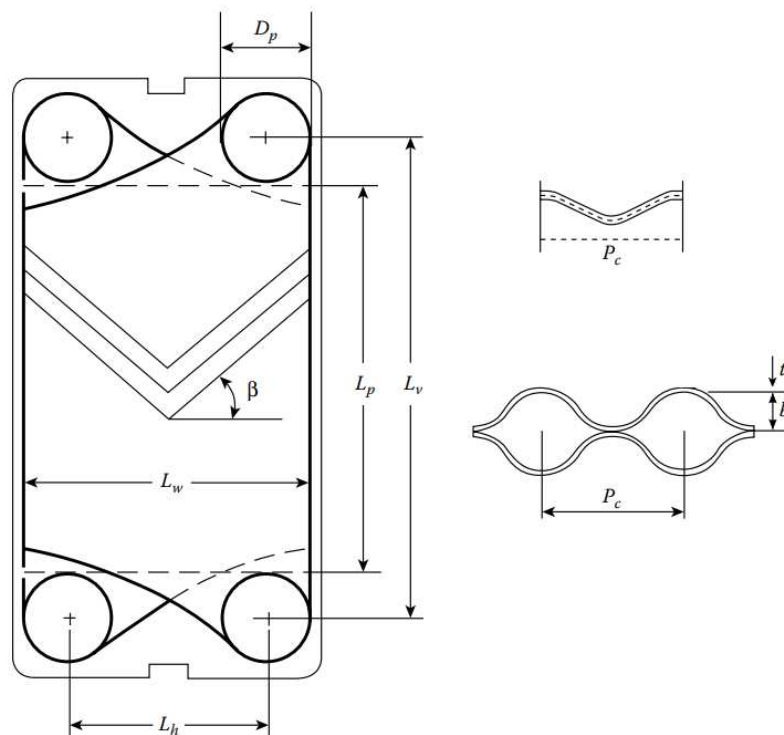


Fonte: Adaptado de Kakaç *et al.* (2012, p. 460).

2.1.2 Características geométricas

Inúmeros padrões de placas corrugadas foram desenvolvidos mundialmente. Dentre os diversos modelos utilizados, destacam-se as placas de geometria do tipo *Chevron*. As figuras 5 e 6 mostram os principais aspectos da construção desse tipo de placa, bem como características geométricas da gaxeta utilizada nesse padrão de placa.

Figura 5 – Geometria de uma placa tipo *Chevron*.



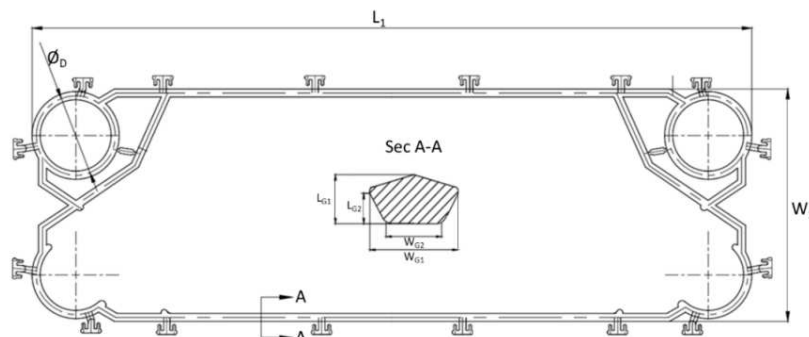
Fonte: Adaptado de Kakaç *et al.* (2012, p. 456).

Podemos identificar, a partir da figura 5, as principais dimensões de uma placa do tipo *Chevron*:

- D_p : Diâmetro do bocal;

- L_v : Comprimento efetivo de escoamento (distância entre bocais);
- L_p : Comprimento efetivo de troca térmica (distância mínima entre bocais);
- L_h : Distância horizontal entre bocais;
- L_w : Largura efetiva do canal (distância horizontal entre gaxetas);
- P_c : Passo da corrugação;
- β : Ângulo de inclinação das corrugações em relação ao eixo horizontal (ângulo de *Chevron*);
- t : Espessura da placa;
- b : Profundidade do canal;

Figura 6 – Dimensões da gaxeta de uma placa tipo *Chevron*.



Fonte: Belino (2023, p. 28).

É importante ressaltar que, na literatura, o ângulo de *Chevron* também é comumente medido com relação ao eixo vertical da placa. Para manter uma padronização de nomenclatura, neste trabalho, quando o ângulo de *Chevron* for mencionado, entende-se como o ângulo de inclinação das corrugações em relação ao eixo vertical da placa.

Outro parâmetro geométrico de placas tipo *Chevron*, não ilustrado na figura 5, é o chamado fator de alargamento (Φ). O fator de alargamento é a razão entre a área efetiva ($A_{ef.}$) e área projetada ($A_{proj.}$) da placa (Shah; Sekulic, 2003). Martin (1996) conseguiu calcular o fator de alargamento de forma aproximada em função do parâmetro adimensional de corrugação (X), a partir de um método de integração de três pontos, conforme apresentado na Equação 1.

$$\Phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (1)$$

O parâmetro adimensional da corrugação (X) pode ser calculado da seguinte forma:

$$X = \frac{\pi \cdot b}{P_c} \quad (2)$$

Sabe-se que o fator de alargamento é a razão entre a área efetiva e área projetada da placa, sendo a última igual a $A_{proj.} = L_w \cdot L_p$. Logo, pode-se calcular a área efetiva da placa a partir da seguinte equação:

$$A_{ef.} = \Phi \cdot A_{proj.} \quad (3)$$

Pela definição de diâmetro hidráulico, tem-se que:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P_w} \quad (4)$$

onde A_c é a área da seção transversal e P_w é o perímetro molhado.

Utilizando a aproximação $b \ll L_w$, obtém-se:

$$D_h = \frac{4b \cdot L_w}{2 \cdot (b + L_w \cdot \Phi)} \approx \frac{2b}{\Phi} \quad (5)$$

2.1.3 Tipos de trocadores de calor a placas

Os trocadores de calor a placas (PHEs) possuem diversas configurações projetadas para atender diferentes requisitos operacionais em várias indústrias. Embora um dos modelos mais comuns seja o trocador de calor a placas gaxetadas (GPHE), composto por placas de parede simples ou convencionais, outras configurações foram desenvolvidas para aplicações específicas.

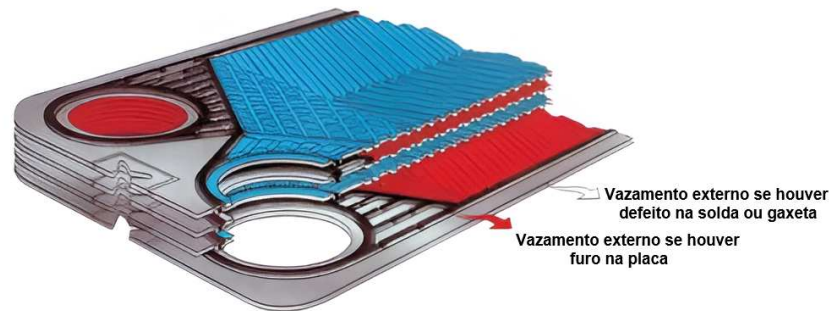
Além do GPHE, destacam-se também o trocador de calor de placas de paredes duplas (DWPHE) e de paredes semi-soldadas (SWPHE). Nas seções seguintes serão exploradas as características principais de cada tipo de trocador de calor a placas utilizado neste trabalho, com ênfase em suas vantagens e aplicações típicas.

2.1.3.1 Trocador de calor a placas de parede dupla

Segundo Thulukkanam (2013), os trocadores de calor a placas de parede dupla consistem em duas placas com um pequeno espaço de ar entre elas, sendo usados no aquecimento ou resfriamento em diversas indústrias como as de laticínios, de cervejaria, de bebidas e farmacêuticas, onde é crucial evitar qualquer contaminação entre os dois meios.

De acordo com Wang *et al.* (2007), esse tipo de trocador de calor é utilizado quando é necessário evitar a contaminação entre os dois fluidos. Em caso de vazamentos, o fluido é direcionado para o espaço entre as placas, permitindo fácil visualização no exterior do trocador de calor. A Figura 7 demonstra a característica da placa que evita a mistura entre os dois fluidos.

Figura 7 – Esquema de vazamento em placas de parede dupla



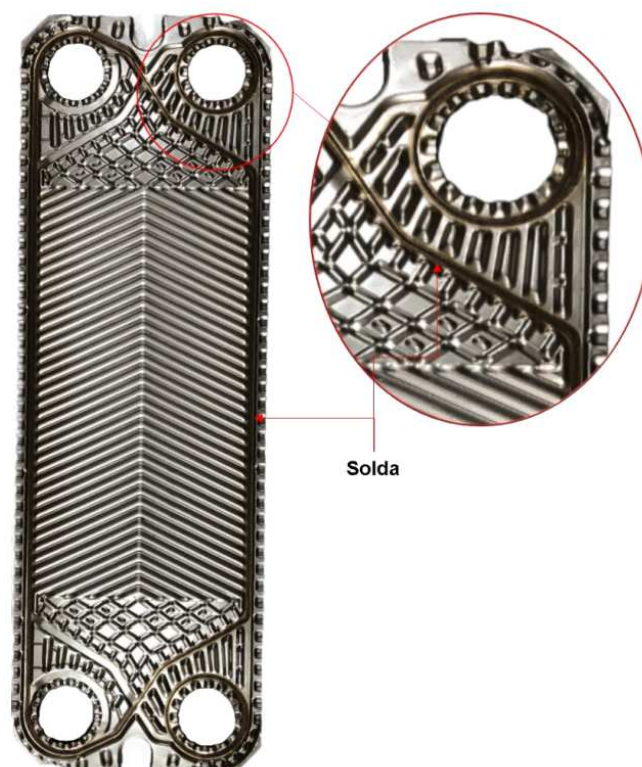
Fonte: Adaptado de Alfa Laval

2.1.3.2 Trocador de calor a placas de parede semi-soldada

Conforme Thulukkanam (2013), as placas de parede semi-soldadas são formadas por duas placas cassetes soldadas à laser, separadas por gaxetas convencionais. Os pares soldados permitem a passagem de um fluido mais agressivo, enquanto o outro fluido escoar por canais gaxetados.

Segundo Wang *et al.* (2007), PHEs semi-soldados podem suportar pressões de até 30 bar no lado soldado, portanto, as maiores pressões de operação estendem suas aplicações para incluir evaporação e condensação em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. A Figura 8 ilustra uma placa do tipo cassete.

Figura 8 – Vista frontal de uma placa tipo cassete



Fonte: Belino (2023)

2.2 DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DE GPHEs

Esta seção apresenta uma revisão bibliográfica relacionada aos modelos analíticos das propriedades inerentes ao desempenho termo-hidráulico de GPHEs. Serão discutidas as nuances do processo de transferência de calor nesses dispositivos, bem como sua relação com as variáveis adimensionais envolvidas. Por fim, serão destacadas algumas correlações para o fator de fricção e o número de Nusselt presentes na literatura.

2.2.1 Queda de pressão

De acordo com Shah e Sekulic (2003), a determinação da queda de pressão em um trocador de calor é essencial para diversas aplicações. Uma das principais razões é que o fluido precisa ser bombeado até o trocador, resultando em consumo de energia devido ao trabalho realizado pela bomba sobre o fluido ao longo do tempo (potência). Essa potência requerida pela bomba é proporcional à queda de pressão no trocador de calor.

Segundo Çengel e Ghajar (2012), é conveniente expressar a queda de pressão (ΔP) para todos os tipos de escoamentos internos completamente desenvolvidos através da equação 6:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot V_m^2}{2} \quad (6)$$

onde f , L , ρ e V_m são o fator de atrito de Fanning, comprimento, densidade do fluido e velocidade média de escoamento do fluido, respectivamente.

2.2.2 Fator de fricção

O fator de atrito de Fanning é definido como a razão da tensão de cisalhamento na parede pela energia cinética do escoamento por unidade de volume (Shah; Sekulic, 2003).

$$f = \frac{2 \cdot \tau_w}{\rho \cdot V_m^2} = \frac{2 \cdot \tau_w \cdot \rho}{G_c^2} = \frac{\Delta P_c \cdot D_h \cdot \rho}{2 \cdot L_v \cdot G_c^2 \cdot n_p} \quad (7)$$

em que ΔP_c representa a variação ou queda de pressão no canal e τ_w é a tensão de cisalhamento na parede, definida pela equação 8.

$$\tau = \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (8)$$

sendo μ a viscosidade dinâmica, e $\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0}$ o gradiente da componente horizontal da velocidade em relação à direção y na parede.

2.2.3 Correlações para fator de fricção

Devido à abundante pesquisa envolvida em trocadores de calor de placas, é possível encontrar na literatura diversas correlações de fator de fricção para GPHEs. A Tabela 1 apresenta algumas dessas correlações.

As correlações geralmente variam em função das características geométricas das placas e das condições de operação. Além disso, grande parte apresenta base empírica ou semi-empírica, sendo frequentemente obtidas por regressão de dados experimentais.

Segundo Incropera *et al.* (2008), o número de Reynolds crítico, que corresponde ao surgimento de turbulência para um escoamento interno completamente desenvolvido em tubos, é aproximadamente $Re = 2300$. Conforme Thulukkanam (2013), o relevo das placas permitem alcançar altos níveis de turbulência, com o número de Reynolds crítico na faixa de 10 a 400, dependendo da geometria.

Pode-se observar, na Tabela 1, que algumas correlações são aplicáveis apenas ao regime laminar ou turbulento, enquanto outras abrangem faixas que incluem ambos os regimes. Nota-se também que o uso das correlações varia conforme o ângulo de Chevron e outras características geométricas, como fator de alargamento, por exemplo.

Normalmente, as correlações envolvem números adimensionais, como o número de Reynolds e o número de Prandtl, possibilitando sua utilização em diferentes escalas e condições de fluido e escoamento. Dessa forma, é possível generalizar os resultados para sistemas e configurações distintas.

Tabela 1 – Correlações de fator de fricção para PHEs.

| Referências | Correlação | Condições de uso |
|-----------------------------------|---|---|
| Bond (1981) | $f = 0,62 \cdot Re^{-0,21}$ $f = 0,742 \cdot Re^{-0,21}$ $f = 0,78 \cdot Re^{-0,16}$ $f = 1,3 \cdot Re^{-0,19}$ $f = 3,1 \cdot Re^{-0,19}$ | $Re \geq 500, \beta \leq 25^\circ$ $Re \geq 400, \beta = 30^\circ$ $Re \geq 300, \beta = 40^\circ$ $Re \geq 300, \beta = 45^\circ$ $Re \geq 100, \beta \geq 60^\circ$ |
| Arsenyeva <i>et al.</i> (2011) | $\xi = 8 \cdot \left[\left(\frac{12 + p_2}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}}$ $A = \left[p_4 \cdot \ln \left(\frac{p_5}{\left(\frac{7 \cdot p_3}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 10^{-5}} \right) \right]^{16}$ $B = \left(\frac{37530 \cdot p_1}{Re} \right)^{16}$ $C = \left(1 + (1 - \gamma) \cdot 0,9 \cdot \beta^{0,01} \right)$ $p_1 = e^{-0,15705 \cdot \beta}$ $p_2 = \frac{\pi \cdot \beta \cdot \gamma^2}{3}$ $p_3 = e^{-\pi \cdot \frac{\beta}{180} \cdot \frac{1}{\gamma^2}}$ $p_4 = \left(0,061 + \left(0,69 + \tan \left(\frac{\beta \cdot \pi}{180} \right) \right)^{-2,63} \right) \cdot C$ $p_5 = 1 + \frac{\beta}{10}$ | $100 \leq Re \leq 25000,$ $14^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$ $0,5 \leq \gamma \leq 1,5,$ $1,14 \leq \Phi \leq 1,5$ |
| Focke <i>et al.</i> (1985) | $f = 63,8 \cdot Re^{-0,289}$ $f = 5,63 + \frac{1280}{Re}$ $f = 140 \cdot Re^{-0,28}$ $f = 132 \cdot Re^{-0,296}$ | $3000 < Re < 16000,$ $\beta = 90^\circ$ $200 < Re < 3000,$ $\beta = 90^\circ$ $130 < Re < 3700,$ $\beta = 80^\circ$ $500 < Re < 12000,$ $\beta = 72$ |

| Referências | Correlação | Condições de uso |
|----------------------------|-------------------------------|---------------------------------------|
| Focke <i>et al.</i> (1985) | $f = 19,0 + \frac{764}{Re}$ | $110 < Re < 500, \beta = 72^\circ$ |
| | $f = 26,8 \cdot Re^{-0,209}$ | $400 < Re < 16000, \beta = 60^\circ$ |
| | $f = 5,03 + \frac{755}{Re}$ | $90 < Re < 400, \beta = 60^\circ$ |
| | $f = 5,84 \cdot Re^{-0,177}$ | $1800 < Re < 30000, \beta = 45^\circ$ |
| | $f = 1,21 + \frac{367}{Re}$ | $150 < Re < 1800, \beta = 45^\circ$ |
| | $f = 3,59 \cdot Re^{-0,263}$ | $3000 < Re < 50000, \beta = 30^\circ$ |
| | $f = 0,37 + \frac{230}{Re}$ | $260 < Re < 3000, \beta = 30^\circ$ |
| | $f = 0,552 \cdot Re^{-0,263}$ | $8000 < Re < 56000, \beta = 0^\circ$ |
| | $f = \frac{114,4}{Re}$ | Laminar (teoria), $\beta = 0^\circ$ |
| Kumar (1984) | $f = 2,99 \cdot Re^{-0,183}$ | $Re > 100, \beta \leq 30^\circ$ |
| | $f = 19,4 \cdot Re^{-0,589}$ | $10 < Re < 100, \beta \leq 30^\circ$ |
| | $f = \frac{50}{Re}$ | $Re < 10, \beta \leq 30^\circ$ |
| | $f = 1,441 \cdot Re^{-0,206}$ | $Re > 300, \beta = 45^\circ$ |
| | $f = 18,29 \cdot Re^{-0,652}$ | $15 < Re < 300, \beta = 45^\circ$ |
| | $f = \frac{47}{Re}$ | $Re < 15, \beta = 45^\circ$ |
| | $f = 0,772 \cdot Re^{-0,161}$ | $Re > 300, \beta = 50^\circ$ |
| | $f = 11,25 \cdot Re^{-0,631}$ | $20 < Re < 300, \beta = 50^\circ$ |
| | $f = \frac{34}{Re}$ | $Re < 20, \beta = 50^\circ$ |
| | $f = 0,760 \cdot Re^{-0,215}$ | $Re > 400, \beta = 60^\circ$ |
| | $f = 3,24 \cdot Re^{-0,457}$ | $40 < Re < 400, \beta = 60^\circ$ |
| | $f = \frac{24}{Re}$ | $Re < 40, \beta = 60^\circ$ |
| | $f = 0,639 \cdot Re^{-0,213}$ | $Re > 500, \beta \geq 65^\circ$ |
| | $f = 2,8 \cdot Re^{-0,451}$ | $50 < Re < 500, \beta \geq 65^\circ$ |
| | $f = \frac{24}{Re}$ | $Re < 50, \beta \geq 65^\circ$ |

| Referências | Correlação | Condições de uso |
|---------------------------------------|---|--|
| Lychakov <i>et al.</i> (2017) | $f = -\arctan \left[\frac{(C \cdot \ln(Re) - D) \cdot (A \cdot Re^{-B})}{-2 \cdot (C \cdot \ln(Re) - D) \cdot (A \cdot Re^{-B})^2 + E \cdot Re^{-F}} \right] -$ $f = -\arctan \left[\frac{(C \cdot \ln(Re) - D) \cdot (P_{i,m} - P_{j,m})}{-2 \cdot (C \cdot \ln(Re) - D) \cdot (P_{i,m} - P_{j,m})^2 + E \cdot Re^{-F}} \right] -$ | $ P_{i,m} - P_{j,m} > A \cdot Re^{-B}$ $ P_{i,m} - P_{j,m} \leq A \cdot Re^{-B}$ |
| | | A, B, C, D, E e F experimentais |
| Martin (1996) | $\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\sin\beta}{D} + E$ $E = (1 - \sin\beta) \cdot (3,8 \cdot f_1)^{-\frac{1}{2}}$ $D = \left(\frac{0,18}{\tan\beta} + 0,36 \cdot \cos\beta + f_0 \cdot \frac{1}{\sin\beta} \right)^{\frac{1}{2}}$ $f_0 = \frac{64}{\Phi \cdot Re}$ $f_1 = \frac{597}{\Phi \cdot Re} + 3,85$ $f_0 = (1,8 \cdot \log(\Phi \cdot Re) - 1,5)^{-2}$ $f_1 = 39 \cdot (\Phi \cdot Re)^{-0,289}$ | $\Phi \cdot Re < 2000,$ $10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ $\Phi \cdot Re \geq 2000,$ $10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ |
| Chisholm e Wanniarachchi (1992) | $f = 0,8 \cdot Re^{-0,25} \cdot \Phi^{1,15} \cdot \left(\frac{90-\beta}{30} \right)^{3,6}$ | $100 < Re < 4000,$ $30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ |
| Kumar e Singh (2017) | $f = 2,573 \cdot Re^{-0,1513}$ | $800 < Re < 4300,$ $\beta = 60^\circ$ |

| Referências | Correlação | Condições de uso |
|--------------------------------|---|---|
| Huang (2010) | $f = \left[\left(\frac{32,9}{Re} \right)^7 + (13,89 \cdot Re^{-0,63})^7 + (0,689 \cdot Re^{-0,1014})^7 \right]^{\frac{1}{7}}$ | $10 < Re < 10000,$ $\beta = 42,5^\circ$ |
| | $f = \left[\left(\frac{37,8}{Re} \right)^7 + (14,3 \cdot Re^{-0,6})^7 + (1,05 \cdot Re^{-0,108})^7 \right]^{\frac{1}{7}}$ | $10 < Re < 10000,$ $\beta = 50^\circ$ |
| | $f = \left[\left(\frac{42,2}{Re} \right)^7 + (14,0 \cdot Re^{-0,51})^7 + (2,19 \cdot Re^{-0,142})^7 \right]^{\frac{1}{7}}$ | $10 < Re < 10000,$ $\beta = 57,5^\circ$ |
| Wang <i>et al.</i> (2007) | $\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos(90\beta)}{D} + E$ | |
| | $D = 0,045 \cdot \tan(90 - \beta) + 0,09 \cdot \sin(90 - \beta) + f_0 \cdot \frac{1}{\cos(90 - \beta)}$ | |
| | $E = (1 - \cos(90 - \beta)) \cdot (3,8 \cdot f_1)^{-\frac{1}{2}}$ | |
| | $f_0 = \frac{16}{Re}$ | $\Phi \cdot Re < 2000,$ $10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ |
| | $f_1 = \frac{149}{Re} + 0,9625$ | |
| | $f_0 = (1,8 \cdot \ln(Re) - 3,0)^{-2}$ | $\Phi \cdot Re \geq 2000,$ $10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ |
| $f_1 = 9,75 \cdot Re^{-0,289}$ | | |

Fonte: Autor (2024).

