



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

Lucas Eduardo Belino

**ANÁLISES TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR A
PLACAS COM CARACTERÍSTICAS ESPECIAIS**

Joinville

2024

Lucas Eduardo Belino

**ANÁLISES TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR A
PLACAS COM CARACTERÍSTICAS ESPECIAIS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.
Coorientador: Prof. Jorge Goes Oliveira, Dr.

Joinville

2024

Belino, Lucas Eduardo

ANÁLISE TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR A PLACAS
COM CARACTERÍSTICAS ESPECIAIS / Lucas Eduardo Belino ; orientador,
Kleber Vieira de Paiva, coorientador, Jorge Goes Oliveira, 2024.
165 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Trocadores de calor a
placas. I. de Paiva, Kleber Vieira. II. Oliveira, Jorge Goes. III.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Lucas Eduardo Belino

**ANÁLISES TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR A PLACAS
COM CARACTERÍSTICAS ESPECIAIS**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado, em 19 de Fevereiro de 2024, pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Fabiano Gilberto Wolf, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)

Prof. Roberto Wolf Francisco Junior, Dr.
Universidade do Estado de Santa Catarina (UDESC)

Profa. Talita Sauter Possamai, Dra.
Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)

Certificamos que esta é a versão original e final do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.



Coordenação do Programa de Pós-Graduação



Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.
Orientador

Joinville, 2024.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar minha sincera gratidão a todas as pessoas e entidades que contribuíram para a realização desta dissertação. Este trabalho representa não apenas uma conquista individual, mas o resultado de esforços coletivos e apoio contínuo.

Primeiramente, agradeço à minha amada mãe, Jucimara Patrícia de Borba, e ao meu pai, Roberto José Weinrich, juntamente com o restante da minha família. O amor, apoio e encorajamento que me proporcionaram ao longo deste percurso acadêmico foram fundamentais para alcançar este marco.

Aos meus amigos e companheira, cujo apoio constante e compreensão foram pilares essenciais durante as fases desafiadoras deste projeto. Sua paciência e estímulo foram indispensáveis.

À Bermo e ao Sr. Bernd Bubeck, empresa e gestor que confiaram em meu potencial e proporcionaram o ambiente propício para a realização desta pesquisa. Agradeço a todos os colegas e membros da equipe que contribuíram para o meu desenvolvimento profissional, especialmente ao Jean Carlo Andres, que foi meu mentor e me introduziu a esse fascinante universo da troca térmica.

Aos parceiros da Ecomaq, cuja colaboração tornou viável esta pesquisa e a incentivou.

Aos professores Kleber Vieira de Paiva e Jorge Goes Oliveira, meu orientador e coorientador, respectivamente. Suas orientações, dedicação e acompanhamento foram cruciais para o sucesso deste trabalho, sendo, sem dúvida, pontos fundamentais.

Por fim, agradeço a todos os amigos desenvolvidos dentro do laboratório T2F que estiveram presentes ao longo dessa jornada.

A todos vocês, o meu mais profundo agradecimento. Este trabalho é, em grande parte, uma reflexão de cada um de vocês, e estou imensamente grato por fazerem parte desta conquista.

RESUMO

Trocadores de calor desempenham um papel crucial na transferência eficiente de energia térmica entre fluidos. Os trocadores do tipo placas gaxetados destacam-se pela sua vasta empregabilidade em diversos setores industriais. Suas dimensões, formatos e especificações são diversas, contribuindo para a complexidade no dimensionamento, especialmente durante a seleção das correlações empíricas. Esta dissertação concentrou-se na análise experimental de placas de trocadores de calor com construções especiais, denominados aqui de paredes dupla (*double wall plates*) e semi-soldadas (*semi-welded plates*), comparando-as com as placas convencionais. Todos os modelos de placas analisados possuem as mesmas dimensões: comprimento de 580 mm e largura de 210 mm, corrugações do tipo *chevron* 'H' com ângulo de 60°, proporcionando elevada transferência de calor. A adaptação da bancada experimental permitiu uma análise abrangente do desempenho térmico e hidrodinâmico dessas placas especiais em comparação com as placas convencionais. A investigação experimental destacou que, quando o trocador é submetido a diferentes pressões de entrada entre seus ramais, ocorre uma alteração no comportamento hidrodinâmico, proporcionando fatores de fricção distintos para cada tipo de placa, assunto pouco explorado na literatura. Em termos térmicos, constatou-se que essa influência é desprezível. A análise sistemática das correlações de Nusselt, fator de fricção e distribuição do fluido obtidas experimentalmente revelou diferenças significativas com aquelas disponíveis na literatura. Essa variação motivou a elaboração de novas correlações empíricas específicas para trocadores de calor com placas não convencionais, baseadas nos resultados experimentais. Estas novas correlações demonstraram ser mais adequadas para prever os desempenhos térmico e hidrodinâmico desses dispositivos, apresentando diferenças inferiores a 13% e 5%, respectivamente. Em síntese, este estudo mostrou que placas de dimensões totais idênticas e mesmo padrão de corrugação, porém com padrões de construção distintos, apresentam comportamento térmico e hidrodinâmico diferentes. Essa compreensão mais aprofundada é crucial para otimizar tanto o projeto quanto a operação desses trocadores em diversas aplicações práticas.