2.2.4 Balanço global de energia

A aplicação da primeira lei da termodinâmica sobre o volume de controle de qualquer trocador de calor de dois fluidos fornece o seguinte balanço de energia global (Wang *et al.*, 2007):

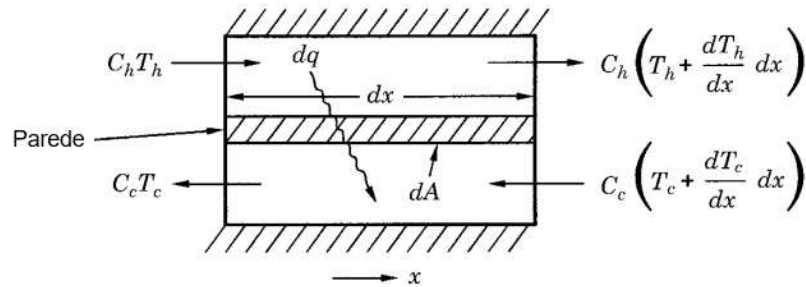
$$Q_h = C \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (9)$$

$$Q_c = C \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (10)$$

onde Q é a taxa de transferência de calor, C é a taxa de capacidade térmica e os subscritos "h", "c", "i" e "o" são relacionados às propriedades do ramal quente, frio, da entrada e da saída, respectivamente.

A Figura 9 representa a transferência de calor de um trocador de calor com escoamento contra corrente de dois fluidos, considerando um sistema em regime permanente e adiabático, com mudanças de energia cinética e potencial desprezíveis.

Figura 9 – Processo de transferência de calor em um PHE.



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003, p. 102).

2.2.5 Coeficiente global de transferência de calor

A temperatura dos fluidos em PHEs geralmente variam ao longo do escoamento, mesmo no caso de resistência térmica constante, devido à distribuição do escoamento e à variação do gradiente de temperatura através das placas (Wang *et al.*, 2007). Nesse sentido, segundo Incropera *et al.* (2008), como a diferença de temperatura varia de acordo com a posição do trocador de calor, faz-se necessário trabalhar com uma equação de uma forma diferente das equações 9 e 10.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), a taxa de transferência de calor também pode ser escrita como uma extensão da lei de resfriamento de Newton, conforme mostra a Equação 11, substituindo o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) pelo coeficiente global de transferência de calor (U), e a diferença de temperatura pela diferença de temperatura média (ΔT_m). Nesse caso, a diferença de temperatura média é a média logarítmica das diferenças das temperaturas (ΔT_{LMTD}).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (11)$$

onde A é a área superficial.

No caso de um GPHE com escoamento em contracorrente, a média logarítmica das diferenças das temperaturas é descrita através da equação 12.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (12)$$

onde $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$ e $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$.

2.2.6 Resistência térmica

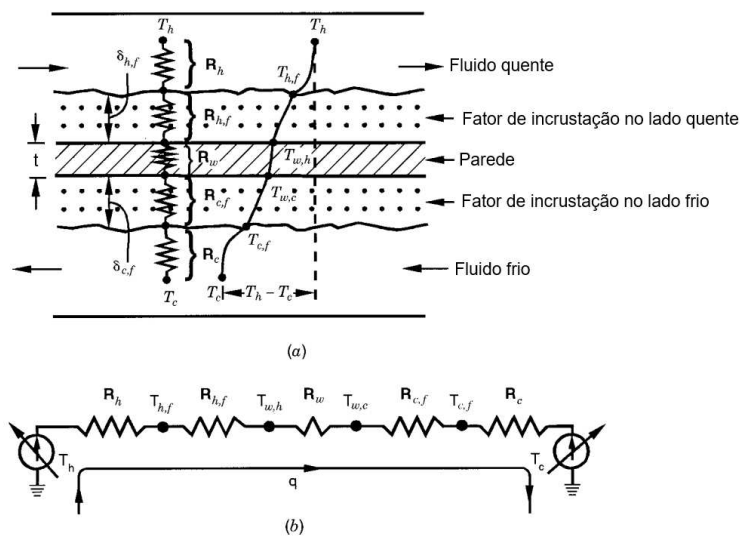
O coeficiente global de transferência de calor em um PHE é uma função dos coeficientes de transferência de calor convectivos ou das resistências consequentes nos dois escoamentos de fluido, suas resistências à incrustação e a resistência térmica devido à condução através da espessura da placa (Wang *et al.*, 2007). A equação 13 mostra o cálculo do coeficiente global de transferência de calor através da soma das resistências térmicas.

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_h \cdot A} + \frac{R_{h,f}}{A} + \frac{t}{k_w \cdot A} + \frac{R_{c,f}}{A} + \frac{1}{h_c \cdot A}} \quad (13)$$

onde R_t é a resistência térmica total, $R_{h,f}$ é a resistência térmica de incrustação do ramal quente, $R_{c,f}$ é a resistência térmica de incrustação do ramal frio e h_h e h_c são os coeficientes de transferência de calor por convecção do ramal quente e frio, respectivamente.

Podemos observar, através da figura 10, o esquema das resistências térmicas encontradas em um PHE com escoamento em contracorrente.

Figura 10 – (a) Resistências térmicas em um PHE e (b) Circuito térmico para um trocador de calor



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003, p. 108).

2.2.7 Número de Nusselt

Segundo Çengel e Ghajar (2012), podemos entender o número de Nusselt como um coeficiente adimensional de transferência de calor por convecção. Conforme a equação 14, o número de Nusselt representa a razão do fluxo de transferência de calor por convecção pelo fluxo de transferência de calor por condução, ou seja, quanto maior for o número de Nusselt, mais eficaz será a convecção.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{conv.}}}{\dot{Q}_{\text{cond.}}} = \frac{h \cdot \Delta T}{k \cdot \Delta T / L_c} = \frac{h \cdot L_c}{k} = \text{Nu} \quad (14)$$

Experimentalmente, é comum utilizar o número de Nusselt em outro formato. De acordo com Shah e Sekulic (2003), o número de Nusselt pode ser obtido de forma empírica, sendo expresso como:

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^c \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^d \quad (15)$$

onde Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl, μ_m é a viscosidade dinâmica na temperatura média do escoamento e μ_w é a viscosidade dinâmica na temperatura da parede da placa. As variáveis a, b, c e d são determinadas a partir de análises estatísticas.

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o número adimensional de Reynolds representa a relação das forças inerciais pelas forças viscosas e é dado como:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot L_c}{\nu} = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} \quad (16)$$

sendo ν a viscosidade cinemática e μ a viscosidade dinâmica.

A velocidade mássica no canal pode ser expressa de acordo com a Equação 17:

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_c \cdot A_c} = \frac{\dot{m}}{N_c \cdot b \cdot L_w} \quad (17)$$

onde N_c é o número de canais de um ramal do PHE.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), o número de Prandtl representa a razão entre a difusividade de momento pela difusividade térmica, conforme mostrado na Equação 18:

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (18)$$

onde c_p é o calor específico à pressão constante e α é a difusividade térmica.

2.2.8 Correlações para o número de Nusselt

Conforme a definição do número de Nusselt descrito na Seção 2.2.7, nota-se que esta variável adimensional é de extrema importância na análise de trocadores de calor, já que nos fornece informações sobre a taxa de transferência de calor relacionadas com as condições de operação desses dispositivos. Dessa forma, torna-se essencial encontrar métodos para estimar este valor.

Nesse sentido, os estudos presentes na literatura propõem diferentes correlações empíricas para o cálculo do número de Nusselt, de acordo com as configurações do escoamento e das características geométricas das placas, similarmente às correlações de fator de fricção, conforme comentado na Seção 2.2.3.

A Tabela 2 apresenta algumas das inúmeras correlações contidas na literatura para o cálculo do parâmetro adimensional do número de Nusselt.

Tabela 2 – Correlações do número de Nusselt para PHEs.

| Referências | Correlação | Condições de uso |
|------------------------------------|---|---|
| Bond (1981) | $\text{Nu} = 0,09 \cdot \text{Re}^{0,71} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$ | $\text{Re} \geq 500, \beta \leq 25^\circ$ |
| | $\text{Nu} = 0,104 \cdot \text{Re}^{0,71} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$ | $\text{Re} \geq 400, \beta = 30^\circ$ |
| | $\text{Nu} = 0,133 \cdot \text{Re}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$ | $\text{Re} \geq 400, \beta = 40^\circ$ |
| | $\text{Nu} = 0,29 \cdot \text{Re}^{0,67} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$ | $\text{Re} \geq 100, \beta = 45^\circ$ |
| | $\text{Nu} = 0,309 \cdot \text{Re}^{0,68} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$ | $\text{Re} \geq 100, \beta \geq 60^\circ$ |
| Chisholm e Wanniarachchi (1992) | $\text{Nu} = 0,72 \cdot \text{Re}^{0,59} \cdot \text{Pr}^{0,40} \cdot \Phi^{0,41} \cdot \left(\frac{90-\beta}{30}\right)^{0,66}$ | $100 < \text{Re} < 4000,$ $30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ |
| Focke <i>et al.</i> (1985) | $\text{Nu} = 1,112 \cdot \text{Re}^{0,60} \cdot \text{Pr}^{0,50}$ | $600 < \text{Re} < 16000,$ $\beta = 60^\circ$ |
| Ikegami <i>et al.</i> (2015) | $\text{Nu} = 0,37 \cdot \text{Re}^{0,64} \cdot \text{Pr}^{0,33}$ | $\text{Re} \geq 800, \beta = 65^\circ$ |
| Kumar (1984) | $\text{Nu} = 0,108 \cdot \text{Re}^{0,703} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,215}$ | Água (uma fase), $\Phi = 1,17, \text{Re} > 400,$ $\beta = 60^\circ$ |
| Martin (1996) | $\text{Nu} = \left[\xi \cdot \text{Re}^2 \cdot \sin(2\beta) \right]^{0,374} \cdot 0,122 \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$ $f = \frac{\xi}{4}, \beta \text{ em radianos}$ | $200 \leq \text{Re} \leq 10000,$ $10^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ |
| Tovazhnyansky <i>et al.</i> (1980) | $\text{Nu} = 0,051 \cdot e^{0,64 \cdot \tan \beta} \cdot \text{Re}^{0,730} \cdot \text{Pr}^{0,43}$ | $2000 \leq \text{Re} \leq 25000,$ $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ |

| Referências | Correlação | Condições de uso |
|--------------------------------|--|---|
| Muley <i>et al.</i> (1999) | $Nu = 0,440 \cdot \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,38} \cdot Re^{0,50} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ $Nu = a \cdot b \cdot Re^c \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ $a = 0,2668 - 0,006967 \cdot \beta + 7,244 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2$ $b = 20,78 - 50,94 \cdot \Phi + 41,10 \cdot \Phi^2 - 10,51 \cdot \Phi^3$ $c = 0,728 + 0,0543 \cdot \sin\left(\left(\frac{\pi \cdot \beta}{45}\right) + 3,7\right)$ | $Re \leq 400,$ $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ $Re \geq 1000,$ $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ $1 \leq \Phi \leq 1,5$ |
| Okada <i>et al.</i> (1972) | $Nu = 0,157 \cdot Re^{0,660} \cdot Pr^{0,40}$ $Nu = 0,249 \cdot Re^{0,640} \cdot Pr^{0,40}$ $Nu = 0,327 \cdot Re^{0,650} \cdot Pr^{0,40}$ $Nu = 0,478 \cdot Re^{0,620} \cdot Pr^{0,40}$ | <p>Água, $700 \leq Re \leq 25000,$ $\beta = 30^\circ$</p> <p>Água, $700 \leq Re \leq 25000,$ $\beta = 45^\circ$</p> <p>Água, $700 \leq Re \leq 25000,$ $\beta = 60^\circ$</p> <p>Água, $700 \leq Re \leq 25000,$ $\beta = 75^\circ$</p> |
| Arsenyeva <i>et al.</i> (2012) | $Nu = 0,065 \cdot Re^{\frac{6}{7}} \cdot \left(\frac{\Psi \cdot f}{\Phi}\right)^{\frac{3}{7}} \cdot Pr^{0,40} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ $\Psi = \frac{Re^{-0,15 \cdot \sin \beta}}{A}$ $\Psi = 1$ | $100 \leq Re \leq 25000,$ $14^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$ $0,5 \leq \gamma \leq 1,5,$ $1,14 \leq \Phi \leq 1,5$ $Re > \frac{380}{\tan(\beta)^{1,75}}$ $Re \leq \frac{380}{\tan(\beta)^{1,75}}$ |

| Referências | Correlação | Condições de uso |
|------------------|--|---|
| Arsenyeva (2014) | $\text{Nu} = 0,065 \cdot \text{Re}^{\frac{6}{7}} \cdot (\Psi \cdot \zeta_s)^{\frac{3}{7}} \cdot \text{Pr}^c \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ $C = \frac{e^{\frac{6,4}{\text{Pr} + 30}}}{3 \cdot (1 - 0,012 \cdot \text{Re}^{0,27})}$ | $80 \leq \text{Re} \leq 25000,$ $14^\circ \leq \beta \leq 69^\circ$ $0,7 \leq \text{Pr} \leq 1000,$ $0,5 \leq \gamma \leq 1,02,$ $1,14 \leq \Phi \leq 1,5$ |
| Huang (2010) | $\text{Nu} = \left[(0,48 \cdot \text{Re}^{0,3})^7 + (0,152 \cdot \text{Re}^{0,716})^7 \right]^{\frac{1}{7}} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17}$ $\text{Nu} = \left[(0,472 \cdot \text{Re}^{0,3})^7 + (0,209 \cdot \text{Re}^{0,704})^7 \right]^{\frac{1}{7}} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17}$ $\text{Nu} = \left[(0,452 \cdot \text{Re}^{0,3})^7 + (0,294 \cdot \text{Re}^{0,679})^7 \right]^{\frac{1}{7}} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17}$ | $10 \leq \text{Re} \leq 10000,$ $\beta = 42,5^\circ$ $10 \leq \text{Re} \leq 10000,$ $\beta = 50^\circ$ $10 \leq \text{Re} \leq 10000,$ $\beta = 57,5^\circ$ |

Fonte: Autor (2024).

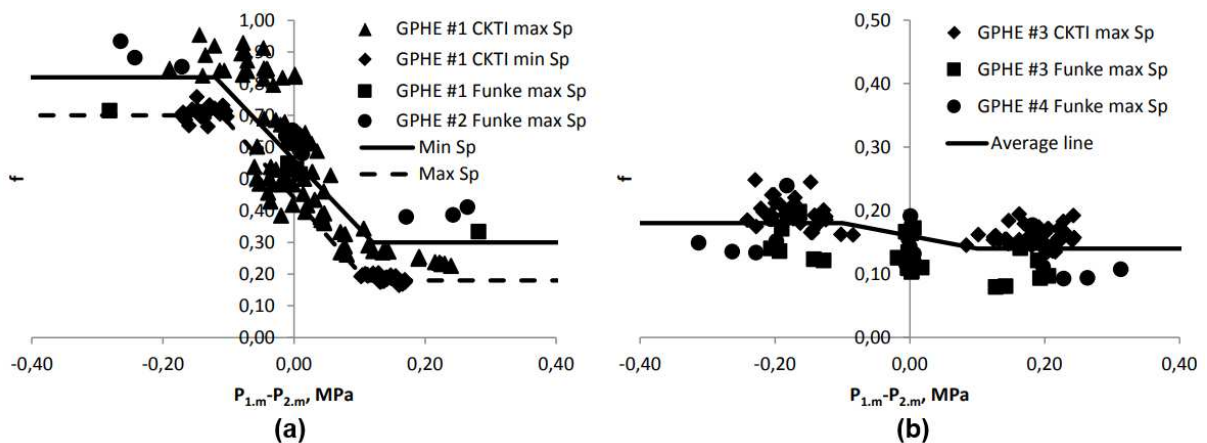
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, será realizada uma revisão bibliográfica sobre o efeito do espaçamento entre placas e a diferença de pressão entre os ramais no desempenho térmico e hidrodinâmico de trocadores de calor de placas. Serão analisados estudos que investigam como esses parâmetros afetam a transferência de calor, as características do escoamento e o comportamento de grandezas adimensionais, como o fator de fricção, número de Nusselt, entre outros.

3.1 INFLUÊNCIA DA DIFERENÇA DE PRESSÃO ENTRE OS RAMAIS

Lychakov *et al.* (2017) analisaram como a diferença de pressão entre os ramais altera o desempenho termo-hidráulico de GPHEs. As Figuras 11(a) e 11(b) apresentam os resultados obtidos pelos autores para diferentes configurações de GPHEs. Nas duas figuras, são comparados pares de GPHEs com características geométricas semelhantes, variando apenas o número de placas. Os GPHEs identificados como #1, #2, #3 e #4, indicados nas legendas das Figuras 11(a) e 11(b), consistiram em um conjunto de 9, 65, 21 e 31 placas, respectivamente.

Figura 11 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada média entre ramais: (a) GPHEs com 9 e 65 placas e (b) GPHEs com 21 e 31 placas.



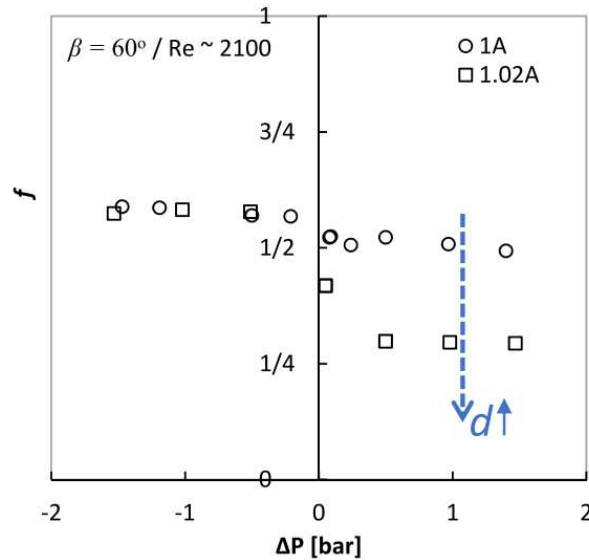
Fonte: Adaptado de Lychakov *et al.* (2017).

A partir da análise dos dados experimentais, os autores constataram que a diferença de pressão entre os ramais ocasiona um estreitamento do canal sujeito a menor pressão e uma expansão do canal sujeito a maior pressão, fenômeno conhecido como *breathing effect*. Verificou-se também que canais estreitos possuem maior resistência hidráulica e que o fator de fricção do ramal de menor pressão pode ser até 3,5 vezes maior do que o do outro ramal, como pode ser observado na Figura 11(a).

Os resultados obtidos também indicaram que o fator de fricção sofre variações apenas quando o módulo da diferença de pressão média entre ramais está abaixo de de-

terminado limite. Após esse limite, um incremento de diferença de pressão entre os ramais não altera significativamente o valor do fator de fricção. Santos *et al.* (2024) obtiveram resultados semelhantes, como pode ser observado na Figura 12. As variações significativas de fator de fricção ocorrem apenas em uma pequena faixa de diferença de pressão de entrada de $-0,2 \text{ bar} < DP_{in} < 0,2 \text{ bar}$.

Figura 12 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada

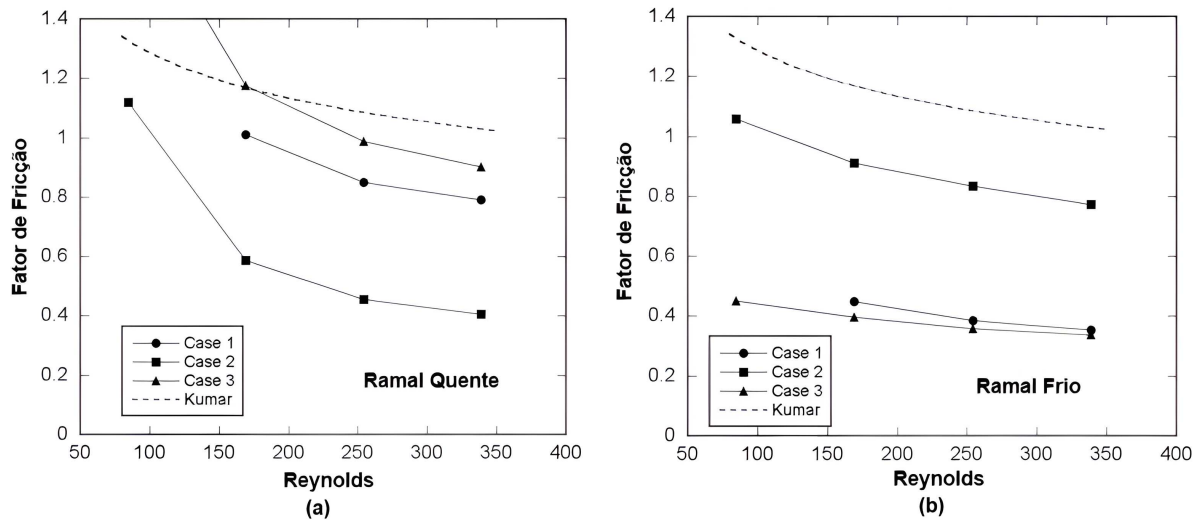


Fonte: Santos *et al.* (2024).

Ahn e Kim (2016) avaliaram a troca térmica e queda de pressão em um trocador de calor a placas variando as condições de operação do ramal quente e frio. O estudo utilizou um trocador de calor com capacidade de transferência térmica de 100 kW, com 23 placas de 0,4 mm de espessura de aço inoxidável (STS304).

Por meio de testes experimentais, os autores obtiveram resultados do fator de fricção em função do número de Reynolds para diferentes pressões de entrada. As Figuras 13(a) e 13(b) apresentam os dados experimentais obtidos para o ramal quente e frio, respectivamente.

Figura 13 – Fator de fricção x Reynolds - Influência da pressão de entrada: (a) Ramal quente e (b) Ramal frio



Fonte: Adaptado de Ahn e Kim (2016).

No caso 1 (círculos cheios), a pressão de entrada de ambos os ramais foi estabelecida em 2 bar. No caso 2 (quadrados cheios), a pressão de entrada do ramal quente foi mantida em 2 bar enquanto a do ramal frio foi reduzida para 1 bar. No caso 3 (triângulos cheios), a pressão de entrada do ramal frio foi mantida em 2 bar enquanto a do ramal quente foi reduzida para 1 bar. Por meio das Figuras 13(a) e 13(b), pode-se observar que no caso 2 há uma diminuição do fator de fricção no ramal quente e um aumento do fator de fricção no ramal frio. No caso 3 o comportamento é inverso: ocorre uma diminuição do fator de fricção no ramal frio e um aumento no ramal quente.

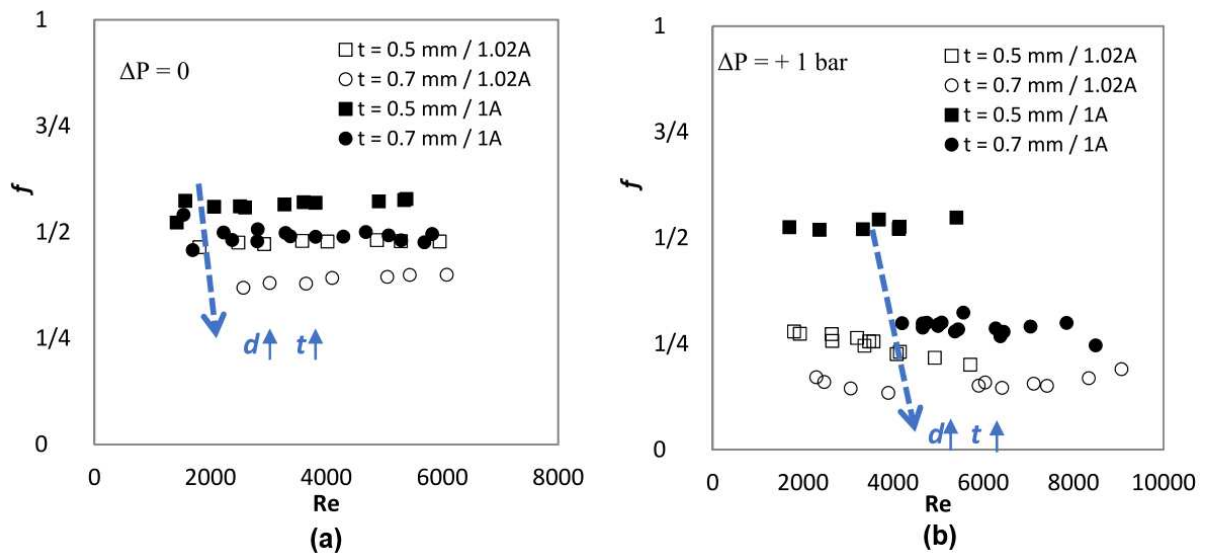
O estudo conduzido por Ahn e Kim (2016) mostrou que a queda de pressão em um ramal era sensível às condições de operação do outro ramal, como a vazão mássica e pressão, por exemplo. Além disso, foi observado que a pressão no ramal adjacente tem mais influência no fator de fricção do que qualquer outra condição de operação.

3.2 INFLUÊNCIA DO ESPAÇAMENTO DE PLACAS

Santos *et al.* (2024) analisaram os efeitos das condições de entrada e das características das placas no desempenho termo-hidráulico de GPHEs. Além disso, também foi avaliado o efeito do espaçamento entre as placas. Os testes foram realizados avaliando duas distâncias entre as placas estruturais (1A e 1,02A), utilizando um conjunto de 11 placas e com taxas de transferência de calor de até 100 kW.

As Figuras 14(a) e 14(b) mostram a variação do comportamento do fator de fricção com a espessura da placa (t) e a distância (d), para as configurações testadas com $\beta = 60^\circ$, quando as pressões dos ramais são semelhantes ($\Delta P = 0$ bar) e quando a pressão do ramal analisado é maior do que a do outro ramal ($\Delta P = 1$ bar), respectivamente.

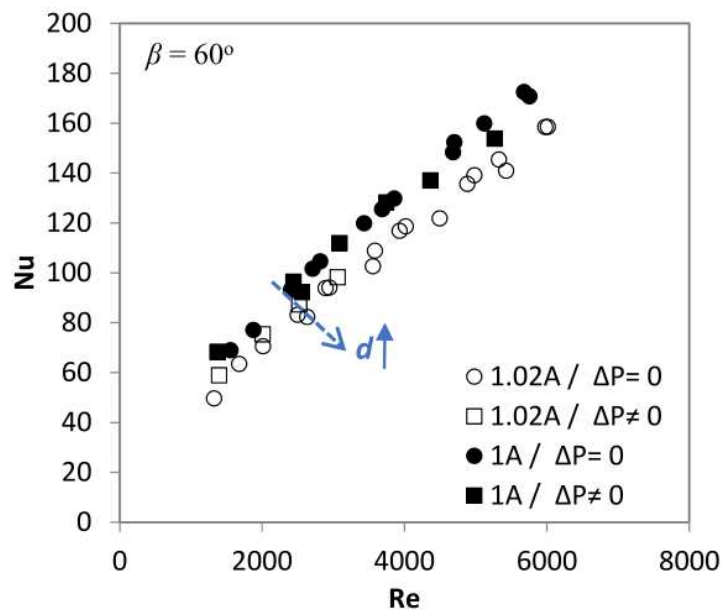
Figura 14 – Fator de fricção x Reynolds - Influência da espessura da placa e do aperto ($\beta = 60^\circ$): (a) $\Delta P = 0$ bar e (b) $\Delta P = 1$ bar



Fonte: Adaptado de Santos *et al.* (2024).

Os autores mostraram que, nos dois casos, há uma diminuição do fator de fricção quando a distância ou a espessura da placa aumenta. Com relação ao número de Nusselt, a distância entre as placas estruturais causou mudanças apenas para as placas com $\beta = 60^\circ$, como pode ser observado na Figura 15. Observa-se menores valores de Nusselt com o aumento da distância.

Figura 15 – Nusselt x Reynolds ($\beta = 60^\circ$)

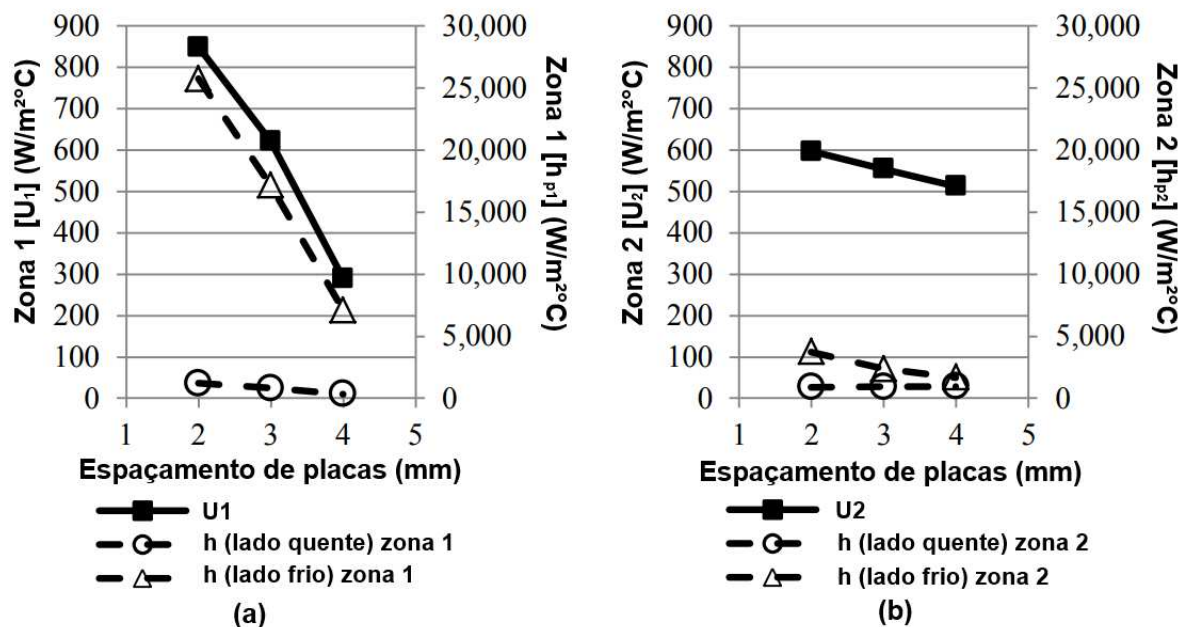


Fonte: Adaptado de Santos *et al.* (2024).

Rohmah *et al.* (2015) avaliaram o efeito do espaçamento de placas em um GPHE utilizado como condensador. Os testes foram realizados incrementando o valor do espaçamento entre as placas (2 mm, 3 mm e 4 mm) e analisando as mudanças das propriedades térmicas e hidrodinâmicas em duas zonas do trocador de calor: zona 1 (com mudança de fase) e zona 2 (sem mudança de fase). Os autores verificaram que a queda de pressão para o ramal quente (fluido refrigerante R123) e para o ramal frio (água) diminui com o aumento do espaçamento entre as placas.

Com relação ao coeficiente global de transferência de calor, foi observado uma diminuição dessa propriedade com o aumento do espaçamento entre placas. Segundo os autores, um maior espaçamento entre placas resulta em um aumento da área de seção transversal dos canais. Quando a densidade e viscosidade do fluido são constantes, o número de Reynolds diminui, pois há diminuição da velocidade no canal e leve aumento do diâmetro equivalente. A queda do número de Reynolds e o pequeno aumento do diâmetro hidráulico diminui o coeficiente de filme da placa, diminuindo conseqüentemente o coeficiente global de transferência de calor, como pode ser observado pelas Figuras 16(a) e 16(b).

Figura 16 – Coeficiente global de transferência de calor e coeficiente de filme da placa x Espaçamento entre placas: (a) Zona 1 e (b) Zona 2



Fonte: Adaptado de Rohmah *et al.* (2015).

Nos estudos de Lychakov *et al.* (2017), a distância horizontal entre as placas estruturais causou influência no fator de fricção dos GPHEs testados. Entretanto, os autores verificaram que essa propriedade causa pouca diferença para o espaçamento máximo e mínimo (3% a 5%).

4 METODOLOGIA

Nesta seção é apresentado como foram conduzidos os testes experimentais realizados para a análise do desempenho térmico e hidrodinâmico dos dispositivos. O funcionamento da bancada experimental utilizada no desenvolvimento dos testes é explicado detalhadamente. Em função das diferentes configurações testadas, são apresentadas as particularidades dos trocadores de calor, bem como as características geométricas e estruturais dos diferentes tipos de placas utilizadas durante os experimentos.

4.1 CONFIGURAÇÕES EXPERIMENTAIS DOS PHES

A partir da Tabela 3 podemos observar as características geométricas das placas e gaxetas utilizadas nas três configurações testadas neste trabalho.

Tabela 3 – Dimensões e características das placas e gaxetas.

| Descrição | Símbolo | GPHE | DWPHE | SWPHE |
|--|-----------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Tipo | - | Parede simples | Parede dupla | Semi-soldada |
| Material | - | AISI 316L | AISI 316L | AISI 316L |
| Condutividade térmica | k_w | 17 W/m · K | 17 W/m · K | 17 W/m · K |
| Espessura da placa | t | 0,60 mm | 0,40 mm | 0,60 mm |
| Espessura total das placas | t_{total} | 0,60 mm | 0,80 mm | 0,60 mm |
| Corrugação | - | <i>Chevron</i> | <i>Chevron</i> | <i>Chevron</i> |
| Ângulo de inclinação (vertical) | β | 60° | 60° | 60° |
| Sentido de escoamento | - | Vertical | Vertical | Vertical |
| Área efetiva de troca por placa | $A_{ef.}$ | 0,140 mm ² | 0,140 mm ² | 0,124 mm ² |
| Comprimento efetivo para troca térmica | L_p | 580 mm | 580 mm | 580 mm |
| Comprimento efetivo para escoamento | L_v | 640 mm | 640 mm | 640 mm |
| Largura efetiva do canal | W | 210 mm | 210 mm | 210 mm |
| Passo da corrugação (pitch) | P_c | 10,75 mm | 10,75 mm | 10,75 mm |
| Altura da corrugação | b | 3,00 mm | 3,00 mm | 2,80 mm |
| Diâmetro hidráulico | D_h | 5,26 mm | 5,26 mm | 4,98 mm |
| Altura total da gaxeta | L_1 | 727,20 mm | 727,20 mm | 727,20 mm |
| Largura total da gaxeta | W_1 | 227,60 mm | 227,60 mm | 227,60 mm |
| Diâmetro da gaxeta | \varnothing_D | 78,60 mm | 78,60 mm | 78,60 mm |
| Altura total do perfil da gaxeta | L_{G1} | 4,25 mm | 4,25 mm | 7,50 mm |
| Altura do encaixe do perfil da gaxeta | L_{G2} | 2,39 mm | 2,39 mm | 5,60 mm |
| Largura total do perfil da gaxeta | W_{G1} | 8,60 mm | 8,60 mm | 8,30 mm |
| Largura da base do perfil da gaxeta | W_{G2} | 6,26 mm | 6,26 mm | 6,26 mm |

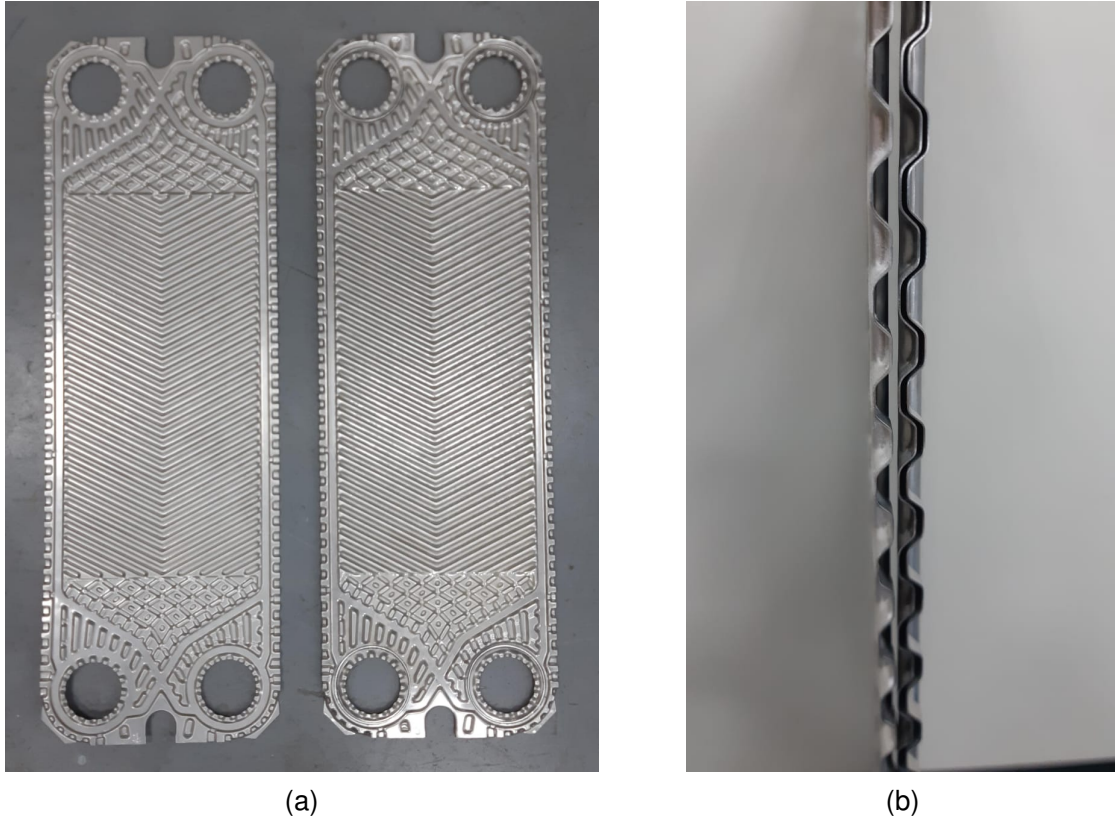
Adaptado de Belino (2023, p. 64).

É possível notar a semelhança das placas simples e duplas através da Tabela 3 e também da Figura 17(a). Observa-se que a única diferença está na espessura da parede da placa, conforme mostra a Figura 17(b).

Além disso, também é possível observar, na Figura 17(b), a presença de um espaço vazio entre a placa do tipo parede dupla. Conforme descrito na Seção 2.1.3.1, esse

tipo de placa apresenta essa característica, permitindo a formação de uma camada de ar entre a placa, o que poderia aumentar a resistência térmica desse tipo de configuração. Mais informações e detalhes dessa peculiaridade serão abordados na Seção 5.2.2.1.

Figura 17 – Comparação entre placas de parede simples (esquerda) e dupla (direita): (a) Vista frontal e (b) Vista lateral

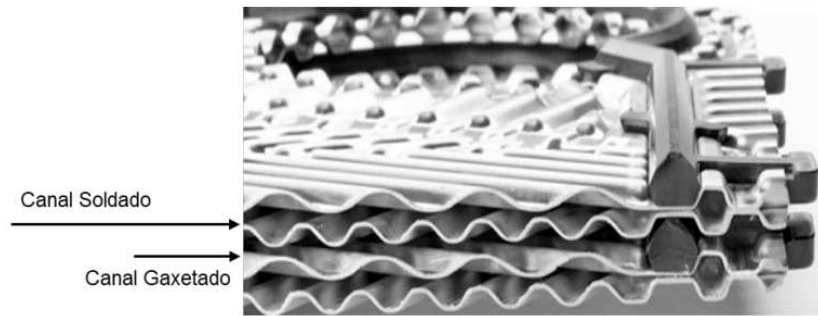


Fonte: Autor (2024).

Com relação ao tipo de placas soldadas, o fluido de um ramal escoar no interior das placas pelo canal soldado, enquanto o fluido do outro ramal flui pelo exterior das placas de forma semelhante ao de um trocador de calor de placas convencionais. A Figura 18 exibe a vista lateral das placas soldadas, ilustrando os canais do escoamento.

Geometricamente, a placa soldada difere da placa convencional e dupla no valor do diâmetro hidráulico, da altura de corrugação e das características do perfil da gaxeta, conforme mostra a Tabela 3.

Figura 18 – Vista lateral das placas soldadas.



Fonte: Adaptado de Bermo (2023).

4.2 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Para a realização dos testes, a bancada experimental do laboratório T2F foi utilizada. A bancada possui dois reservatórios, quente e frio, com capacidade de até 1 m^3 . Em ambos, o fluido de trabalho utilizado foi a água, e a temperatura era determinada via termopares tipo K instalados nos tanques.

No reservatório quente, para o aquecimento da água, foram utilizados quatro bancos de resistências de 25 kW cada. No reservatório frio, para o resfriamento da água, foi utilizado um *chiller* com capacidade de refrigeração de 70 kW.

Para as medições de pressão de entrada, foram utilizados dois transdutores de pressão da fabricante *Omega* modelo PX409 – 250GI – EH, enquanto para as medições de queda de pressão, foram utilizados dois transdutores de pressão diferenciais, ambos do modelo PX409 – 050DWUI, também da marca *Omega*.

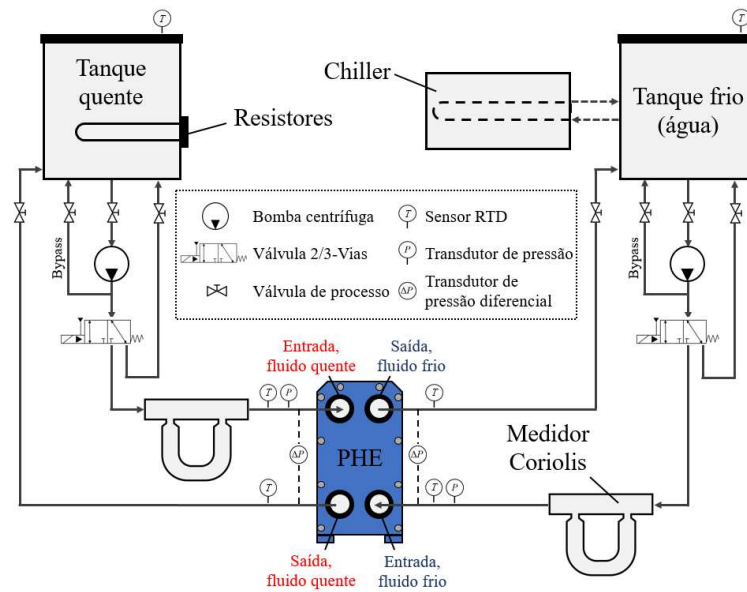
Com relação à temperatura, as medidas foram realizadas com o auxílio de quatro sensores de temperatura do tipo RTD modelo PT100 – PMA – 1/8 – 6 – 1/8 – R – 3, também da fabricante *Omega*. Para a medição de vazão mássica, foram utilizados dois medidores de vazão *Coriolis Emerson* CMF200M, um em cada ramal.

A água quente é bombeada do reservatório para o trocador de calor por meio de uma bomba centrífuga modelo RF – HT 32/160 de 5 CV da fabricante *Multisteeel*. Para a água fria, o mesmo processo é realizado utilizando duas bombas centrífugas em série de 10 CV modelo W22 Classe IR2 da fabricante *Schneider*.

O controle de vazão das bombas é controlado mediante inversores de frequência modelo *Siemens SinamicsV20*. As conexões entre parte dos equipamentos descritos e utilizados durante os testes foram feitas por mangueiras hidráulicas com trama de aço e tubulações de aço inoxidável de duas polegadas.

A obtenção e armazenamento de dados foram realizados utilizando o software *LabView*, permitindo a aquisição de dados e controle do processo de forma remota. A Figura 19 mostra o arranjo da bancada experimental.

Figura 19 – Esquema da bancada experimental.



Fonte: Autor (2024).

4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL TÉRMICO

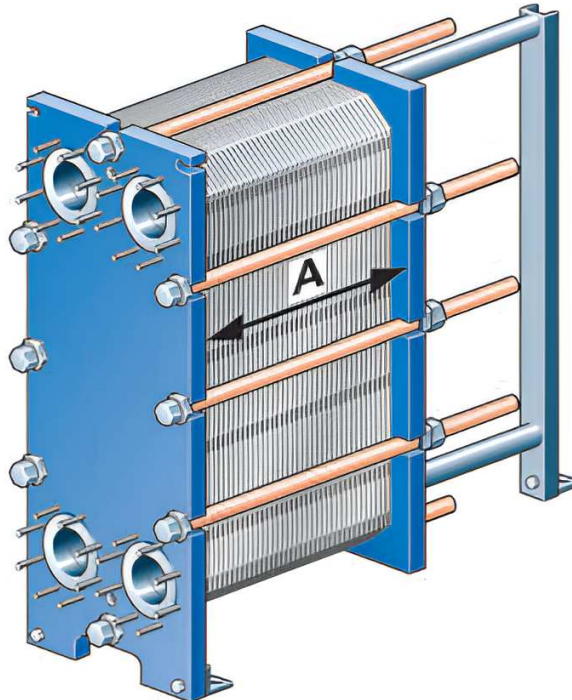
Primeiramente, as resistências e o *chiller* eram acionados para aquecer e resfriar, respectivamente, a água contida nos reservatórios, até atingir as temperaturas de teste de 40°C para o ramal quente e 15°C para o ramal frio. Ao alcançar as temperaturas previstas, as válvulas de controle eram abertas e as bombas acionadas por comandos no software *LabView*.