Palavras-chave: Trocadores de Calor a Placas, Placas Semi-Soldadas, Placas de Parede Dupla.

ABSTRACT

Heat exchangers play a crucial role in efficiently transferring thermal energy between fluids. Gasketed plate heat exchangers stand out for their widespread use in various industrial sectors. Their dimensions, shapes, and specifications vary, contributing to the complexity in sizing, especially during the selection of empirical correlations. This dissertation focused on the experimental analysis of heat exchanger plates with special constructions, here referred to as double wall plates and semi-welded plates, comparing them with conventional plates. All analyzed plate models have the same dimensions: a length of 580 mm and a width of 210 mm, with chevron 'H' type corrugations with a 60° angle, providing high heat transfer. The adaptation of the experimental setup allowed for a comprehensive analysis of the thermal and hydrodynamic performance of these special plates compared to conventional plates. The experimental investigation highlighted that when the exchanger is subjected to different inlet pressures between its branches, there is a change in hydrodynamic behavior, resulting in distinct friction factors for each type of plate, a topic scarcely explored in the literature. In thermal terms, it was found that this influence is negligible. The systematic analysis of the experimentally obtained Nusselt correlations, friction factor, and fluid distribution revealed significant differences from those available in the literature. This variation prompted the development of new empirical correlations specific to heat exchangers with unconventional plates, based on experimental results. These new correlations proved to be more suitable for predicting the thermal and hydrodynamic performances of these devices, showing differences of less than 13% and 5%, respectively. In summary, this study showed that plates with identical overall dimensions and the same corrugation pattern, but with different construction patterns, exhibit different thermal and hydrodynamic behavior. This deeper understanding is crucial for optimizing both the design and operation of these exchangers in various practical applications.

Keywords: Plate Heat Exchanger, Semi-Welded Plates, Double Wall Plates.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo esquemático de um GPHE.	24
Figura 2 - Partes principais de um GPHE.....	25
Figura 3 - Padrões de corrugação: (a) Tábua de lavar (<i>washboard</i>), (b) zig-zag, (c) espinha de peixe (<i>chevron</i> ou <i>herringbone</i>), (d) saliências ou depressões (<i>protrusions and depressions</i>), (e) tábua de lavar com corrugações secundárias (<i>washboard with secondary corrugations</i>) e (f) tábua de lavar oblíqua (<i>oblique washboard</i>).....	26
Figura 4 - Gabarito de dimensões de uma placa de trocador de calor.	27
Figura 5 – Tipos de perfis de gaxetas para placas de trocador de calor.	27
Figura 6 - Gabarito de dimensões de uma gaxeta para uma placa de trocador de calor.	28
Figura 7 - Representação de um trocador n canais.....	29
Figura 8 - Possíveis arranjos de passes em um GPHE com 11 canais.....	30
Figura 9 - Definição do parâmetro Φ de localização relativa das conexões de alimentação.....	31
Figura 10 - Tipos de arranjo de escoamento: a) Tipo 'U' e b) Tipo 'Z'.	31
Figura 11 - Tipos de escoamento em placas.....	32
Figura 12 - Distribuição de temperatura em placa com escoamento vertical e diagonal.....	33
Figura 13 - Sentido de escoamento: a) contracorrente e b) concorrente.....	34
Figura 14 - Trocadores de calor a placas brasado (BPHE).	35
Figura 15 - Esquema e padrão das corrugações dos BPHEs.	36
Figura 16 - Vista frontal de placa cassete.....	37
Figura 17 - Trocador de calor a placas semi-soldado (SWPHE).	37
Figura 18 - Canais das placas soldadas.....	38
Figura 19 - Pacote de placas soldadas para FWPHE.....	39
Figura 20 - Vista superior do canal de placa do WPHE: a) com pontos de contato e b) sem pontos de contato.	40
Figura 21 - Vista lateral de uma placa de parede dupla.	41
Figura 22 - Exemplo de vazamento em placa de parede dupla.....	41