Ambos os ramais apresentam ciclos com características semelhantes. No ramal frio, a água sai do tanque e é bombeada através da tubulação, passa pelo medidor de vazão mássica, e em seguida chega até o GPHE. Posteriormente, a água fria troca calor com a água quente no interior do GPHE em sentido contracorrente e segue um caminho ascendente em linha reta, em direção à saída do ramal frio. Finalmente, a água escoou pela saída do GPHE de volta ao reservatório frio, onde será refrigerada novamente.

O procedimento para a água quente é análogo, com a única diferença na orientação do percurso seguido pelo fluido no GPHE. Nesse caso, para o ramal quente, o fluxo é contrário ao do ramal frio, ou seja, segue um caminho descendente. O ciclo do procedimento experimental térmico pode ser visualizado na Figura 19.

O aperto em trocadores de calor a placas consiste na distância horizontal entre as faces internas das placas estruturais utilizadas na montagem do trocador de calor. A Figura 20 ilustra a propriedade do aperto.

Figura 20 – Aperto em trocadores de calor a placas.



Fonte: Central States Industrial (2024).

Os testes térmicos e hidrodinâmicos foram realizados em três configurações distintas, mantendo o mesmo número de placas (39 placas) e alterando apenas o tipo de placa utilizada. Os apertos utilizados foram chamados aqui de 0,98A (aperto máximo), 1,00A (aperto nominal) e 1,02A (aperto mínimo). O cálculo do aperto nominal foi realizado a partir da equação 19.

$$A = N_p \cdot (t + b) \quad (19)$$

onde N_p é o número de placas. A tabela 4 mostra os valores dos apertos utilizados para as diferentes configurações testadas.

Tabela 4 – Apertos utilizados nos testes.

| Configuração | 1,02A | 1,00A | 0,98A |
|--------------|----------|----------|----------|
| GPHE | 141,5 mm | 138,5 mm | 135,6 mm |
| DWPHE | 149,5 mm | 146,2 mm | 143,3 mm |
| SWPHE | 140,5 mm | 137,5 mm | 134,7 mm |

Fonte: Autor (2024).

As medições da pressão de entrada eram efetuadas por sensores de pressão localizados na entrada de ambos os ramais. Dessa forma, a diferença de pressão de

entrada era calculada. A válvula de saída de um dos ramais era ajustada manualmente, sendo parcialmente fechada, para que a diferença de pressão de entrada atingisse valores específicos, variando de -2 até 2 bar, com intervalos de 0,5 bar. Dessa forma, os dados de temperatura eram obtidos em função da diferença de pressão de entrada.

Os experimentos foram conduzidos buscando alcançar vazões mássicas de valores iguais para os dois ramais, visando obter números de Reynolds em faixas semelhantes. A obtenção dos dados de temperatura seguiram o procedimento descrito para três valores de vazão mássica: 2,5 kg/s, 4,5 kg/s e 5,5 kg/s. Os intervalos de número de Reynolds encontrados foram de aproximadamente 1260, 2270 e 2780.

As medições de temperatura para a análise experimental foram realizadas em regime permanente, em um instante no qual a média logarítmica da diferença de temperaturas (ΔT_{LMTD}) apresentou um valor aproximado de 5. Essa abordagem foi adotada para padronizar os experimentos, minimizando a influência das temperaturas de entrada e saída dos ramais sobre o cálculo do número de Nusselt.

4.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL HIDRODINÂMICO

O procedimento experimental hidrodinâmico é análogo ao procedimento experimental térmico. A principal diferença é que os sistemas de aquecimento e resfriamento não foram acionados durante os testes hidrodinâmicos. Portanto, os experimentos hidrodinâmicos foram realizados à temperatura ambiente (aproximadamente 25°C).

Para o cálculo do fator de atrito, faz-se necessário encontrar a queda de pressão do canal. Portanto, foram utilizados sensores de pressão diferenciais conectados a agulhas inseridas em pontos específicos das gaxetas, próximos da entrada e saída do canal, de modo a obter a variação de pressão ao longo do comprimento do canal.

O comprimento das agulhas era de 38 mm com diâmetro externo de 1,2 mm e diâmetro interno de 1 mm. Para colocar as agulhas nas posições desejadas, foram feitos furos com uma broca de 1 mm através das gaxetas. As agulhas foram colocadas antes da montagem do GPHE, como pode ser visto na Figura 21.

Figura 21 – Posição das agulhas em uma placa soldada.



Fonte: Autor (2024).

Para realizar a conexão das agulhas aos transdutores de pressão diferencial, utilizaram-se mangueiras com 8 mm de diâmetro. As medições de queda de pressão das placas simples, duplas e soldadas, foram realizadas nos canais 7, 9 e 11 de ambos os ramais, respectivamente.

4.5 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

As incertezas associadas aos instrumentos de medição utilizados durante os experimentos realizados neste trabalho estão detalhadas na Tabela 5.

Tabela 5 – Incertezas dos instrumentos de medição.

| Instrumento | Especificação | Incerteza |
|-----------------------------------|-------------------------------------|--------------------|
| Sensor de vazão Coriolis | Emerson CMF 200M | 0,05 (%RD) |
| Sensor de temperatura RTD | PT100 – PMA – 1/8 – 6 – 1/8 – R – 3 | 0,15 + 0,002T (°C) |
| Transdutor de pressão absoluto | PX409 – 250GI – EH | 0,08 (%BSL) |
| Transdutor de pressão diferencial | PX409 – 050DWUI | 0,08 (%BSL) |

Fonte: Autor (2024).

No APÊNDICE A são demonstrados os cálculos envolvidos na determinação da incerteza combinada para os parâmetros desse trabalho. A Tabela 6 apresenta os valores de incerteza máxima relativa encontradas para as configurações testadas.

Tabela 6 – Incerteza máxima relativa dos parâmetros de medição.

| Parâmetros | Incerteza máxima relativa | | |
|--|---------------------------|--------|--------|
| | GPHE | DWPHE | SWPHE |
| Taxa de transferência de calor | 3,10% | 4,92% | 2,95% |
| Diferença média logarítmica das temperaturas | 11,33% | 11,34% | 11,33% |
| Coefficiente global de transferência de calor | 11,72% | 12,31% | 11,68% |
| Fator de fricção | 5,52% | 6,89% | 4,60% |
| Número de Nusselt | 11,72% | 12,31% | 11,68% |
| Coefficiente de transferência de calor por convecção | 11,72% | 12,31% | 11,68% |
| Número de Reynolds | 0,05% | 0,05% | 0,05% |

Fonte: Autor (2024).

5 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos dos testes experimentais realizados para os três tipos diferentes de placas, seguindo a metodologia descrita na Seção 4.

O capítulo é dividido em duas seções. A primeira seção discute sobre o desempenho hidrodinâmico das configurações, abordando fatores como o fator de fricção, a influência da pressão de entrada no comportamento do escoamento e o fenômeno do *breathing effect*.

A segunda seção discorre sobre o desempenho térmico, comentando sobre os resultados atingidos para a taxa de transferência de calor e coeficiente global de transferência de calor.

Por fim é apresentado uma comparação entre os dados experimentais e correlações de fator de fricção e número de Nusselt presentes na literatura, ambos contidos no final de cada uma das seções.

5.1 DESEMPENHO HIDRODINÂMICO

5.1.1 Fator de fricção

Nesta seção serão apresentados os resultados experimentais do fator de fricção para os diferentes tipos de placas utilizadas nos testes. Será apresentado também o comportamento do fator de fricção de acordo com a variação de pressão de entrada e aperto utilizado. Por fim, será realizado uma comparação dos dados encontrados com correlações de fator de fricção em GPHEs presentes na literatura.

5.1.1.1 Fator de fricção e variação de pressão de entrada

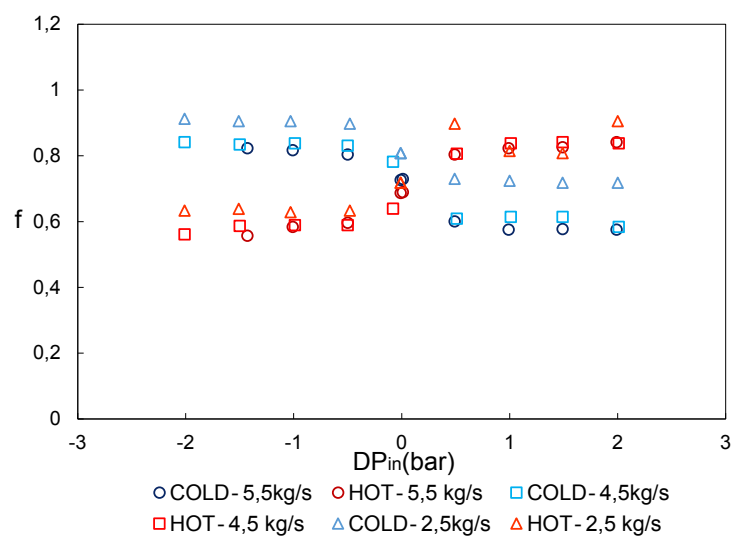
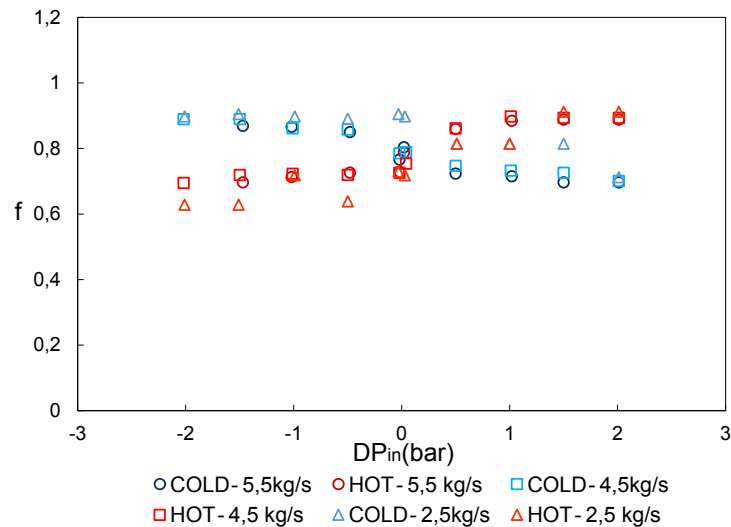
Por meio da Equação 7, foram calculados os valores de fator de fricção para as diversas configurações testadas. Vale lembrar que a queda de pressão calculada na Equação 7 foi determinada pelos sensores de pressão diferencial, que conectam as agulhas localizadas nas extremidades dos canais, tanto para o ramal quente quanto para o ramal frio. Portanto, a queda de pressão calculada consiste apenas na parcela referente ao núcleo do trocador de calor.

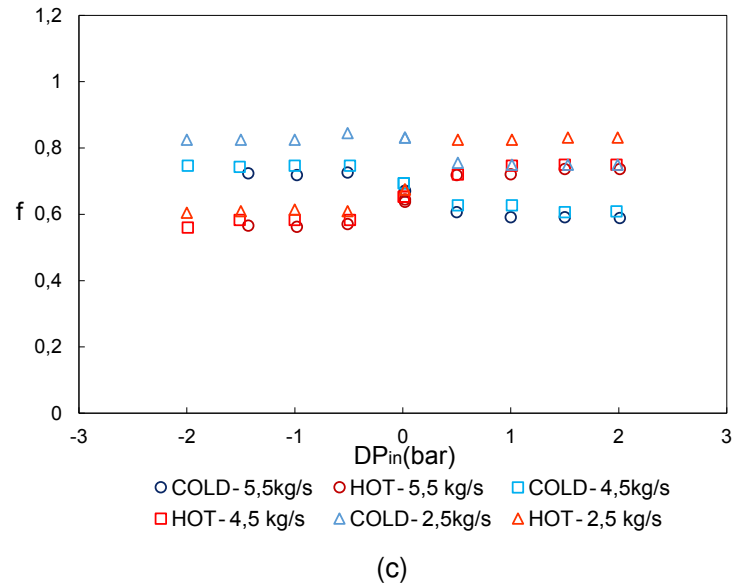
As Figuras 22, 23 e 24 mostram o comportamento do fator de fricção em função da diferença de pressão de entrada ($P_{inCOLD} - P_{inHOT}$) para os diferentes tipos de placas, testadas em três condições de aperto. Cada símbolo no gráfico representa um valor de vazão mássica: triângulos, quadrados e círculos correspondem, respectivamente, às vazões mássicas de 2,5 kg/s, 4,5 kg/s e 5,5 kg/s. As tonalidades distintas dos símbolos indicam os ramais: vermelho representa o ramal quente, e azul, o ramal frio.

Vale destacar que, para as placas soldadas, não foi possível alcançar o parâmetro de aperto 0,98A (aperto máximo) devido à maior espessura da gaxeta utilizada nesse tipo específico de placa. Como a Equação 19 leva em consideração apenas o número de placas contidas no GPHE, a maior espessura da gaxeta inviabilizou a realização dos testes para essa configuração. Tentou-se utilizar gaxetas de menor espessura das placas do tipo dupla para alcançar o aperto de 0,98A; contudo, não foi possível.

É possível observar nos gráficos das Figuras 22(a), 22(b) e 22(c) que, para a condição de aperto nominal (1,00A) e $DP_{in} = 0$, os valores de fator de fricção de ambos os ramais (tonalidades distintas) para uma mesma vazão (mesmo símbolo) são mais próximos, visto que há menor movimentação das placas e mudanças no diâmetro hidráulico nessa condição.

Figura 22 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada - 1,00A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas.





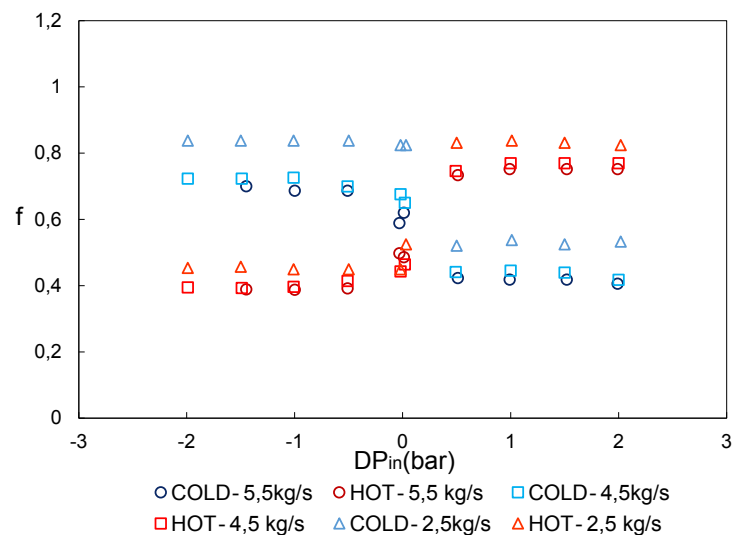
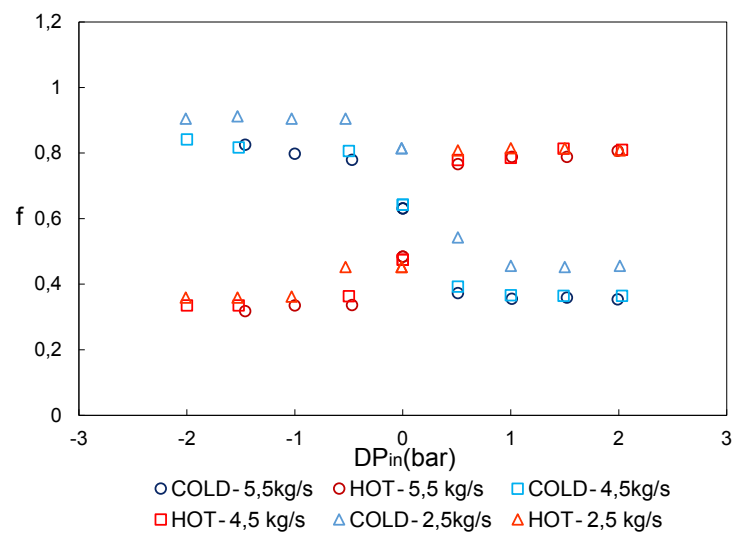
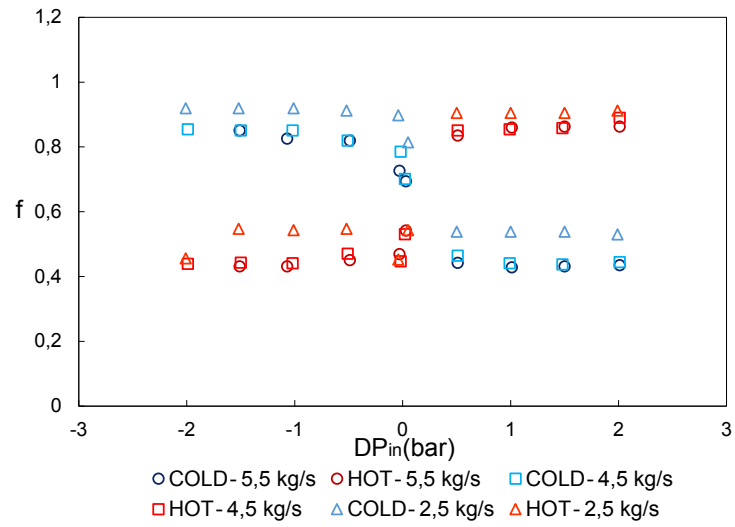
Fonte: Autor (2024).

As diferenças máximas no fator de fricção dos ramais para vazões mássicas de 5,5 kg/s, 4,5 kg/s e 2,5 kg/s na condição de $DP_{in} = 0$ foram de 0,04, 0,14 e 0,18, respectivamente. À medida que a diferença de pressão de entrada aumenta, as placas sofrem deformações elásticas mais significativas, evidenciando uma tendência de ampliação na diferença do fator de fricção entre os ramais.

À medida que a válvula de saída de um dos ramais é fechada, a diferença de pressão de entrada aumenta (em módulo). Dessa forma, um dos ramais torna-se expandido (maior pressão de entrada) enquanto o outro torna-se estrangulado (menor pressão de entrada). Pode-se perceber a transição de um ramal estrangulado para expandido e vice-versa ao analisar a Figura 22(a), por exemplo. Observando os pontos que representam o ramal frio para uma vazão de 5,5 kg/s (círculos azuis), percebe-se que para $DP_{in} < 0$, o canal se encontra estrangulado ($f \approx 0,9$), enquanto para $DP_{in} > 0$, o canal se encontra expandido ($f \approx 0,7$).

Conforme mostram as Figuras 23(a), 23(b) e 23(c), para o aperto mínimo (1,02A), o comportamento do fator de fricção em $DP_{in} = 0$, descrito anteriormente, torna-se menos evidente, possivelmente devido à maior liberdade de movimentação das placas nessa condição de aperto, possibilitando mudanças no diâmetro hidráulico dos canais, afetando conseqüentemente o fator de fricção.

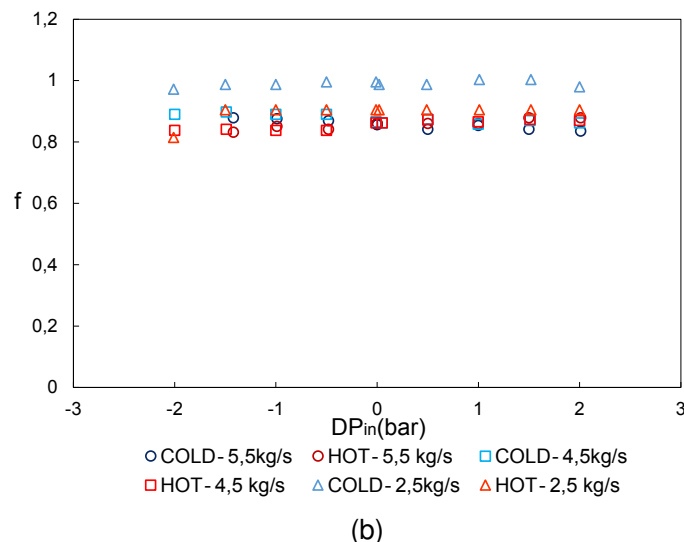
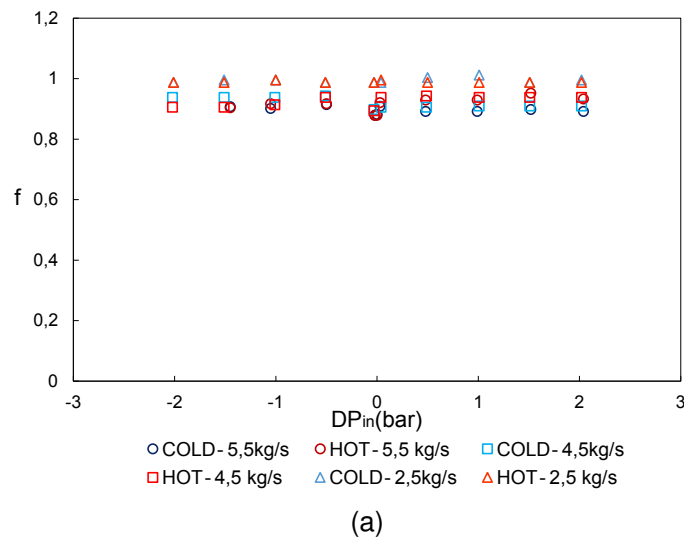
Figura 23 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada - 1,02A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas.



Fonte: Autor (2024).

Para o aperto máximo (0,98A), as Figuras 24(a) e 24(b) exibem os dados obtidos experimentalmente. Neste caso, pode-se perceber um comportamento linear do fator de fricção, independentemente da variação de pressão de entrada. De modo geral, observa-se um aumento nos valores médios do fator de fricção à medida que o espaçamento entre as placas diminui, o que torna a faixa de valores de fator de fricção mais estreita com o aumento do aperto, como pode ser visto comparando os gráficos das Figuras 22, 23 e 24.

Figura 24 – Fator de fricção x Diferença de pressão de entrada - 0,98A: (a) Placas simples e (b) Placas duplas.



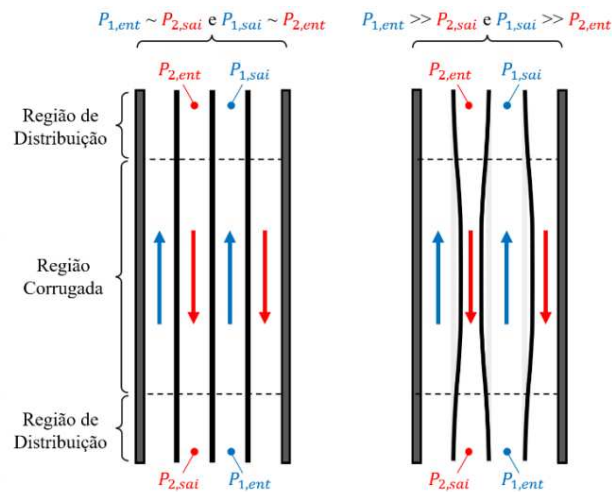
Fonte: Autor (2024).

Por fim, não foram observadas mudanças significativas no comportamento do fator de fricção com o uso dos diferentes tipos de placas. Os gráficos analisados anteriormente mostram uma tendência semelhante no fator de fricção para as diversas configurações, quando submetidas ao mesmo aperto.

5.1.1.2 Fator de fricção e o *breathing effect*

Estudos conduzidos por Lychakov *et al.* (2017) mostraram que as pressões em canais adjacentes em GPHEs estão diretamente ligadas ao comportamento do fator de fricção. Conforme a intensidade das pressões de entrada e saída de canais vizinhos mudam, as placas sofrem deformação elástica. Essa deformação causa uma expansão do canal com maior pressão de entrada, aumentando seu diâmetro hidráulico, e a contração do canal com menor pressão de entrada, diminuindo seu diâmetro hidráulico, alterando, conseqüentemente, o valor do fator de fricção em ambos os ramais. Esse comportamento é chamado de *breathing effect*, e a Figura 25 ilustra esse fenômeno.

Figura 25 – *Breathing effect* em um GPHE.



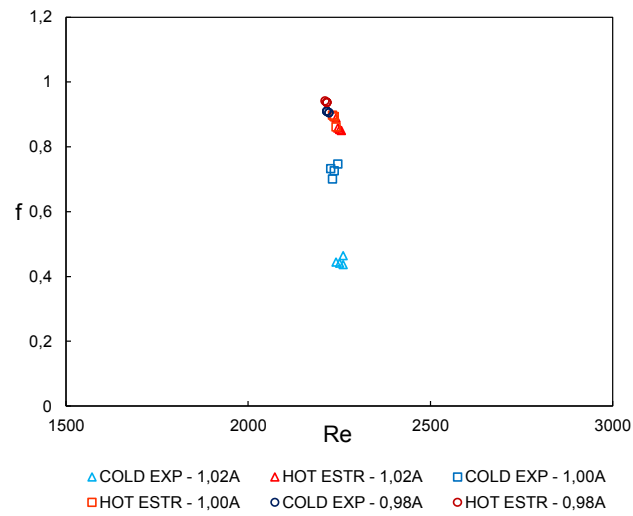
Fonte: Strobel (2023, p.50).

As Figuras 26(a), 26(b) e 26(c) mostram o comportamento do fator de fricção para uma vazão mássica de 4,5 kg/s, com $DP_{in} > 0$, para cada padrão de placa. Por conveniência, as vazões mássicas de 2,5 kg/s e 5,5 kg/s não foram apresentadas, uma vez que o fator de fricção segue a mesma tendência nessas condições para os três tipos de placas.

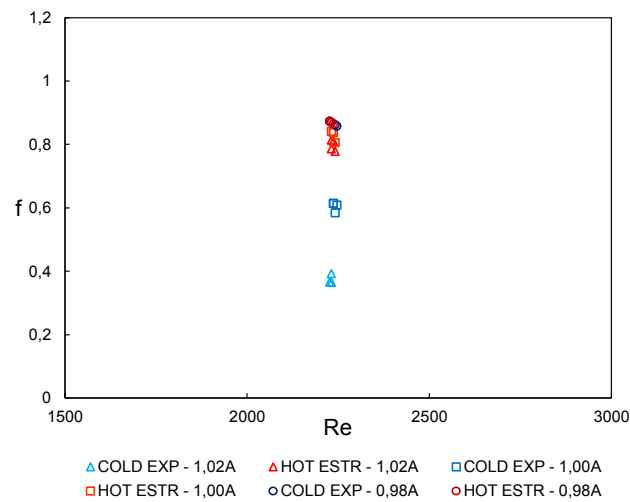
As tonalidades dos símbolos nos gráficos representam cada um dos ramais, sendo vermelho para o ramal quente e azul para o ramal frio. Observa-se também que o ramal frio estava na condição expandida, enquanto o ramal quente estava na condição estrangulada, pois $P_{in,COLD} > P_{in,HOT}$. Os símbolos agora representam as condições de aperto, com triângulos, quadrados e círculos correspondendo aos apertos 1,02A, 1,00A e 0,98A, respectivamente.

Podemos confirmar, analisando as Figuras 26(a), 26(b) e 26(c), que o fator de fricção aumenta à medida que o espaçamento de placas diminui, para todos os tipos de placas, reforçando o que foi destacado no penúltimo parágrafo da seção anterior (Seção 5.1.1.1). Nota-se também que a variação do fator de atrito em função do aperto é maior para o ramal expandido do que para o ramal estrangulado.

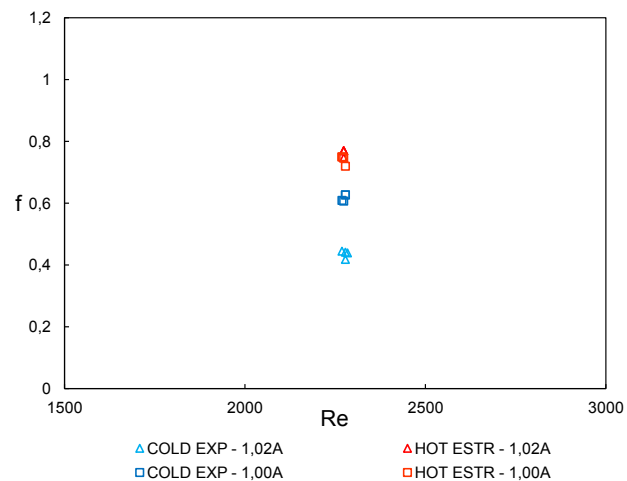
Figura 26 – Fator de fricção x Reynolds ($P_{inCOLD} > P_{inHOT}$) - 4,5 kg/s: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas.



(a)



(b)



(c)

Fonte: Autor (2024).

Para as placas soldadas, o aumento do fator de fricção com o aperto não foi tão evidente para o ramal estrangulado, como é possível perceber pela sobreposição dos pontos de mesma tonalidade na Figura 26(c). O mesmo comportamento foi observado para as vazões mássicas de 2,5 kg/s e 5,5 kg/s.

O fenômeno de *breathing effect* pode ser observado analisando os gráficos das placas simples e duplas (Figuras 26(a) e 26(b)), por exemplo. Verifica-se que, para a condição de aperto mínimo (triângulos), os pontos de ramais distintos se encontram mais afastados entre si em comparação à condição de aperto máximo (círculos). No aperto 0,98A, o *breathing effect* é suprimido pela condição do aperto, resultando em pouca deformação das placas e em fatores de fricção semelhantes para ambos os ramais. Já no aperto 1,02A, o *breathing effect* se torna evidente, causando mudanças significativas no fator de fricção entre os ramais distintos.

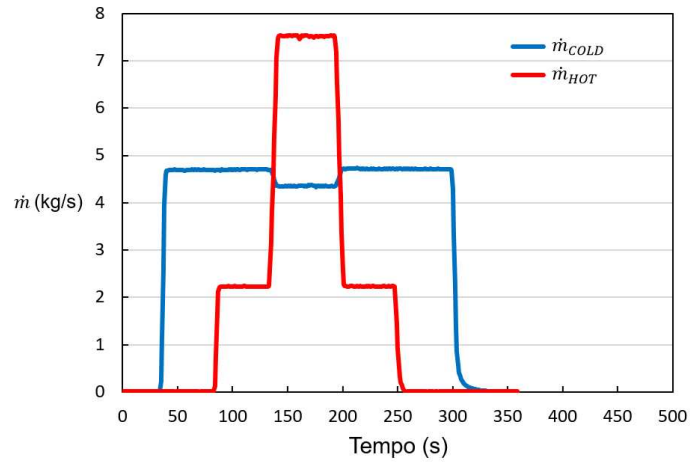
5.1.2 Vazão mássica e diferença de pressão de entrada

As Figuras 27(a), 27(b) e 27(c), apresentam dados de vazão mássica em função do tempo para os três níveis de aperto para a configuração de placas simples. A linha vermelha representa a vazão mássica do ramal quente, enquanto a linha azul representa a vazão mássica do ramal frio.

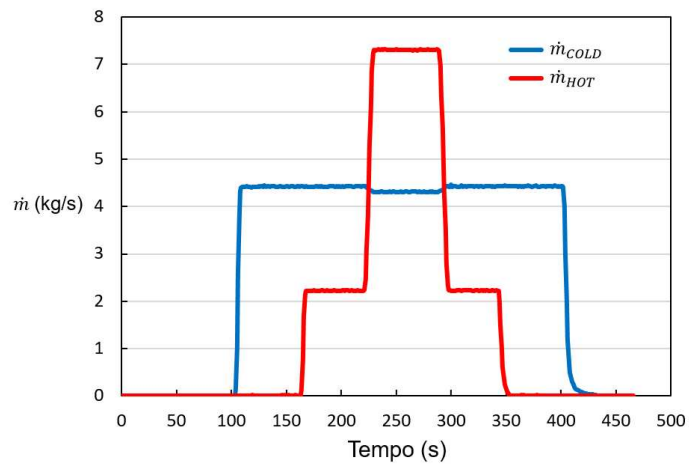
Nos experimentos, o valor de vazão mássica do ramal frio foi mantido constante durante todo o teste, variando-se apenas a vazão mássica do ramal quente. Entretanto, nota-se uma alteração na vazão mássica do ramal frio nos apertos de 1,02A e 1,00A, representados, respectivamente, pelas Figuras 27(a) e 27(b). Essa mudança ocorre no momento em que a vazão mássica do ramal quente ultrapassa a do ramal frio.

Quando vazão mássica do ramal quente se tornava consideravelmente maior que a do ramal frio, percebia-se uma diferença de pressão de entrada entre os ramais, com a pressão de entrada do ramal quente sendo, em média, 57% maior que a do ramal frio. Nesse instante, o fenômeno do *breathing effect* era evidente, causando um estrangulamento do ramal frio e alterando sua vazão mássica.

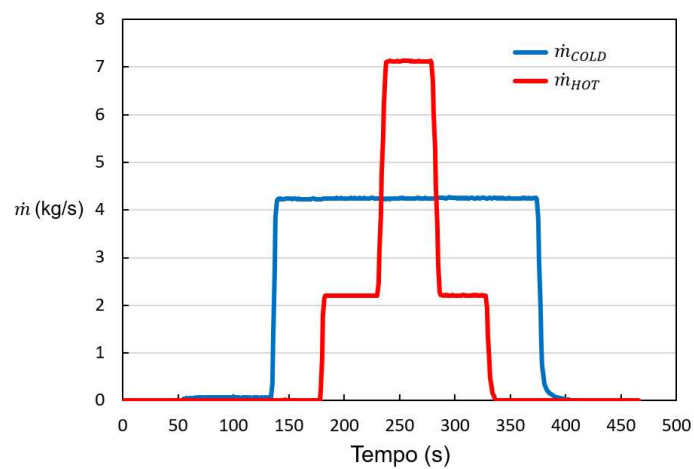
Figura 27 – Vazão mássica dos ramais x Tempo - Placas simples: (a) 1,02A, (b) 1,00A e (c) 0,98A.



(a)



(b)



(c)

Fonte: Autor (2024).

Para a condição de aperto máximo (0,98A), não foram detectadas mudanças na vazão mássica do ramal frio, conforme mostrado na Figura 27(c). Nesse aperto, o pacote de placas se tornava mais compacto, dificultando a deformação elástica das placas devido ao escoamento, como discutido anteriormente na Seção 5.1.1.2. Portanto, o *breathing effect* não ocorria nessa condição, mantendo a vazão mássica do ramal frio inalterada.

É válido ressaltar que, neste caso, as válvulas estavam totalmente abertas. Nos testes anteriores, a diferença de pressão de entrada foi gerada ao fechar parcialmente as válvulas de saída de um dos ramais, com vazões mássicas iguais em ambos os ramais. Agora, a diferença de pressão de entrada foi causada pela diferença de vazão mássica entre os dois ramais. Em ambos os casos, o *breathing effect* ocorreu.

O comportamento das placas duplas e soldadas foi análogo ao observado para as placas simples. Os gráficos de vazão mássica em função do tempo também foram obtidos para essas configurações e podem ser visualizados nas Figuras 37 e 38, contidas no APÊNDICE B.

5.1.3 Correlação de fator de fricção experimental

Com o auxílio de uma regressão linear realizada no software *Matlab*, foi possível encontrar equações simples de fator de fricção, ajustadas aos dados experimentais como função do número de Reynolds na forma $f(Re) = a \cdot Re^b$, onde a e b são constantes reais. É importante destacar que as correlações não consideram a diferença de pressão de entrada. A Tabela 7 apresenta as correlações encontradas para o fator de fricção.

Tabela 7 – Correlações de fator de fricção experimental.

| Tipo de trocador de calor | Aperto | f_{exp} | f_{estr} |
|---------------------------|--------|-----------------------------|-----------------------------|
| GPHE | 1,02A | $2,6689 \cdot Re^{-0,2220}$ | $1,9815 \cdot Re^{-0,1150}$ |
| GPHE | 1,00A | $0,9117 \cdot Re^{-0,0293}$ | $1,0077 \cdot Re^{-0,0211}$ |
| GPHE | 0,98A | $2,5941 \cdot Re^{-0,1350}$ | $2,0359 \cdot Re^{-0,1011}$ |
| DWPHE | 1,02A | $2,4947 \cdot Re^{-0,2344}$ | $1,9603 \cdot Re^{-0,1235}$ |
| DWPHE | 1,00A | $2,4761 \cdot Re^{-0,1787}$ | $1,6920 \cdot Re^{-0,0954}$ |
| DWPHE | 0,98A | $2,5802 \cdot Re^{-0,1420}$ | $2,1296 \cdot Re^{-0,1140}$ |
| SWPHE | 1,02A | $6,9966 \cdot Re^{-0,3199}$ | $1,2974 \cdot Re^{-0,1062}$ |
| SWPHE | 1,00A | $5,0231 \cdot Re^{-0,2575}$ | $1,5416 \cdot Re^{-0,1089}$ |

Fonte: Autor (2024).

É válido ressaltar também que as equações da Tabela 7 são válidas para a água, para um ângulo de Chevron de 60° e para $1200 \leq Re \leq 2800$.

5.1.4 Comparação dos fatores de fricção

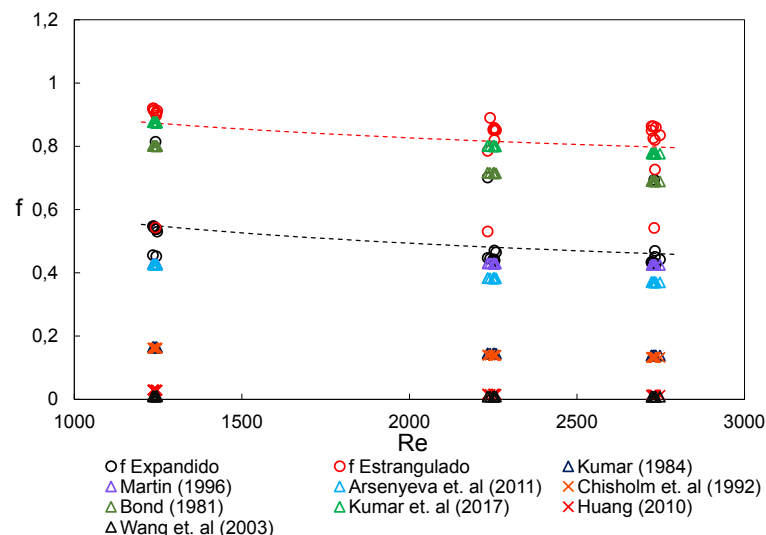
As Figuras 28, 29 e 30 apresentam os dados do fator de fricção em função do número de Reynolds para os três tipos de placas e diferentes níveis de aperto, utilizando correlações propostas na literatura, conforme descrito na Tabela 2 da Seção 2.2.3. Nessas figuras, os valores experimentais obtidos para as configurações testadas são representados por círculos pretos e vermelhos, correspondendo ao fator de fricção do ramal expandido e estrangulado, respectivamente.

As equações de fator de fricção calculadas para cada configuração, apresentadas na Tabela 7, podem ser visualizadas pelas linhas pontilhadas pretas (fator de fricção do canal expandido) e vermelhas (fator de fricção do canal estrangulado) em cada um dos gráficos.

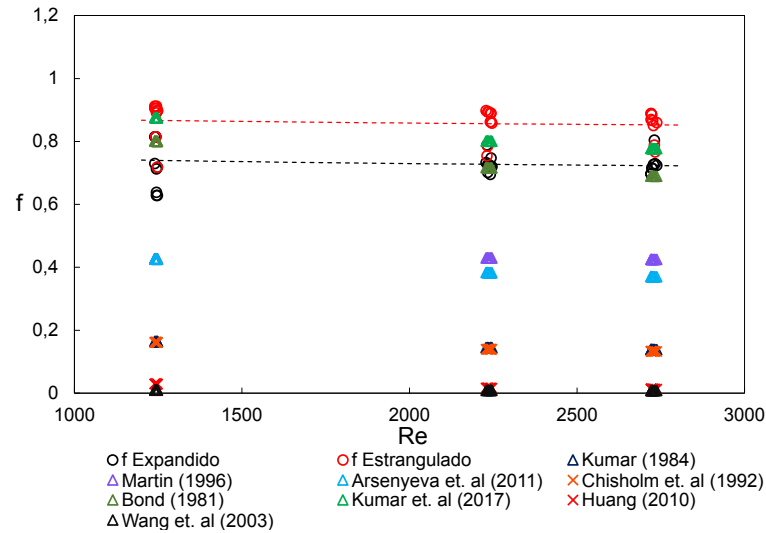
Para as placas simples, na condição de aperto de 1,02A, as correlações propostas por Kumar e Singh (2017) e Martin (1996) mostraram boa concordância com os valores experimentais para o ramal estrangulado e expandido, respectivamente, conforme ilustrado na Figura 28(a).

No aperto 1,00A, as correlações de Kumar e Singh (2017) e Bond (1981) se aproximaram dos valores experimentais do fator de fricção para o ramal expandido, principalmente nas maiores faixas de Reynolds, como mostrado na Figura 28(b). Já para o aperto 0,98A, no entanto, as correlações subestimaram os valores de fator de fricção encontrados, conforme indicado na Figura 28(c).

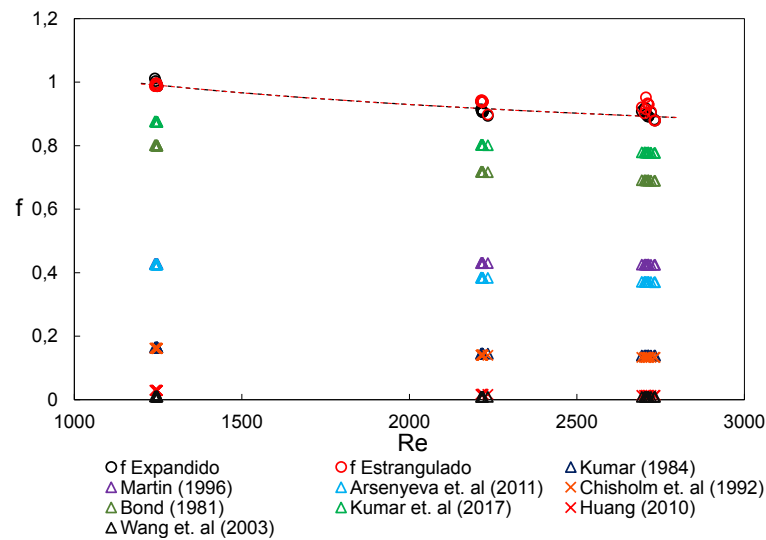
Figura 28 – Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) GPHE - 1,02A, (b) GPHE - 1,00A e (c) GPHE - 0,98A.



(a)



(b)



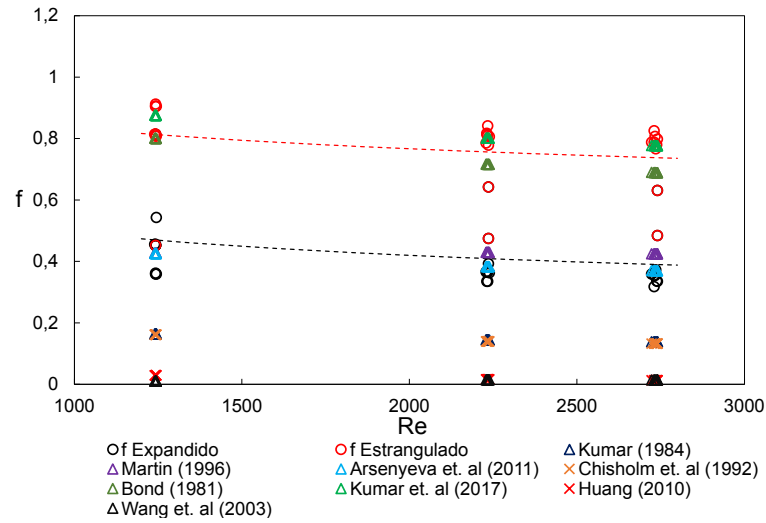
(c)

Fonte: Autor (2024).

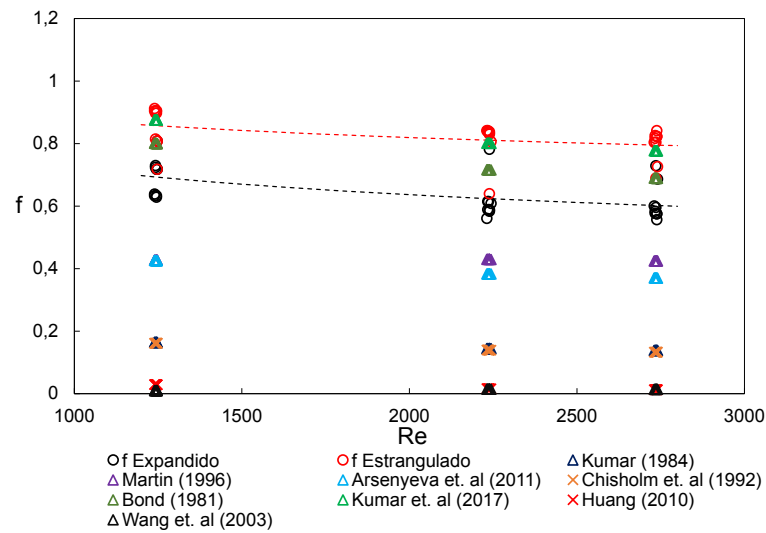
Para a configuração de placas duplas, no aperto 1,02A, a correlação de Kumar e Singh (2017) demonstrou uma ótima correspondência com os valores experimentais para o ramal estrangulado, enquanto as correlações de Arsenyeva *et al.* (2011) e Martin (1996) apresentaram boa adequação para o ramal expandido, conforme mostrado na Figura 29(a).

Para o aperto 1,00A, a correlação de Kumar e Singh (2017) permaneceu apresentando uma boa aproximação com o ramal estrangulado, como pode ser observado na Figura 29(b). Já no aperto 0,98A, semelhante ao caso das placas simples, as correlações da literatura subestimaram os valores experimentais do fator de fricção, como mostrado na Figura 29(c).