Figura 23 - Distribuição de temperatura em um trocador de: a) escoamento contracorrente e b) paralelo.	47
Figura 24 - Circuito térmico para PHE.	47
Figura 25 - Método Gráfico de Wilson.	50
Figura 26 - Distribuição de pressão ao longo dos canais em um trocador com arranjo em 'U'.	57
Figura 27 - Distribuição de escoamento em função do arranjo de escoamento para trocador 01 passe e 60 canais.	58
Figura 28 - Distribuição do escoamento em arranjo do tipo 'U'.	59
Figura 29 - Fator de fricção versus diferencial de pressão entre os ramais: a) GPHE #1 e GPHE #2 e b) GPHE #3 e GPHE #4.	61
Figura 30 - Diagrama esquemático da deformação elástica: a) sem deformação e b) com deformação.	62
Figura 31 - Torção das placas no eixo Z em carregamento assimétrico.	63
Figura 32 - Procedimento de montagem de placas.	66
Figura 33 - Tipo de fixação das gaxetas.	67
Figura 34 - Trocadores de calor a placas montados utilizados nesse trabalho.	67
Figura 35 - Vista lateral do trocador: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	68
Figura 36 - Dimensão de aperto A em trocadores de calor a placas.	69
Figura 37 - a) Esquema bancada experimental T2F e b) Bancada experimental T2F com trocadores.	71
Figura 38 - Flange para sensores de pressão e temperatura: a) Projeto e b) Produto acabado.	72
Figura 39 - Indicações dos ramais nos trocadores de calor.	73
Figura 40 - Fluxograma de bancada na configuração em paralelo.	74
Figura 41 - Fluxograma de bancada na configuração em série.	75
Figura 42 - Transdutores de pressão diferenciais.	75
Figura 43 - Inserção de agulhas para medição de pressão para GPHE e DWPHE.	76
Figura 44 - Inserção de agulhas para medição de pressão em SWPHE: a) Sem a gaxeta, b) Com a gaxeta e resina e c) Em ambos os ramais.	77
Figura 45 - Posições de abertura da válvula de esfera.	79

Figura 46 - Fluxograma do procedimento de teste hidrodinâmico.	80
Figura 47 - Hastes ocas com os orifícios na extremidade.	81
Figura 48 - Vista lateral de trocador com haste nos coletores.	81
Figura 49 - Pontos de medição ao longo do ramal.	82
Figura 50 - Fluxograma do procedimento de teste de má distribuição.	83
Figura 51 – Fluxograma da bancada de teste para experimentos térmicos.	84
Figura 52 - Fluxograma do procedimento de teste térmico.	86
Figura 53 - Esquema de trocador: a) sem efeitos de pressão e b) com efeitos de pressão.	87
Figura 54 - Diferenças de queda de pressão entre A_{min} e A_{max} do GPHE para configuração em paralelo.	99
Figura 55 - Queda de pressão versus vazão mássica para GPHE com diferenciais de pressão entre os ramais.	101
Figura 56 – Queda de pressão na configuração em paralelo para GPHE, DWPHE e SWPHE.	102
Figura 57 – Bancada na configuração em paralelo: comparação fator de fricção para os diferentes trocadores.	103
Figura 58 - Efeito da pressão dos fluidos e aperto do trocador na tensão de Von Mises em função do tempo.	104
Figura 59 - Relação entre fator de fricção e diferencial de pressão de entrada: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	105
Figura 60 - Relação entre fator de fricção e diferencial de pressão de entrada para os trocadores.	106
Figura 61 - Curvas das queda de pressão calculadas com fator de correção e experimentais em paralelo e com efeitos de expansão para a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	108
Figura 62 – Fatores de fricção calculado por correlações da literatura e obtidos experimentalmente para: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	111
Figura 63 - Diferencial de pressão adimensionalizado por canal: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	113
Figura 64 – Diferencial de pressão ao longo dos canais em função do número de Reynolds: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	115

Figura 65 – Parâmetro adimensional m^2 calculado nesse estudo por número de Reynolds.	117
Figura 66 - Vazão adimensional para diferentes tipos de trocadores.	117
Figura 67 – Comparativo de diferencial de pressão ao longo dos canais com e sem expansão e estrangulamento: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	119
Figura 68 - Comparativo do parâmetro m^2 ao longo dos canais com e sem expansão e estrangulamento: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	120
Figura 69 - Vazão adimensional em função da distância axial do canal dos trocadores sob efeitos do diferencial de pressão.	121
Figura 70 – Comparação entre taxas de transferência de calor.	123
Figura 71 - Coeficiente global de troca térmica em função do número de Reynolds do ramal frio.	126
Figura 72 - Coeficiente global de troca térmica em função do número de Reynolds do ramal frio com a resistência térmica do ar.	128
Figura 73 - Iterações do método Wilson Plot para trocador de placas simples.	130
Figura 74 - Comparação coeficientes globais de troca térmica experimentais e obtidos pelo método de Wilson Plot para a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	131
Figura 75 - Comparação coeficientes globais de troca térmica do Teste 3 e Teste 4 com os coeficientes obtidos do a) Teste 1 e do b) Teste 2 com experimentais.	133
Figura 76 - Comparação coeficientes globais de troca térmica experimentais e com os coeficientes do Teste 3 e Teste 4 para GPHE.	134
Figura 77 - Comparação coeficientes globais de troca térmica experimentais e obtidos pelo método desenvolvido para o trabalho para a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	137
Figura 78 – Coeficientes globais de troca térmica experimentais e obtidos pelo método desenvolvido para o trabalho com a correção da camada de ar DWPHE.	139
Figura 79 – Coeficiente global de transferência de calor em função do $dP_{in} - Re$ 2700.	141
Figura 80 – Comparação entre números de Nusselt obtidos de correlações da literatura e obtidos experimentalmente: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.	142

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições de operação de trocadores de calor a placas.....	42
Tabela 2 - Correlações de fator de fricção desenvolvidas para PHEs.....	45
Tabela 3 – Estudos da literatura do método de <i>Wilson Plot</i>	54
Tabela 4 - Correlações de número de Nusselt desenvolvidas para PHEs. ..	55
Tabela 5 - Dimensões de placas e gaxetas.....	64
Tabela 6 - Apertos mínimos e máximos dos trocadores de calor provenientes do fabricante.....	69
Tabela 7 - Pontos de medição com haste em trocadores de calor.....	82
Tabela 8 - Incertezas dos instrumentos de medição	96
Tabela 9 - Incertezas dos parâmetros de medição.....	97
Tabela 10 – Modelo para correção do canal <i>b</i>	107
Tabela 11 - Desvio médio entre quedas de pressão experimentais e calculadas.	109
Tabela 12 – Valores testes experimentais para ramal frio expandido.	125
Tabela 13 - Valores testes experimentais para ramal quente expandido. ..	125
Tabela 14 - Comparação das resistências térmicas de placa e camada de ar.	128
Tabela 15 - Coeficientes do método Wilson Plot Modificado.....	130
Tabela 16 - Valores dos testes experimentais para ramal quente expandido.	132
Tabela 17 - Coeficientes do método Wilson Plot Modificado para Testes 3 e 4.	134
Tabela 18 - Coeficientes do método desenvolvido para o trabalho.	135
Tabela 19 - Correlações de Nusselt em função da configuração do trocador.	135
Tabela 20 - Desvio médio entre coeficientes globais calculados e experimentais.....	138
Tabela 21 – Comparação dos desvios médios entre coeficientes globais calculados e experimentais com correção da camada de ar.....	139

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BPHE	<i>Brazed Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas brasado)
BSL	<i>Best Straight Line</i> (Melhor linha reta - desvio máximo de erro)
CKTI	Centro de Pesquisa Térmica e Hidráulica de Khimki
DWPHE	<i>Double Wall Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas de parede dupla)
EPDM	Etileno Propileno Dieno Monômero
FWPHE	<i>Full Welded Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas soldadas)
GmbH	<i>Gesellschaft mit beschränkter Haftung</i> (sociedade de responsabilidade limitada)
GPHE	<i>Gasketed Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas gaxetado)
H	<i>High Beta Angle</i>
L	<i>Low Beta Angle</i>
PHE	<i>Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas)
RTD	<i>Resistance temperature detector</i> (Detector de Temperatura por Resistência)
SWPHE	<i>Semi-Welded Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas semi-soldada)
T2F	<i>Thermal Fluid Flow Group</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
WPHE	<i>Wide-Gap Plate Heat Exchanger</i> (Trocador de calor a placas de canal largo)
%RD	<i>Percent of Reading</i> (Percentual do valor lido)

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

a	Expoente 1 do número de Reynolds em <i>Wilson Plot method</i>	[-]
A	Área efetiva de troca térmica	[m ²]
A_{ch}	Área da seção transversal do canal	[m ²]
A_m	Dimensão do aperto do feixe de placas no trocador	[mm]
A_{max}	Dimensão máxima do feixe de placas no trocador	[mm]
A_{min}	Dimensão mínima do feixe de placas no trocador	[mm]
A_p	Área efetiva de troca por placa	[m ²]
A'	Área da seção transversal do bocal de entrada	[m ²]
b	Expoente 2 do número de Reynolds em <i>Wilson Plot method</i>	[-]
b	Espaçamento médio do canal	[mm]
c	Calor específico do fluido a pressão constante	[J/kgK]
C	Constante do coeficiente de troca	[-]
C_1	Coeficiente linear do método de Wilson Plot	[-]
C_2	Constante do coeficiente angular do método de Wilson Plot	[-]
d	Diâmetro do tubo	[mm]
dP_{in}	Diferencial de pressão entre os ramais	[bar]
D_e	Diâmetro equivalente	[mm]
D_h	Diâmetro hidráulico	[mm]
e	Espessura da camada de ar	[m]
f	Fator de fricção de Fanning	[-]
G_c	Velocidade mássica do canal	[kg/m ² s]
h	Coeficiente convectivo do fluido	[W/m ² K]
h_e	Coeficiente convectivo do fluido escoando externo ao tubo	[W/m ² K]
h_i	Coeficiente convectivo do fluido escoando interno ao tubo	[W/m ² K]
i	Contador genérico adimensional	[-]
k	Condutividade térmica do fluido	[W/mK]
k_d	Fator de correção da altura do canal	[-]
k_w	Condutividade térmica da placa	[W/mK]
L	Comprimento efetivo para troca térmica	[mm]