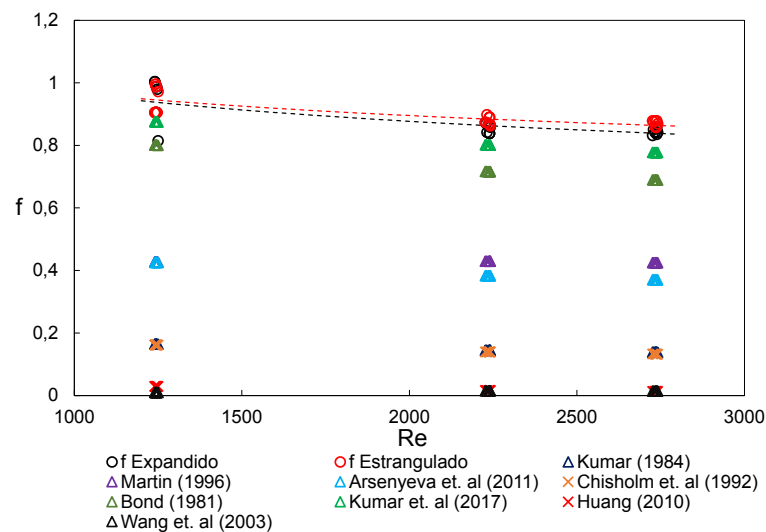
Figura 29 – Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) DWPHE - 1,02A, (b) DWPHE - 1,00A e (c) DWPHE - 0,98A.



(a)



(b)

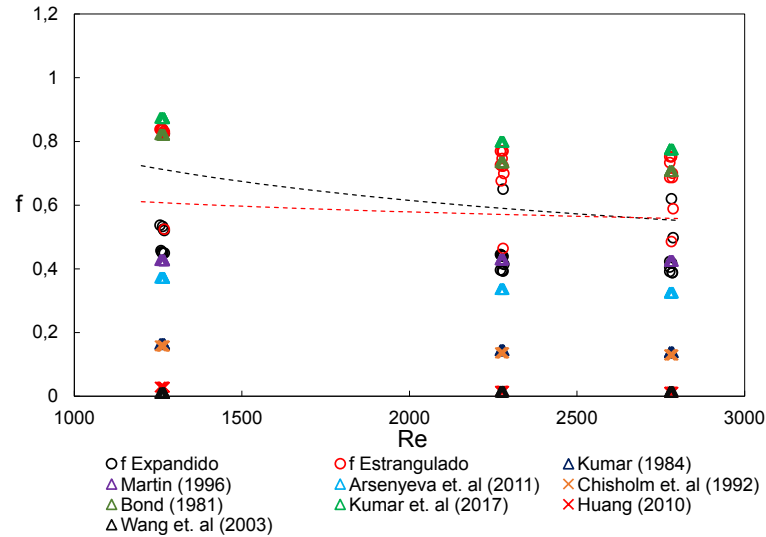


(c)

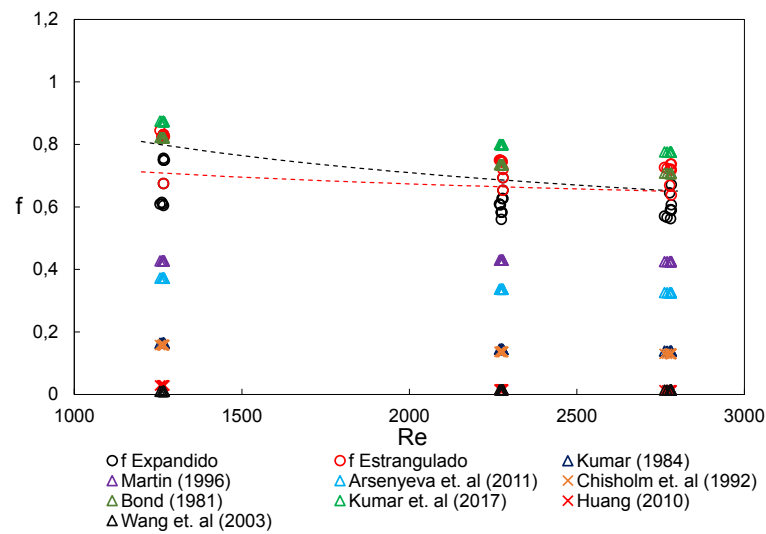
Fonte: Autor (2024).

Por fim, com relação às placas soldadas, nas condições de aperto 1,02A e 1,00A, as correlações de Kumar e Singh (2017) e Bond (1981) expressaram excelente concordância com os dados experimentais, conforme apresentado nas Figuras 30(a) e 30(b).

Figura 30 – Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) SWPHE - 1,02A e (b) SWPHE - 1,00A.



(a)



(b)

Fonte: Autor (2024).

5.2 DESEMPENHO TÉRMICO

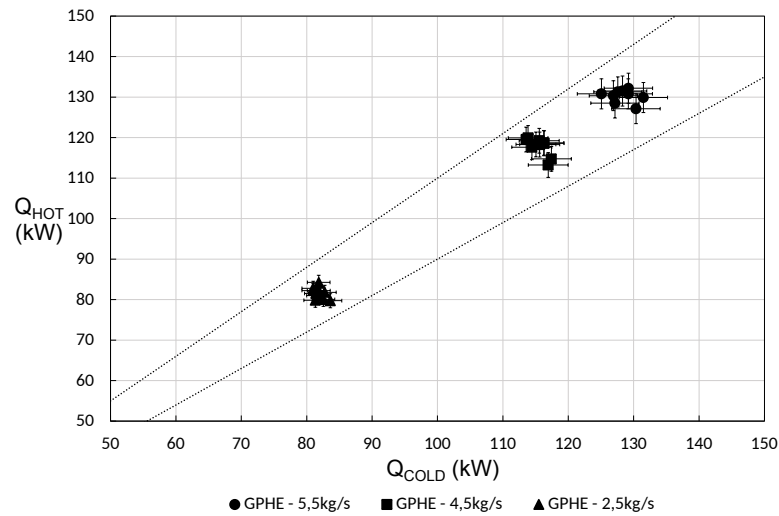
5.2.1 Análise do comportamento térmico

As Figuras 31(a), 31(b) e 31(c) apresentam as comparações entre as taxas de transferência de calor do ramal quente e frio para os três tipos de placas, na condição de aperto 1,00A. Os símbolos nos gráficos indicam em qual vazão mássica os dados foram

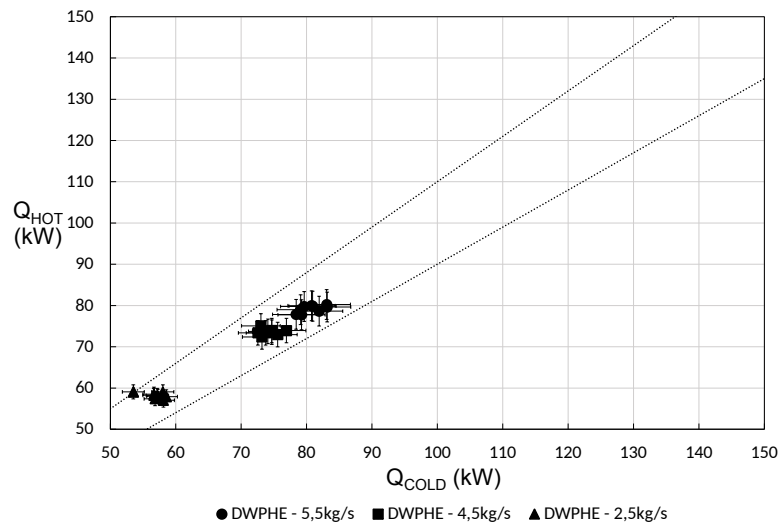
obtidos: triângulos, quadrados e círculos representam as vazões mássicas de 2,5 kg/s, 4,5 kg/s e 5,5 kg/s, respectivamente.

Os valores calculados variam entre 50 kW e 140 kW. A incerteza máxima calculada para a taxa de transferência de calor foi de 4,92%, conforme mostrado na Tabela 6. É possível observar que grande parte dos valores calculados se encontram dentro da faixa de incerteza de $\pm 10\%$, indicada pelas duas linhas pontilhadas nos gráficos. Os gráficos das outras configurações podem ser encontrados no APÊNDICE B.

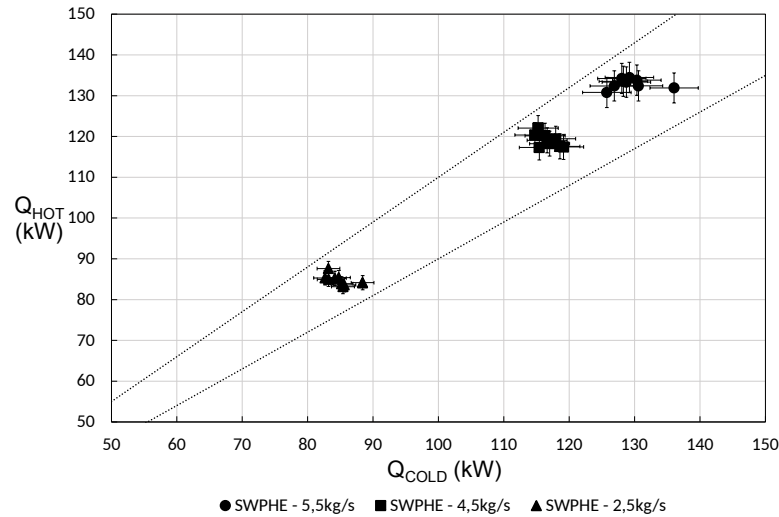
Figura 31 – Comparação entre as taxas de transferência de calor - 1,00A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas.



(a)



(b)



(c)

Fonte: Autor (2024).

5.2.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado através da Equação 11, sendo função da diferença de temperatura média logarítmica, área de troca térmica e taxa de transferência de calor.

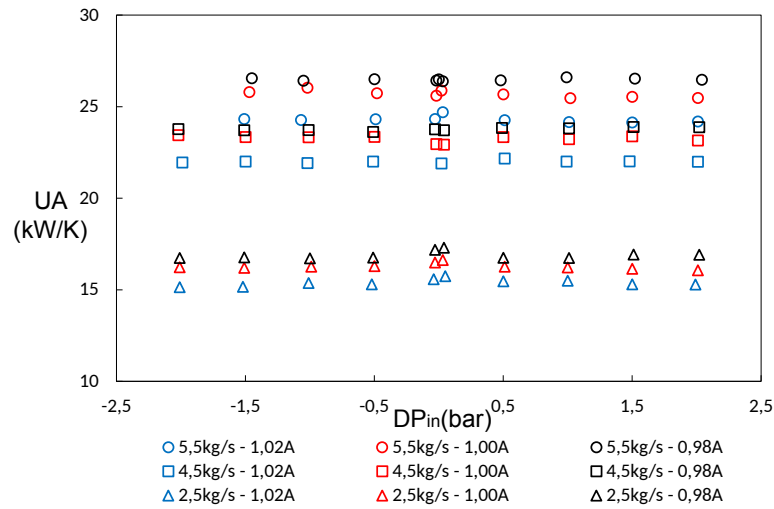
As Figuras 32(a), 32(b) e 32(c) apresentam os dados experimentais do coeficiente global de transferência de calor para os três tipos de placas, submetidas a diferentes níveis de aperto, em função da diferença de pressão de entrada.

Cada símbolo no gráfico representa uma vazão mássica diferente: triângulos, quadrados e círculos correspondem às vazões mássicas de 2,5 kg/s, 4,5 kg/s e 5,5 kg/s, respectivamente. As cores preta, vermelha e azul indicam as diferentes condições de aperto de 0,98A, 1,00A e 1,02A, respectivamente.

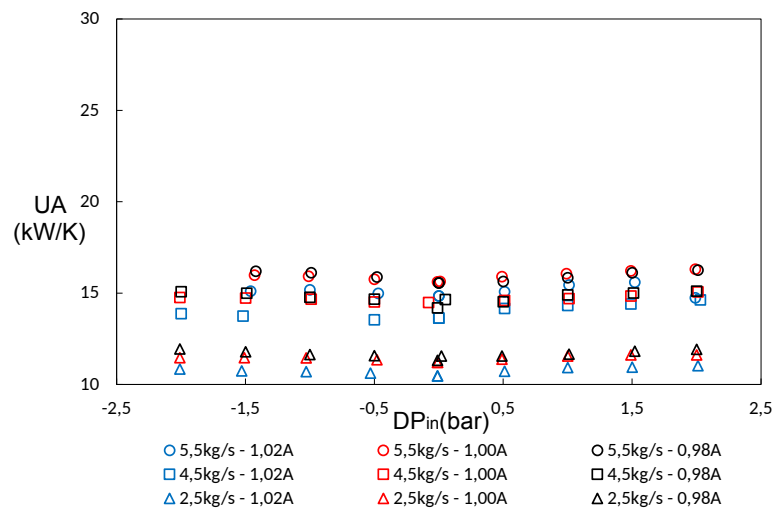
Nota-se que o valor do coeficiente global de transferência de calor não apresentou influência significativa devido à mudança de pressão de entrada, mantendo-se aproximadamente constante em todas as condições.

Analisando a Figura 32(b), é possível observar uma diferença significativa nos valores do coeficiente global de transferência de calor para as placas duplas em comparação com as outras duas configurações. Mesmo para as maiores vazões mássicas, os valores para as placas duplas permaneceram abaixo de 20 kW/K. A possível explicação para esse comportamento será discutida na seção seguinte.

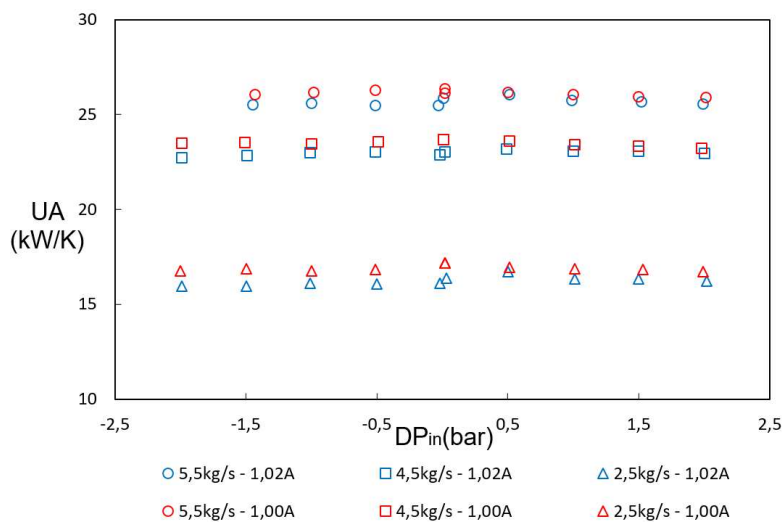
Figura 32 – Coeficiente global de transferência de calor: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas.



(a)



(b)



(c)

Fonte: Autor (2024).

5.2.2.1 Cálculo da espessura da camada de ar no DWPHE

Conforme comentado anteriormente, a configuração utilizando placas duplas apresentou o menor valor do coeficiente global de transferência de calor, o que implica, consequentemente, em uma menor taxa de transferência de calor entre os fluidos.

De acordo com a Tabela 3, percebe-se que as placas simples e duplas são geometricamente semelhantes, diferindo apenas no valor da espessura da placa. Dessa forma, devido à maior espessura, as placas duplas tendem a apresentar resistência térmica ligeiramente superior às placas simples.

Entretanto, tal diferença não seria suficiente para provocar tamanha discrepância nos dados encontrados experimentalmente. Nesse sentido, é possível que uma nova resistência térmica tenha surgido devido à presença de uma camada de ar entre as placas, resultando em uma diminuição no valor do coeficiente global de transferência de calor.

A partir da manipulação da Equação 13, Belino (2023) propôs uma forma de calcular a espessura dessa camada de ar por meio da Equação 20. Dessa forma, pode-se utilizar os dados obtidos através dos testes realizados com a configuração de placas simples para se obter o resultado desejado.

$$e = \left(\frac{1}{U_{DWPHE}} - \frac{1}{U_{GPHE}} + \frac{t_{GPHE} - t_{DWPHE}}{k_p} \right) \cdot k_{ar} \quad (20)$$

onde:

U_{GPHE} = Coeficiente global de transferência de calor do GPHE;

U_{DWPHE} = Coeficiente global de transferência de calor do DWPHE;

t_{GPHE} = Espessura da placa do GPHE;

t_{DWPHE} = Espessura da placa do DWPHE;

k_p = Condutividade térmica da placa;

k_{ar} = Condutividade térmica do ar a 25°C;

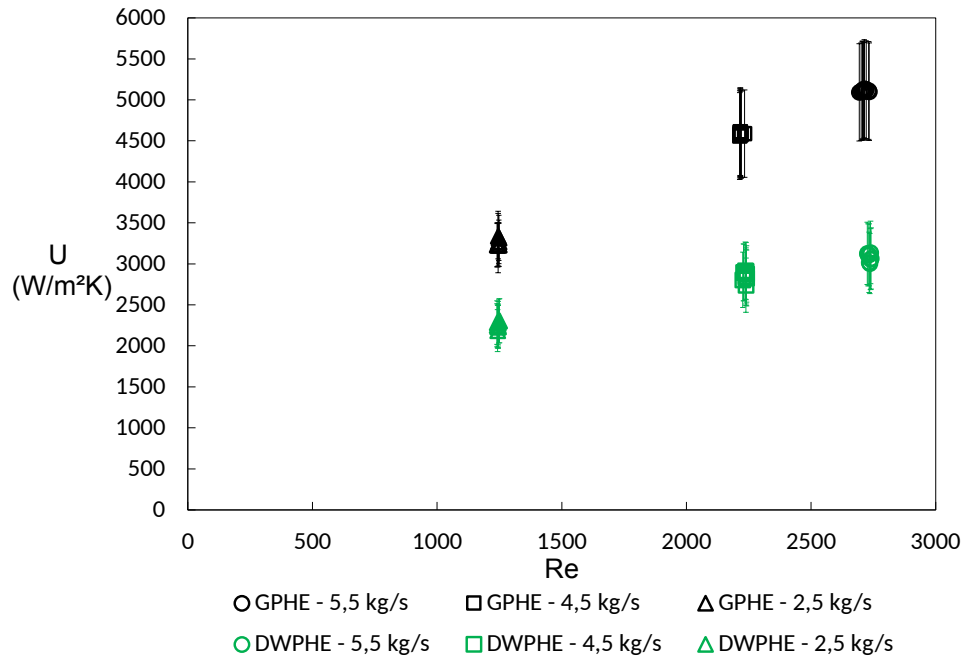
A espessura da camada de ar, calculada através da Equação 20, é diretamente influenciada pelas variações no diâmetro hidráulico decorrentes da diferença de pressão de entrada nos ramais adjacentes. Isso significa que as constrições e expansões dos canais podem camuflar o valor real da espessura da camada de ar entre as placas.

Portanto, o cálculo da espessura da camada de ar foi realizado apenas para o aperto 0,98A, visando encontrar um valor pouco influenciado pelo comportamento do escoamento, pois, conforme discutido anteriormente na Seção 5.1.1.2, na condição de aperto máximo as placas estão menos propensas a deformações elásticas.

A Figura 33 apresenta os valores do coeficiente global de transferência de calor obtidos em função do número de Reynolds para as placas simples (cor preta) e placas duplas (cor verde), ambos para o aperto 0,98A. A partir do gráfico, foi possível calcular o

valor médio da espessura da camada de ar presente entre as placas. A Tabela 8 apresenta os valores calculados através da Equação 20.

Figura 33 – U x Re - 0,98A: GPHE e DWPHE.



Fonte: Autor (2024).

Analisando os dados da Tabela 8, percebe-se uma tendência de diminuição da espessura média da camada de ar com o aumento da vazão mássica. Esse aumento da vazão mássica eleva a pressão interna do canal, o que pode alterar ligeiramente o diâmetro hidráulico.

Tabela 8 – Espessura média da camada de ar para o aperto 0,98A.

| Diferença de pressão de entrada (bar) | Vazão mássica (kg/s) | e_m (m) |
|---------------------------------------|----------------------|------------------------|
| 1,5 | 5,5 | $2,92 \cdot 10^{-6}$ m |
| 1,5 | 4,5 | $2,97 \cdot 10^{-6}$ m |
| 1,5 | 2,5 | $3,07 \cdot 10^{-6}$ m |
| -1,5 | 5,5 | $2,88 \cdot 10^{-6}$ m |
| -1,5 | 4,5 | $2,94 \cdot 10^{-6}$ m |
| -1,5 | 2,5 | $3,02 \cdot 10^{-6}$ m |
| 0,0 | 5,5 | $3,20 \cdot 10^{-6}$ m |
| 0,0 | 4,5 | $3,30 \cdot 10^{-6}$ m |
| 0,0 | 2,5 | $3,58 \cdot 10^{-6}$ m |

Fonte: Autor (2024).

O aumento da pressão interna do canal, combinado com a diferença de pressão de entrada, pode reduzir ainda mais a espessura da camada de ar, provocando maiores deformações elásticas nas placas.

Contudo, as variações observadas na espessura média da camada de ar são bastante pequenas, uma vez que as placas estão em uma condição de movimento muito restrita, devido ao aperto máximo aplicado.

5.2.3 Correlação de número de Nusselt experimental

Para o cálculo do número de Nusselt, utilizou-se de outra forma de escrita da Equação 14. A análise térmica de um trocador de calor a placas pode ser realizada a partir da Equação 13, utilizando um modelo de resistência térmica simples, resultando na Equação 21.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} + \frac{1}{h_h} \quad (21)$$

A Equação 21 assume que as resistências térmicas de incrustação de ambos os ramais são nulas. Considerando a mesma vazão mássica e geometria do canal para ambos os ramais, pode-se considerar a aproximação que $h_c \approx h_h \approx h$. Logo, obtém-se a Equação 22.

$$h = \frac{2 \cdot U \cdot k_w}{k_w - t \cdot U} = \frac{2}{\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}} \quad (22)$$

Substituindo a Equação 22 na Equação 14, pode-se obter a Equação 23, possibilitando outra maneira de calcular o número de Nusselt.

$$Nu = \left(\frac{2}{\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}} \right) \cdot \frac{D_h}{k} \quad (23)$$

A partir da Equação 23 foi possível calcular os valores experimentais do número de Nusselt.

Para a criação de correlações de número de Nusselt experimental, foi realizado um procedimento semelhante ao descrito na Seção 5.1.3. Por meio de uma regressão linear realizada no software *Matlab*, determinaram-se equações do número de Nusselt no formato $Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^{0,33}$, onde a e b são números reais constantes.

A Tabela 9 mostra as correlações encontradas para o número de Nusselt. É importante ressaltar que as correlações são válidas para a água, para um ângulo de Chevron de 60° , na faixa de $1200 \leq Re \leq 2800$ e $4 \leq Pr \leq 7$.