L_p	Comprimento efetivo para escoamento	[mm]
L_{G1}	Altura total do perfil da gaxeta	[mm]
L_{G2}	Altura encaixe do perfil da gaxeta	[mm]
L_w	Comprimento do tubo	[mm]
L_1	Altura total da gaxeta	[mm]
m^2	Fator m^2 de má distribuição de Bassiouny	[-]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
N	Número de placas	[-]
N_c	Número de canais	[-]
N_p	Número de passes	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
n	Expoente de velocidade reduzida	[-]
P	Posição adimensional da haste	[-]
p_x	Passo da corrugação	[mm]
Pr	Número de Prandtl	[-]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
Re	Número de Reynolds	[-]
R	Resistência térmica do coeficiente do fluido	[W/K]
R_f	Resistência térmica de incrustação	[W/K]
R_t	Resistência térmica total	[W/K]
R_w	Resistência térmica da parede	[W/K]
T	Temperatura	[°C]
t	Espessura da parede de placa e/ou tubo	[mm]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
V_r	Velocidade reduzida do fluido	[m/s]
v_c	Velocidade adimensional analítica	[-]
W	Largura efetiva do canal	[mm]
W_1	Largura total da gaxeta	[mm]
W_{G1}	Largura total perfil gaxeta	[mm]
W_{G2}	Largura base perfil gaxeta	[mm]
Y_1	Resultado da primeira iteração de Wilson Plot	[-]
Y_2	Resultado da segunda iteração de Wilson Plot	[-]
z	Distância axial do canal	[m]

Alfabeto grego:

a	Coeficiente empírico de transferência de calor	[-]
β	Ângulo de <i>Chevron</i>	[°]
β'	Razão da componente axial da velocidade de entrada pela velocidade de entrada no bocal	[-]
ΔP	Queda de pressão	[bar]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
ΔT_{LMTD}	Diferença de temperatura média logarítmica	[°C]
ζ	Fator de correção do canal do trocador de calor	[-]
ζ_c	Coeficiente de atrito	[-]
η	Dimensão de posição das conexões do trocador	[-]
θ	Fator de alargamento	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/ms]
ξ	Fator de fricção de Darcy ($\xi = 4f$)	[-]
π	Número de pi ($\pi = 3,14$)	[-]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Coeficiente para o método modificado de Wilson Plot	[-]
Φ	Parâmetro de localização relativa das conexões	[-]
ϕ_D	Diâmetro gaxeta	[-]

Subscritos:

1	Quente (<i>Hot</i>)
2	Frio (<i>Cold</i>)
e	Externo
est	Estrangulado
exp	Expandido
i	Interno
in	Entrada
min	Mínimo
max	Máximo
sai	Saída (<i>Outlet</i>)
w	<i>Wall</i> (Parede)

Sobrescritos:

- * Posição na saída trocador de calor
- ^ Notação da relação de variáveis para método do trabalho

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	5
RESUMO	6
ABSTRACT	7
LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE TABELAS	12
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	13
LISTA DE SÍMBOLOS	14
SUMÁRIO	18
1 INTRODUÇÃO	21
1.1 OBJETIVOS.....	23
1.1.1 Objetivo Geral	23
1.1.2 Objetivos Específicos	23
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1 TROCADORES DE CALOR A PLACAS.....	24
2.1.1 Tipos de corrugação	25
2.1.2 Aspectos geométricos	26
2.1.3 Configurações dos trocadores a placas	28
2.1.3.1 <i>Número de canais</i>	29
2.1.3.2 <i>Número de passes</i>	30
2.1.3.3 <i>Conexões de alimentação</i>	31
2.1.3.4 <i>Tipos de escoamento nos canais</i>	32
2.1.3.5 <i>Sentido de escoamento</i>	33
2.1.4 Tipos de trocadores de calor a placas	34
2.1.4.1 <i>Trocador de calor a placas brasado (BPHE)</i>	34
2.1.4.2 <i>Trocador gaxetado a placas semi-soldadas (SWPHE)</i>	36
2.1.4.3 <i>Trocador de calor a placas soldadas (FWPHE)</i>	38
2.1.4.4 <i>Trocador gaxetado a placas de canal largo (WPHE)</i>	39
2.1.4.5 <i>Trocador gaxetado a placas de parede dupla (DWPHE)</i>	40
2.2 DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO	43
2.2.1 Modelo hidrodinâmico	43
2.2.1.1 <i>Fator de fricção</i>	43

2.2.1.2	Correlações de fator de fricção.....	44
2.2.2	Modelagem térmica	46
2.2.2.1	Coeficiente global de transferência de calor.....	46
2.2.2.2	Método de Wilson Plot.....	48
2.2.2.3	Correlações de Nusselt.....	55
2.3	MÁ DISTRIBUIÇÃO DO ESCOAMENTO	57
2.4	EFEITOS DO DIFERENCIAL DE PRESSÃO DE ENTRADA DOS RAMAIS..	60
3	METODOLOGIA.....	64
3.1	CONFIGURAÇÃO DOS TROCADORES.....	64
3.2	DEFINIÇÃO DA QUANTIDADE DE PLACAS.....	66
3.3	PROCEDIMENTO DE MONTAGEM.....	66
3.4	BANCADA EXPERIMENTAL.....	70
3.5	PROCEDIMENTOS	72
3.5.1	Procedimento experimental hidrodinâmico e de má distribuição.....	72
3.5.2	Procedimento experimental térmico	84
3.6	MÉTODO DE CORREÇÃO PARA O FATOR DE FRICÇÃO	87
3.7	MÉTODO DE WILSON PLOT – MODIFICADO	89
3.8	MÉTODO DE WILSON PLOT - MODIFICADO DESENVOLVIDO PARA O TRABALHO	93
3.9	INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	96
4	RESULTADOS	98
4.1	DESEMPENHO HIDRODINÂMICO	98
4.1.1	Influência do aperto.....	98
4.1.2	Influência escoamento contracorrente e paralelo	100
4.1.3	Análise da queda de pressão – comparação entre os trocadores	102
4.1.4	Efeitos da diferença de pressão de entrada entre os ramais	104
4.1.5	Modelo de correção do fator de fricção – em função do b	107
4.1.6	Correlações da literatura.....	109
4.2	MÁ DISTRIBUIÇÃO	112
4.2.1	Configuração em paralelo.....	112
4.2.2	Efeitos da pressão de entrada na má distribuição	118
4.3	ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO	123
4.3.1	Coeficiente Global de Transferência de Calor	124

4.3.2	Resultados do Método Wilson Plot Modificado	129
4.3.3	Método desenvolvido para o trabalho	135
4.3.4	Efeitos do diferencial de pressão.....	140
4.3.5	Correlações da literatura.....	141
5	CONCLUSÃO.....	144
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	146
	REFERÊNCIAS	147
	APÊNDICE A – ANÁLISES DE INCERTEZA	154
	APÊNDICE B – VARIAÇÃO DO NÚMERO DE FANNING COM RELAÇÃO AOS DIFERENCIAIS DE PRESSÃO	162
	APÊNDICE C – QUEDA DE PRESSÃO POR AGULHAS	165
	APÊNDICE D – QUEDA DE PRESSÃO COM CORREÇÃO DA PROFUNDIDADE DO CANAL B	166
	APÊNDICE E – DIFERENCIAIS DE PRESSÃO AO LONGO DOS CANAIS SOB DIFERENCIAL DE PRESSÃO DOS RAMAIS.....	167
	ANEXO A – FOLHA TÉCNICA TRANSDUTOR DIFERENCIAL DE PRESSÃO	168
	ANEXO B – FOLHA TÉCNICA SENSOR DE TEMPERATURA.....	169
	ANEXO C – TABELA SENSOR DE VAZÃO CORIOLIS	170

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos empregados na transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido, ou entre particulados e um fluido, em diferentes temperaturas e em contato térmico (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Os trocadores de calor a placas, também conhecidos como PHEs (*plate heat exchangers*), foram introduzidos comercialmente pela primeira vez na década de 1920 para atender às exigências higiênicas da indústria de laticínios (SELIGMAN, 1964). No entanto, as patentes relacionadas a esse tipo de equipamento remontam à década de 1870 na Alemanha (HUANG; SHEER; BAILEY-MCEWAN, 2010).

Geralmente, o termo "trocador de calor a placas" é utilizado para descrever um dos tipos mais comuns de trocadores de calor a placas, conhecido como trocador de calor a placas com gaxetas (GPHE – *gasketed plate heat exchanger*) (GUT, 2003). Um trocador de calor a placas com gaxetas é composto por uma série de placas finas, corrugadas ou onduladas, que são separadas e seladas por meio de gaxetas. Essas gaxetas garantem a vedação entre as placas, evitando a mistura indesejada dos fluidos.

Nos dias atuais, já é possível encontrar extensos capítulos dedicados aos trocadores de calor a placas com gaxetas (GPHEs) em livros renomados, como Cooper e Usher (1992); Usher (1992); Hewitt, Shires e Bott (1994); Rohsenow, Hartnett e Cho (1998); Kakaç e Liu (2002); Thulukkanam (2013). Esses livros tratam de questões importantes, incluindo correlações para determinar o coeficiente de transferência de calor e o fator de fricção em equipamentos com placas de parede simples e com vedações entre elas. Capítulos dedicados aos GPHEs se tornaram mais recorrentes nos últimos anos, o que era mais raro alguns anos atrás (GUT, 2003).

Devido à sua expansão de uso, bem como a sua compacidade e facilidade de manuseio em comparação com os trocadores de calor casco-tubos, surgiram no mercado novos tipos de configuração. Dentre eles, destacam-se as placas de parede dupla e semi-soldadas. Essas configurações ampliam ainda mais as aplicações comuns dos trocadores de calor a placas, encontrando uso em destilarias, usinas de açúcar, indústria de papel, indústria têxtil, indústria alimentícia, indústria farmacêutica, entre outras (FERNANDES; DIAS; MAIA, 2010).

O trocador com placas semi-soldadas, SWPHE (*semi-welded plate heat exchanger*), é semelhante ao trocador de placas gaxetado, com a diferença de que duas placas adjacentes são soldadas, formando um par soldado chamado de cassete (AYUB, 2003). Essas placas soldadas a laser eliminam a necessidade de gaxetas em um dos lados do fluido de processo. Devido à sua capacidade de operar em uma ampla faixa de temperaturas e resistir a diferentes limites de pressão, o trocador semi-soldado se tornou uma escolha versátil para diversas aplicações industriais, incluindo a refrigeração. Ele é especialmente adequado para aplicações com amônia, onde o gás refrigerante é mantido no lado soldado (KLEMES *et al.*, 2015).