Tabela 9 – Correlações de número de Nusselt experimental.

| Tipo de trocador de calor | Aperto | Nu |
|---------------------------|--------|--|
| GPHE | 1,02A | $0,2686 \cdot Re^{0,6693} \cdot Pr^{0,33}$ |
| GPHE | 1,00A | $0,2701 \cdot Re^{0,6774} \cdot Pr^{0,33}$ |
| GPHE | 0,98A | $0,2822 \cdot Re^{0,6765} \cdot Pr^{0,33}$ |
| DWPHE | 1,02A | $0,6984 \cdot Re^{0,4841} \cdot Pr^{0,33}$ |
| DWPHE | 1,00A | $0,7600 \cdot Re^{0,4810} \cdot Pr^{0,33}$ |
| DWPHE | 0,98A | $0,9802 \cdot Re^{0,4487} \cdot Pr^{0,33}$ |
| SWPHE | 1,02A | $0,2618 \cdot Re^{0,6874} \cdot Pr^{0,33}$ |
| SWPHE | 1,00A | $0,3365 \cdot Re^{0,6585} \cdot Pr^{0,33}$ |

Fonte: Autor (2024).

Sabe-se que o número de Prandtl varia com a temperatura. Nos testes realizados, o número de Prandtl foi calculado utilizando a Equação 24, considerando uma temperatura média de $T = 30^\circ$. Obteve-se, portanto, $Pr \approx 5,4$.

$$Pr(T) = 4,80 \cdot 10^{-7} \cdot T^4 - 9,95 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 8,83 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 0,44 \cdot T + 13,02 \quad (24)$$

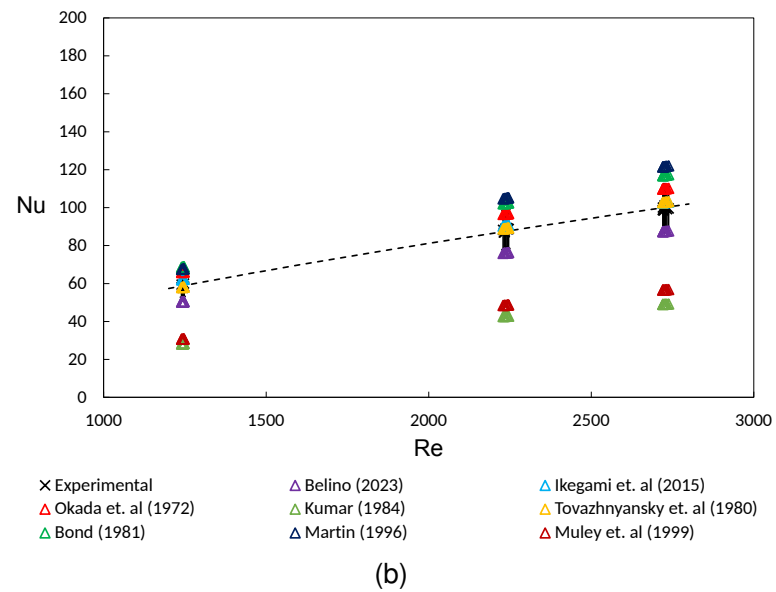
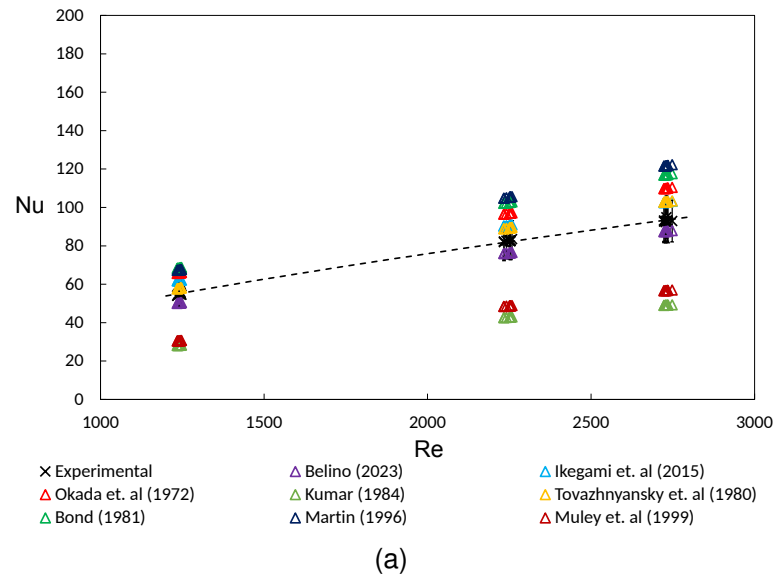
As equações de Nusselt para cada configuração podem ser observadas pelas linhas pontilhadas pretas presentes em cada gráfico da seção subsequente (Seção 5.2.4), considerando $Pr = 5,4$.

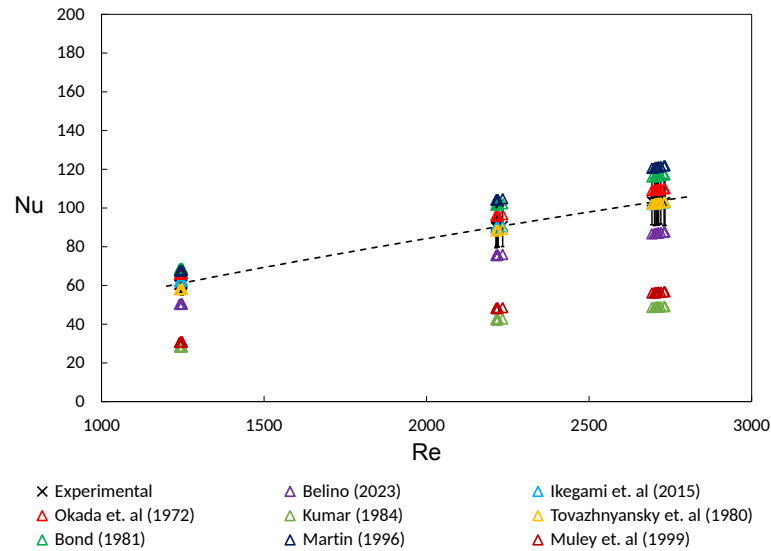
5.2.4 Comparação de correlações de número de Nusselt

As Figuras 34, 35 e 36 apresentam o número de Nusselt em função do número de Reynolds, calculados a partir das correlações propostas na literatura, conforme descrito na Tabela 2 contida da Seção 2.2.8. Além disso, são exibidos os dados experimentais obtidos para as diversas configurações testadas, representados por símbolos "x" de cor preta nos gráficos.

Para a configuração de placas simples, representada pelas Figuras 34(a), 34(b) e 34(c), as correlações de Tovazhnyansky *et al.* (1980), Ikegami *et al.* (2015) e Belino (2023) apresentaram bons resultados para o aperto 1,02A, conforme mostrado pela Figura 34(a). Para os apertos 1,00A e 0,98A, as correlações de Tovazhnyansky *et al.* (1980) e Ikegami *et al.* (2015) permaneceram mostrando boa concordância juntamente à correlação de Okada *et al.* (1972), como pode ser observado respectivamente pelas Figuras 34(b) e 34(c).

Figura 34 – Número de Nusselt x Número de Reynolds - Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) GPHE - 1,02A, (b) GPHE - 1,00A e (c) GPHE - 0,98A.



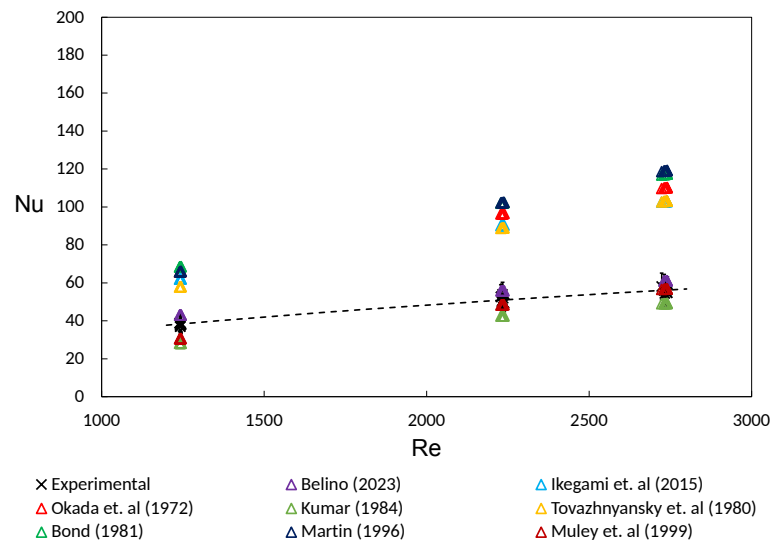


(c)

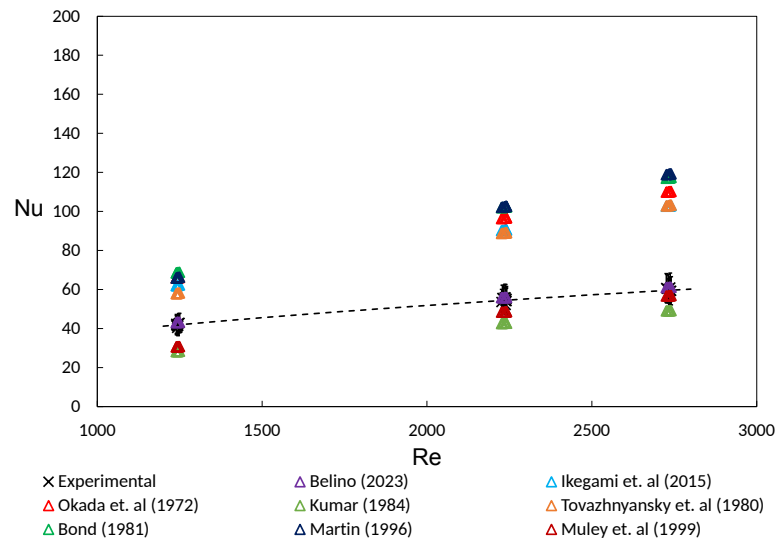
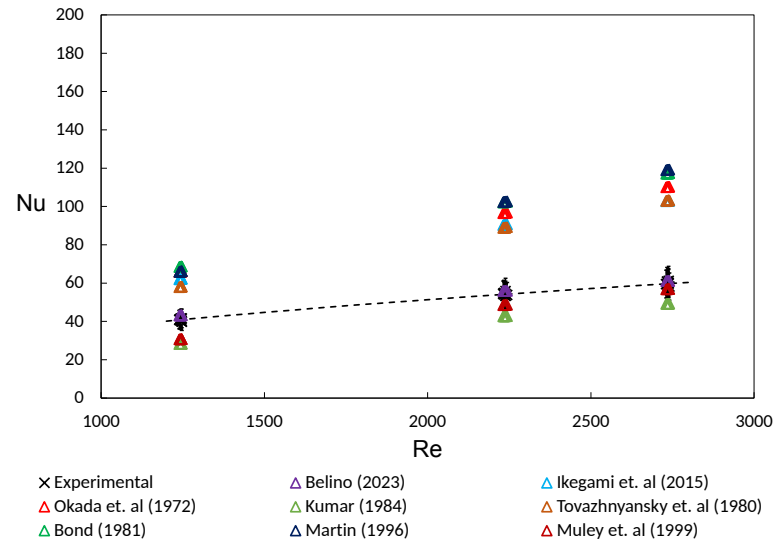
Fonte: Autor (2024).

Na configuração de placas duplas, a correlação de Belino (2023) mostrou bons resultados para as três configurações de aperto. Para maiores faixas de Reynolds destacou-se também a correlação de Okada *et al.* (1972). É possível observar a concordância das correlações destacadas para os apertos 1,02A, 1,00A e 0,98A nas Figuras 35(a), 35(b) e 35(c), respectivamente.

Figura 35 – Número de Nusselt x Número de Reynolds - Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) DWPHE - 1,02A, (b) DWPHE - 1,00A e (c) DWPHE - 0,98A.



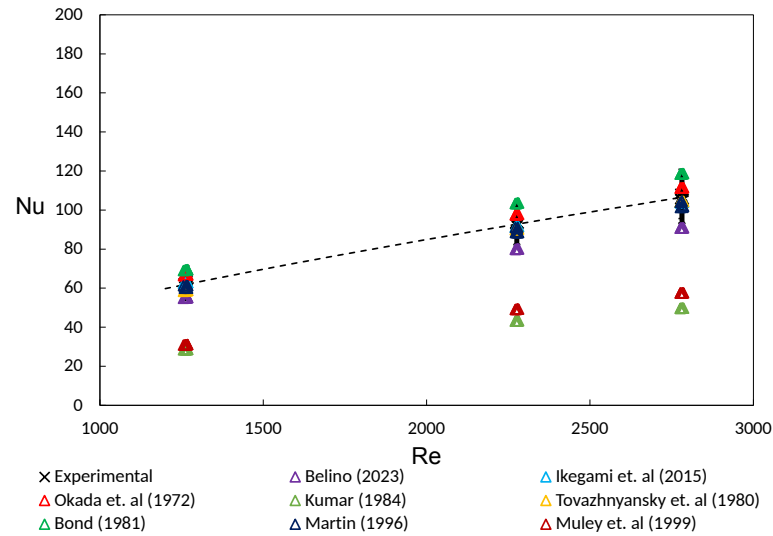
(a)



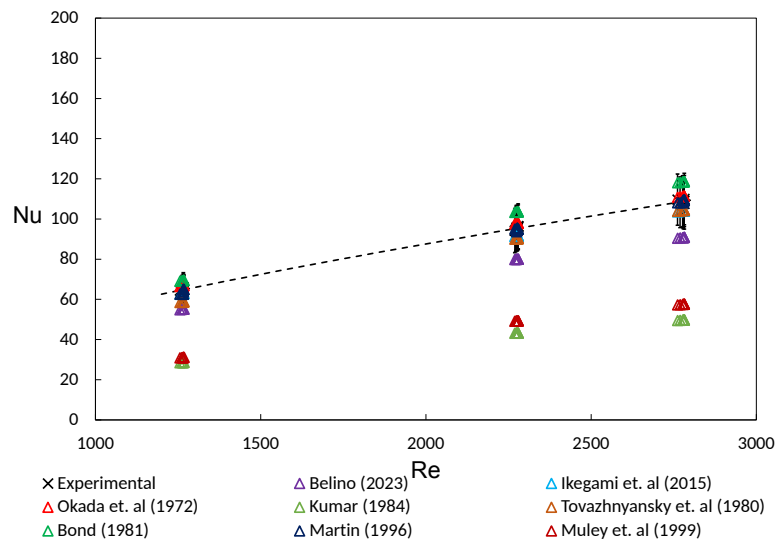
Fonte: Autor (2024).

Por fim, para a configuração de placas soldadas, as correlações de Okada *et al.* (1972), Tovazhnyansky *et al.* (1980), Ikegami *et al.* (2015), Martin (1996) e Bond (1981) mostraram boa convergência com os dados experimentais nos apertos 1,02A e 1,00A, como pode ser visto pelas Figuras 36(a) e 36(b), respectivamente.

Figura 36 – Número de Nusselt x Número de Reynolds - Comparação entre correlações da literatura e dados experimentais: (a) SWPHE - 1,02A e (b) SWPHE - 1,00A.



(a)



(b)

Fonte: Autor (2024).

Belino (2023) realizou testes experimentais semelhantes ao deste trabalho, criando correlações empíricas para cada tipo de configuração testada (GPHE, DWPHE e SWPHE). Entretanto, o fator do espaçamento das placas não foi considerado, mostrando certa divergência com relação aos dados experimentais, havendo concordância apenas no caso do DWPHE, conforme comentado anteriormente.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho avaliou a influência do espaçamento de placas no desempenho termo-hidráulico de três configurações de trocadores de calor (GPHE, DWPHE e SWPHE). Além disso, avaliou-se também o impacto da diferença de pressão de entrada na deformação dos canais (*breathing effect*) e a sua interferência nas propriedades térmicas e hidrodinâmicas.

Os principais resultados obtidos a partir deste trabalho podem ser sintetizados de acordo com os itens a seguir:

- O DWPHE apresentou a menor efetividade dentre as configurações testadas, propondo uma resistência térmica adicional gerada pela camada de ar presente entre as placas;
- O coeficiente global de transferência de calor não sofre influência significativa da diferença de pressão de entrada entre ramais;
- A diferença de pressão de entrada entre ramais não causou mudanças expressivas no desempenho térmico, ao contrário do que foi observado no desempenho hidrodinâmico;
- A taxa de transferência de calor e o aperto são diretamente proporcionais, ou seja, quanto maior o aperto, maior a taxa de transferência de calor. Observa-se que maiores apertos resultam em maiores valores de fator de fricção, o que, por sua vez, aumenta o coeficiente de transferência de calor por convecção. Esse aumento impacta diretamente o coeficiente global de transferência de calor e, conseqüentemente, o número de Nusselt;
- O ramal estrangulado apresenta maior valor de fator de fricção do que o ramal expandido para os apertos de 1,02A e 1,00A, resultado do fenômeno do *breathing effect*;
- O fator de fricção em ambos os ramais se torna semelhante na condição de aperto máximo (0,98A), mesmo quando há diferença de pressão de entrada entre os ramais. Nessa condição, há menor movimentação e deformação elástica das placas, diminuindo o efeito do *breathing effect*, promovendo equivalência no fator de fricção dos distintos ramais;
- A menor vazão mássica de um ramal não é influenciada pela maior vazão mássica do outro ramal para a condição de aperto 0,98A. A diferença de vazão mássica provoca uma diferença de pressão entre os ramais, porém, no aperto 0,98A, há pouca movimentação das placas e, portanto, não há interferência na vazão mássica;
- Para o aperto 1,02A e 1,00A, as maiores mudanças no valor do fator de fricção aconteceram para diferenças de pressão de entrada próximas de zero. Para o aperto 0,98A, houve pouca ou nenhuma mudança por toda a faixa de diferença de pressão

de entrada;

- Um maior aperto aumenta o atrito do fluido com as placas do trocador de calor, resultando em um maior valor de fator de fricção médio e uma menor diferença entre os valores máximo e mínimo;
- Um maior aperto resulta em menores mudanças no diâmetro hidráulico de ambos os ramais, uma vez que há diminuição da liberdade de movimentação das placas;
- A espessura média da camada de ar entre as placas duplas diminui com o aumento da vazão mássica e diferença de pressão de entrada, devido à maior pressão interna dos canais e deformação elástica das placas.

Para trabalhos futuros relacionados com trocadores de calor de placas gaxetadas, é sugerido o estudo dos seguintes tópicos:

- Quantificar a mudança do diâmetro hidráulico devido à diferença de pressão de entrada (*breathing effect*) para determinado valor de aperto e tipo de placa;
- Criar correlações para fator de fricção e número de Nusselt em função da variação de pressão de entrada ou aperto, ou ambos, para cada tipo de placa;

REFERÊNCIAS

- AHN, J.; KIM, H. J. Heat transfer and pressure drop of a gasket-sealed plate heat exchanger depending on operating conditions across hot and cold sides. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 30, n. 5, p. 2325–2333, 2016.
- ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A. R. de. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. [S.l.]: Manole, 2017.
- ARSENYEVA, O.; TOVAZHNYANSKY, L.; KAPUSTENKO, P.; KHAVIN, G. The generalized correlation for friction factor in criss-cross flow channels of plate heat exchangers. **Chemical Engineering Transactions**, v. 25, p. 399–404, 2011.
- ARSENYEVA, O. P.; TOVAZHNYANSKY, L. L.; KAPUSTENKO, P. O.; DEMIRSKIY, O. V. Heat transfer and friction factor in criss-cross flow channels on plate-and-frame heat exchangers. **Theoretical Foundations of Chemical Engineering**, v. 46, n. 6, p. 634–641, 2012.
- BELINO, L. E. **Análise térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor a placas com características especiais**. 2023. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências Mecânicas) — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2023.
- BOND, M. P. Plate heat exchangers for effective heat transfer. **The Chemical Engineer**, p. 162–167, 1981.
- FOCKE, W. W.; ZACHARIADES, J.; OLIVIER, I. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 28, n. 8, p. 1469–1479, 1985.
- HUANG, J. **Performance analysis of plate heat exchangers used as refrigerant evaporators**. 2010. Dissertação (PhD) — University of the Witwatersrand, Johannesburg, 2010.
- IKEGAMI, Y.; MUTAIR, S.; KAWABATA, Y. Experimental and numerical investigations on plate-type heat exchanger performance. **Open Journal of Fluid Dynamics**, n. 5, p. 92–98, 2015.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. 3. ed. Londres: Taylor Francis Group, 2012.
- KUMAR, B.; SINGH, S. N. Study of pressure drop in single pass u-type plate heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 87, p. 40–49, 2017.
- KUMAR, H. The plate heat exchanger: construction and design. **The Institution of Chemical Engineers Symposium Series**, v. 2, n. 86, p. 1275–1288, 1984.
- LYCHAKOV, V. D. *et al.* Gasketed plate heat exchangers breathing effect. **Journal of Physics**, v. 891, p. 012201, 2017.

- MARTIN, H. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. **The Institution of Chemical Engineers Symposium Series**, v. 35, n. 4, p. 301–310, 1996.
- MULEY, A.; MANGLIK, R. M.; METWALLY, H. M. Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v. 121, n. 4, p. 1011–1017, 1999.
- OKADA, K. *et al.* Design and heat transfer characteristics of new plate heat exchanger. **Heat Transfer - Japanese Research**, v. 1, n. 1, p. 90–95, 1972.
- ROHMAH, N.; PIKRA, G.; PURWANTO, A. J.; PRAMANA, R. I. The effect of plate spacing in plate heat exchanger design as a condenser in organic rankine cycle for low temperature heat source. **Energy Procedia**, v. 68, p. 87–96, 2015.
- SANTOS, F. *et al.* Combined effects of inlet conditions and assembly accuracy on nusselt and friction factors of plate heat exchangers. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 197, p. 108797, 2024.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken: John Wiley Sons, 2003.
- STROBEL, M. **Análise térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor de placas de quatro quadrantes**. 2023. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências Mecânicas) — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2023.
- THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook**. 2. ed. Londres: Taylor Francis Group, 2013.
- TOVAZHNYANSKY, L. L.; KAPUSTENKO, P.; TSIBULNIC, V. A. Heat transfer and hydraulic resistance in channels of plate heat exchangers. **Energetika**, v. 9, n. 4, p. 123–125, 1980.
- WANG, L.; SUNDÉN, B.; MANGLIK, R. **Plate heat exchangers: design, applications and performance**. Boston: WIT Press, 2007.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

De acordo com Albertazzi e Sousa (2017), um sistema de medição ideal deve fornecer o valor verdadeiro da grandeza medida, mas muitas vezes isso não é alcançado devido a imperfeições inerentes, como limitações humanas, influências ambientais e restrições dos dispositivos de medição. Mesmo com a mais alta qualidade do sistema e cuidadosa coleta de dados em condições controladas, o erro de medição é inevitável, variando em magnitude. De maneira geral, essas incertezas podem ser categorizadas em:

- Tipo A (u_A): Incertezas avaliadas a partir de métodos estatísticos, estando relacionadas a erros aleatórios. Geralmente, são calculadas a partir do desvio padrão da média.
- Tipo B (u_B): Incertezas avaliadas por métodos não-estatísticos e estão associadas a erros sistemáticos. Seu valor é determinado com base em informações de catálogos de fabricantes ou certificados de calibração.