O trocador de calor a placas de parede dupla, DWPHE (*double-wall plate heat exchanger*) contém duas placas sobrepostas que substituem a placa única, que separa dois escoamentos. Esse tipo de trocador também utiliza gaxetas para garantir a vedação. Sua principal característica é a capacidade de lidar com meios reagentes e agressivos. Em caso de corrosão ou vazamento, o fluido é direcionado pelas passagens entre as placas duplas para o meio externo, evitando a contaminação do outro fluido (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007). Maiores detalhes geométricos e de construção serão explorados a seguir.

As características hidrodinâmicas e térmicas das placas duplas e semi-soldadas são frequentemente estimadas com base em correlações existentes para placas de parede simples, uma vez que estudos específicos sobre o desempenho desses modelos são escassos na literatura atual. Embora haja semelhanças entre as placas, as características construtivas desses modelos especiais podem modificar o padrão de escoamento e influenciar os coeficientes de transferência de calor e os fatores de fricção. Neste estudo, busca-se analisar a influência dessas características específicas nos desempenhos térmico e hidrodinâmico do trocador, utilizando placas com dimensões e ranhuras similares, mas com características construtivas distintas.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O propósito principal deste estudo é conduzir uma avaliação experimental abrangente, comparando os desempenhos térmico e hidrodinâmico de trocadores de calor equipados com placas de construções especiais (DWPHE e SWPHE) em relação aos trocadores convencionais de placas simples (GPHE).

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar adaptações na bancada experimental existente para a execução de testes dedicados à análise do desempenho termo-hidrodinâmico de trocadores de calor com placas de construções especiais;
- Conduzir testes experimentais para avaliar o desempenho térmico, hidrodinâmico e a distribuição do fluido nos trocadores de calor em estudo, comparando-os com trocadores de placas simples;
- Estabelecer comparações entre as correlações de Nusselt, fator de fricção e distribuição do fluido obtidas nos testes experimentais e aquelas existentes na literatura;
- Propor um método analítico para o desenvolvimento de correlações específicas, superando as limitações observadas nos métodos existentes, baseando-se nos resultados experimentais obtidos;
- Propor novas correlações específicas para os trocadores de calor com placas não convencionais, como SWPHE e DWPHE, baseando-se nos resultados experimentais obtidos;
- Analisar os efeitos decorrentes da diferença de pressão entre os ramais nos comportamentos térmico e hidrodinâmico dos trocadores de calor;
- Comparar os resultados experimentais com as correlações desenvolvidas, avaliando a eficácia e precisão dessas correlações na predição dos desempenhos térmico e hidrodinâmico dos trocadores de calor.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

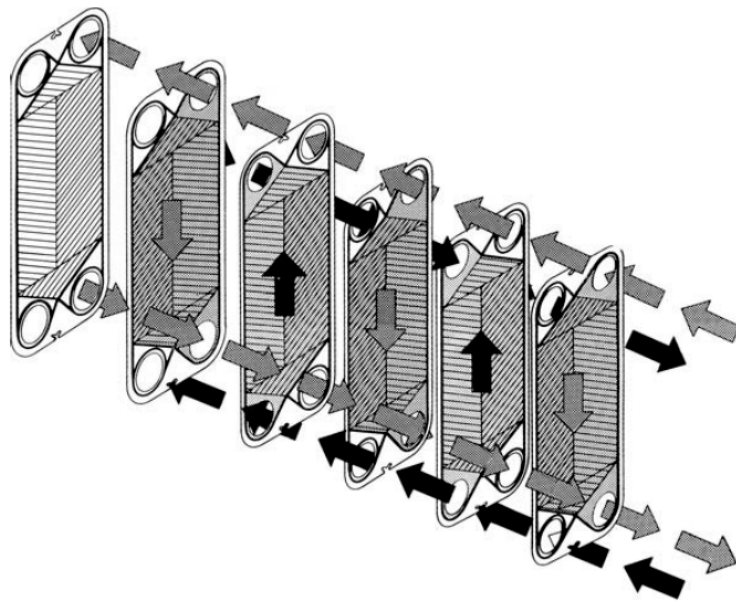
2.1 TROCADORES DE CALOR A PLACAS

O trocador de calor a placas gaxetado consiste numa série de placas corrugadas ou onduladas que separam os fluidos. O calor é transferido pelos fluidos que escoam nos canais entre as placas alternadamente, onde as gaxetas previnem a mistura dos fluidos e vazamentos externos (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Geralmente são equipamentos que não podem ser submetidos a elevadas temperaturas e pressões (SHAH; SEKULIĆ, 2003), sendo normalmente aplicados a pressões inferiores a 25,0 bar e temperaturas abaixo de 250 °C (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

A Figura 1 apresenta um modelo esquemático de um GPHE.

Figura 1 - Modelo esquemático de um GPHE.