A incerteza combinada baseada na medição direta $u(x)$ é dada através da Equação 25, sendo representada pela contribuição das incertezas do Tipo A e Tipo B.

$$u(x) = \sqrt{u_A^2(x) + u_B^2(x)} \quad (25)$$

onde ($u_A(x) = s/\sqrt{n}$) é a incerteza do Tipo A, s é definido como o desvio padrão da amostra, n é o tamanho da amostra e $u_B(x)$ é a incerteza do Tipo B.

O número de graus de liberdade efetivos deve ser calculado baseado nos valores do número de graus de liberdade e da incerteza padrão das incertezas do Tipo A e Tipo B, utilizando a equação de Welch-Satterthwaite, conforme demonstrado na Equação 26.

$$\frac{u(x)^4}{v_{ef}} = \frac{u_1^4}{v_1} + \frac{u_2^4}{v_2} + \dots + \frac{u_i^4}{v_i} \quad (26)$$

onde $u(x)$ é a incerteza combinada, v_{ef} representa o número de graus de liberdade efetivos, u_i representa a incerteza padrão da i -ésima fonte de incerteza e v_i é o número de graus de liberdade da i -ésima fonte de incerteza.

A incerteza expandida é calculada com base na incerteza combinada, conforme mostra a Equação 27.

$$U(x) = u(x) \cdot t \quad (27)$$

onde t é o coeficiente de *Student* correspondente ao número de graus de liberdade efetivo e a 95,45% de probabilidade.

Segundo Albertazzi e Sousa (2017), quando medições não correlacionadas são combinadas por uma função matemática contínua e derivável, é possível determinar a incerteza da função por uma expressão geral. Seja G definido como uma função que depende de X_1, X_2, X_3 até X_n , de acordo com a Equação 28.

$$G = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (28)$$

onde G é determinado por uma medição indireta, f é uma função matemática contínua e derivável e X_i são variáveis de entrada.

Então a incerteza combinada da variável G pode ser definida como:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} \cdot u(X_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} \cdot u(X_2) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_3} \cdot u(X_3) \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_n} \cdot u(X_n) \right)^2 \quad (29)$$

onde $u^2(G)$ representa o quadrado da incerteza combinada da grandeza medida baseado em uma medição indireta, f representa a função matemática, $(\partial f / \partial X_i)$ representa a derivada parcial da função f em relação a variável de entrada X_i e $u(X_i)$ representa a incerteza padrão da i -ésima grandeza de entrada.

Em seguida, será calculado a incerteza das variáveis presentes nos testes experimentais realizados.

A.1 INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA (\dot{m})

A incerteza da vazão mássica (\dot{m}) pode ser calculada diretamente com a Equação 30:

$$u(\dot{m}) = \sqrt{\left(\frac{S_{\dot{m}}}{\sqrt{n_{\dot{m}}}} \right)^2 + u_B^2(\dot{m})} \quad (30)$$

Na análise de incerteza da vazão mássica será considerado apenas a incerteza do tipo B (sistemática), uma vez que, a taxa de aquisição de dados do sensor Coriolis é bastante elevada, dessa forma, o número de amostras tende ao infinito.

A.2 INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (\dot{q})

A equação da incerteza da taxa de transferência de calor (\dot{q}) pode ser expressa como:

$$\dot{q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (31)$$

Aplicando a incerteza combinada para a taxa de transferência de calor, temos:

$$\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2 + \left[\frac{u(c_p)}{c_p}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right]^2} \quad (32)$$

Sendo que o calor específico é um valor conhecido e tabelado, assume-se que sua incerteza é nula. Aplicando as simplificações na Equação 32 obtém-se que:

$$\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right]^2} \quad (33)$$

A.3 INCERTEZA DA DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA (ΔT_{LMTD})

A equação da diferença média logarítmica de temperatura (ΔT_{LMTD}) pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (34)$$

Aplicando a incerteza combinada para a diferença média logarítmica de temperatura, temos que:

$$\frac{u(\Delta T_{LMTD})}{\Delta T_{LMTD}} = \sqrt{\left[\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_1} \cdot u(\Delta T_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_2} \cdot u(\Delta T_2)\right]^2} \quad (35)$$

sendo as derivadas parciais calculadas como:

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_1} = \frac{1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} - \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)/\Delta T_1}{\left[\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right]^2} \quad (36)$$

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_2} = \frac{1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} - \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)/\Delta T_2}{\left[\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right]^2} \quad (37)$$

A.4 INCERTEZA DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (U)

O coeficiente global de transferência de calor (U) pode ser definido pela seguinte expressão:

$$U = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{LMTD}} \quad (38)$$

Aplicando a incerteza combinada para o coeficiente global de transferência de calor, podemos obter:

$$\frac{u(U)}{U} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T_{LMTD})}{\Delta T_{LMTD}}\right]^2} \quad (39)$$

A.5 INCERTEZA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (h)

O coeficiente de transferência de calor (h) pode ser definido pela expressão abaixo:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_w} + \frac{1}{h_c} \quad (40)$$

Adotando a simplificação que $h_h = h_c$ devido à configuração da bancada experimental, a Equação 40 é simplificada de modo que:

$$\frac{1}{U} = \frac{2}{h} + \frac{t}{k_w} \quad (41)$$

Aplicando a incerteza combinada para o coeficiente de transferência de calor, encontramos a seguinte expressão:

$$\frac{u(h)}{h} = \sqrt{\left[\frac{u(U)}{U}\right]^2 + \left[\frac{u(k_w)}{k_w}\right]^2 + \left[\frac{u(t)}{t}\right]^2} \quad (42)$$

Sabendo que a condutividade térmica (k_w) e espessura da placa (t) são valores conhecidos e tabelados, assume-se que essas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na Equação 42, temos que:

$$\frac{u(h)}{h} = \sqrt{\left[\frac{u(U)}{U}\right]^2} \quad (43)$$

A.6 INCERTEZA DO NÚMERO DE NUSSELT (Nu)

O número de Nusselt (Nu) pode ser definido pela seguinte equação:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (44)$$

Aplicando a incerteza combinada para o número de Nusselt, obtemos a seguinte expressão:

$$\frac{u(Nu)}{Nu} = \sqrt{\left[\frac{u(h)}{h}\right]^2 + \left[\frac{u(k)}{k}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2} \quad (45)$$

Sendo que a condutividade térmica do fluido (k) e diâmetro hidráulico (D_h) são valores conhecidos e tabelados, assume-se que essas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na Equação 44, podemos obter que:

$$\frac{u(Nu)}{Nu} = \sqrt{\left[\frac{u(h)}{h}\right]^2} \quad (46)$$

A.7 INCERTEZA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO DIFERENCIAL (ΔP)

A incerteza de medição da pressão diferencial (ΔP) pode ser calculada diretamente com a Equação 25, sendo expressa da seguinte maneira:

$$u(\Delta P) = \sqrt{\left(\frac{s_{\Delta P}}{\sqrt{n_{\Delta P}}}\right)^2 + u_B^2(\Delta P)} \quad (47)$$

Na análise de incerteza da pressão diferencial será considerado apenas a incerteza do tipo B (sistemática), uma vez que a taxa de aquisição de dados dos transdutores de pressão diferencial é bastante elevada, tendendo o número de amostras ao infinito.

A.8 INCERTEZA DO NÚMERO DE REYNOLDS (Re)

O número de Reynolds (Re) é definido em função da vazão mássica e pode ser definido da seguinte forma:

$$Re = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} \cdot D_h}{b \cdot W \cdot \mu} \quad (48)$$

Aplicando a incerteza combinada para o número de Reynolds em função da vazão mássica, podemos obter a seguinte expressão:

$$\frac{u(Re)}{Re} = \sqrt{\left[\frac{u(\mu)}{\mu}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(W)}{W}\right]^2 + \left[\frac{u(b)}{b}\right]^2 + \left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2} \quad (49)$$

Sendo que a viscosidade dinâmica (μ), diâmetro hidráulico (D_h), largura efetiva do canal (W) e profundidade do canal (b) são valores conhecidos e tabelados, assume-se que essas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na Equação 49, tem-se:

$$\frac{u(Re)}{Re} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2} \quad (50)$$

A.9 INCERTEZA DO FATOR DE FRICÇÃO (f)

O fator de fricção (f) pode ser definido em função da velocidade mássica (G_c) ou do número de Reynolds (Re), expresso da seguinte forma:

$$f = \frac{\Delta P_c \cdot D_h \cdot \rho}{2 \cdot L_v \cdot G_c^2 \cdot n_p} = \frac{\Delta P_c \cdot D_h^3 \cdot \rho}{2 \cdot L_v \cdot Re^2 \cdot \mu^2} \quad (51)$$

Aplicando a incerteza combinada para o fator de fricção em função do número de Reynolds, pode-se obter a seguinte expressão:

$$\frac{u(f)}{f} = \sqrt{\left[\frac{u(\rho)}{\rho}\right]^2 + \left[\frac{u(\mu)}{\mu}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(L_v)}{L_v}\right]^2 + \left[\frac{u(Re)}{Re}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta P_c)}{\Delta P_c}\right]^2} \quad (52)$$

Sendo que a densidade (ρ), a viscosidade dinâmica (μ), diâmetro hidráulico (D_h) e o comprimento efetivo do escoamento (L_v) são valores conhecidos e tabelados assume-se que essas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na Equação 52, obtém-se:

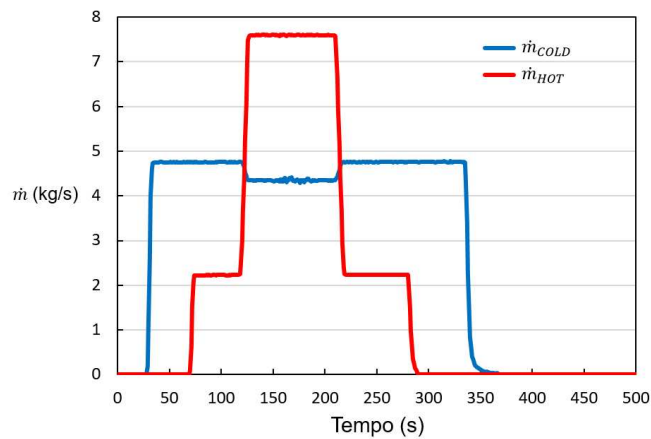
$$\frac{u(f)}{f} = \sqrt{\left[\frac{u(Re)}{Re}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta P_c)}{\Delta P_c}\right]^2} \quad (53)$$

APÊNDICE B – RESULTADOS

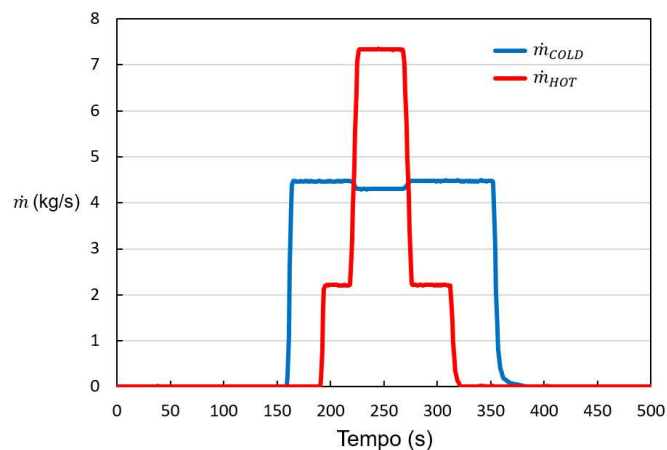
B.1 VAZÃO MÁSSICA E DIFERENÇA DE PRESSÃO DE ENTRADA

As Figuras 37(a), 37(b) e 37(c) apresentam a vazão mássica dos ramais em função do tempo para as placas duplas, nos apertos 1,02A, 1,00A e 0,98A, respectivamente. Conforme discutido anteriormente, nota-se de fato um comportamento semelhante para as placas duplas, no qual o ramal frio não sofre influência significativa do ramal quente na condição de aperto 0,98A, permanecendo com sua vazão mássica inalterada. A mudança de vazão mássica do ramal frio é perceptível apenas para os apertos 1,02A e 1,00A.

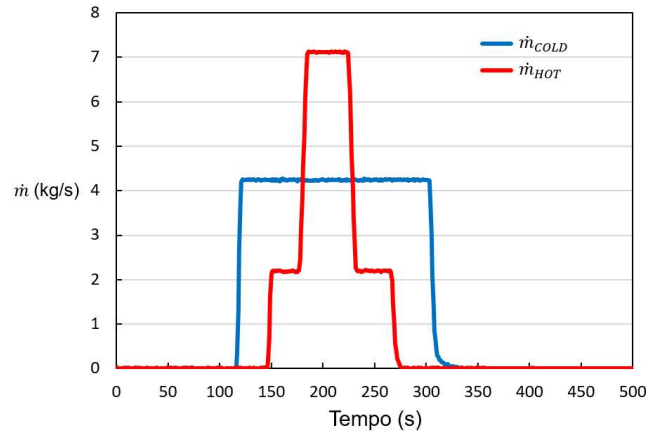
Figura 37 – Vazão mássica dos ramais x Tempo - Placas duplas: (a) 1,02A, (b) 1,00A e (c) 0,98A.



(a)



(b)

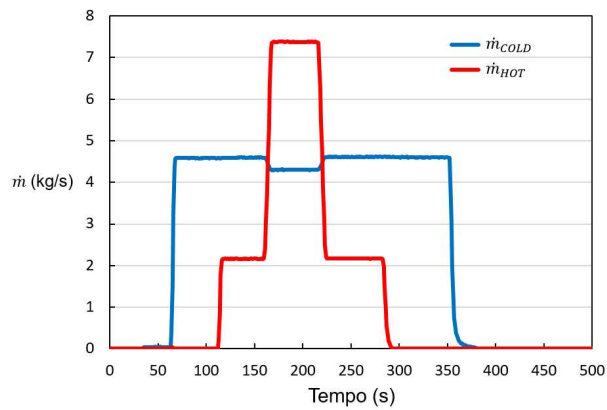


(c)

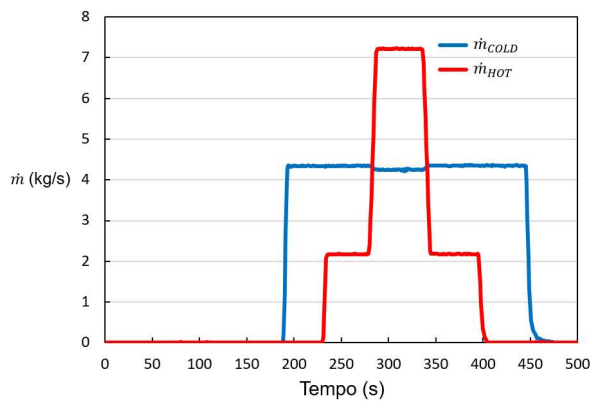
Fonte: Autor (2024).

Similarmente, para as placas soldadas, as Figuras 38(a) e 38(b) mostram a diminuição da vazão mássica do ramal frio devido ao ramal quente, para os apertos 1,02A e 1,00A, respectivamente.

Figura 38 – Vazão mássica dos ramais x Tempo - Placas soldadas: (a) 1,02A e (b) 1,00A.



(a)



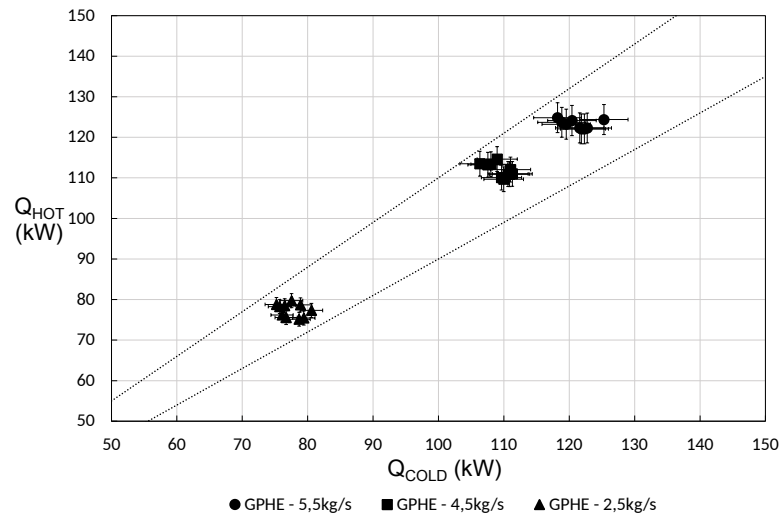
(b)

Fonte: Autor (2024).

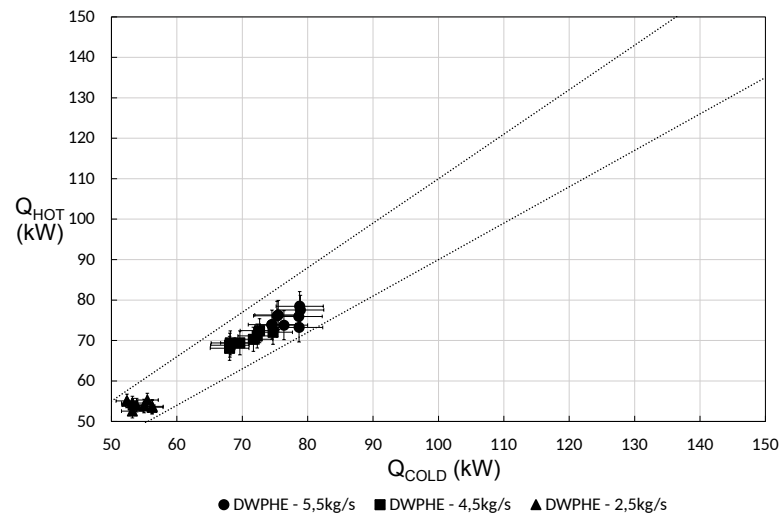
B.2 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO

Nas Figuras 39(a), 39(b) e 39(c), pode-se observar os dados experimentais obtidos para a taxa de transferência de calor para os ramais quente e frio, no aperto 1,02A, para as placas simples, duplas e soldadas, respectivamente. Nota-se ainda a predominância dos valores calculados na faixa de incerteza de $\pm 10\%$.

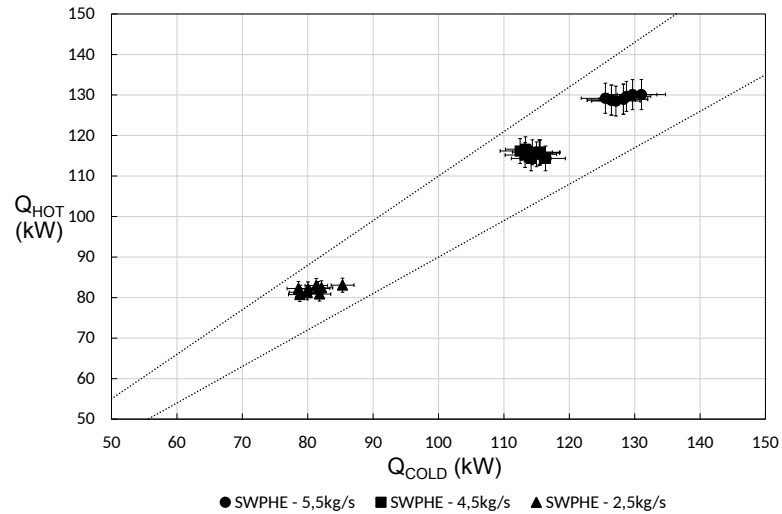
Figura 39 – Comparação entre as taxas de transferência de calor - 1,02A: (a) Placas simples, (b) Placas duplas e (c) Placas soldadas.



(a)



(b)

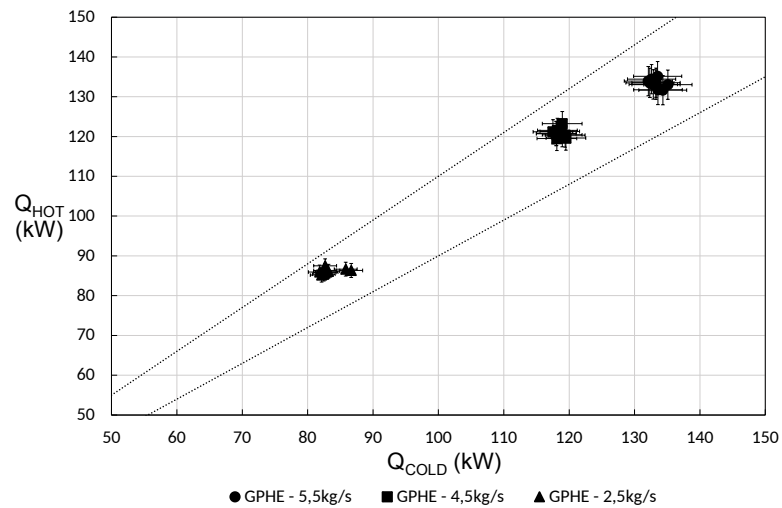


(c)

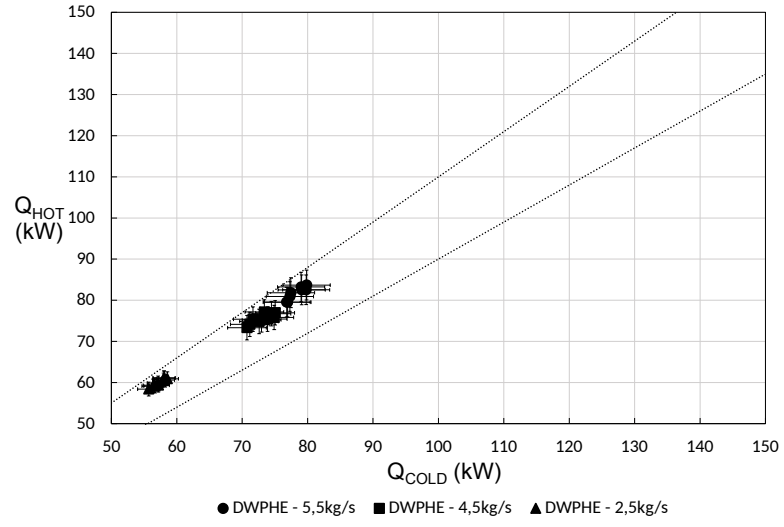
Fonte: Autor (2024).

Para a condição de aperto de 0,98A, as Figuras 40(a) e 40(b) exibem a comparação entre as taxas de transferência de calor para as placas simples e duplas, respectivamente.

Figura 40 – Comparação entre as taxas de transferência de calor - 0,98A: (a) Placas simples e (b) Placas duplas.



(a)



(b)

Fonte: Autor (2024).