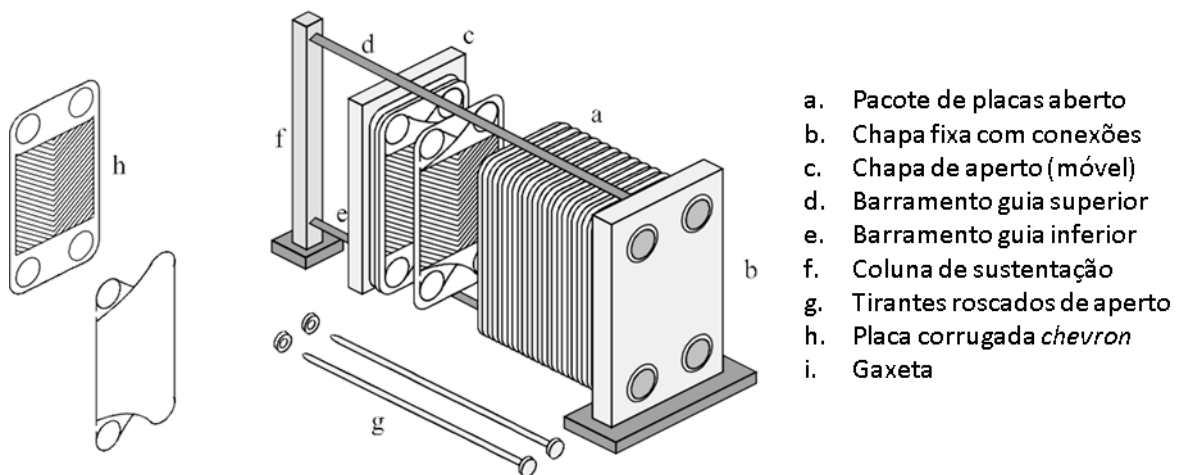
Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjároenkik (2012).

Os elementos primários de um trocador de calor a placas incluem as placas de troca térmica, as gaxetas, coluna de sustentação, chapa fixa e chapa de aperto, que se alinham com os bocais das placas, tirantes de aperto e os barramentos guias (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

As placas e gaxetas permanecem juntas devido ao aperto entre as chapas fixas e de aperto. As placas são suspensas e guiadas pelo barramento guia para garantir o correto alinhamento e, então, são comprimidas pela chapa de aperto por tirantes roscados (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

A Figura 2 ilustra essas principais partes citadas.

Figura 2 - Partes principais de um GPHE.



Fonte: Adaptado de GUT (2003).

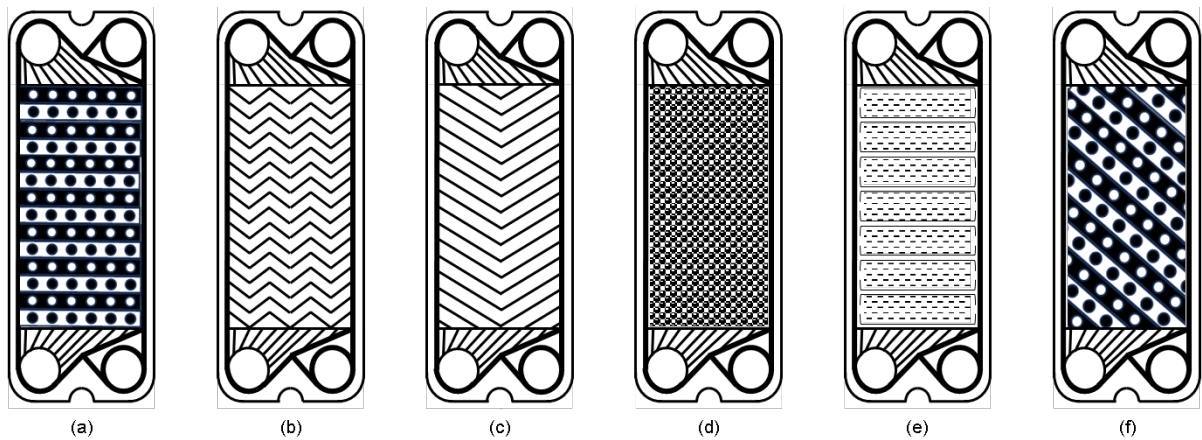
De acordo com Wang, Sundén e Manglik (2007), desde a inserção no comércio em 1920, inicialmente no ramo de laticínio, houve grandes aprimoramentos dos trocadores de calor a placas. As melhorias estão relacionadas a mudanças na estrutura ou construção do GPHE, ou na variação da corrugação das placas de troca térmica.

2.1.1 Tipos de corrugação

Os desempenhos térmico e hidráulico dos PHEs é fortemente influenciado pelo tipo de corrugação das superfícies das placas que compõem o trocador. A placa é normalmente fabricada por meio da estampagem com um padrão de superfície corrugada (ou ondulada) em folhas metálicas (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

A variedade de placas oferece flexibilidade para atender às necessidades específicas de cada aplicação (VITILLO, 2015), com os principais tipos ilustrados na Figura 3 e descritos por Rohsenow, Hartnett e Cho (1998).

Figura 3 - Padrões de corrugação: (a) Tábua de lavar (*washboard*), (b) zig-zag, (c) espinha de peixe (*chevron* ou *herringbone*), (d) saliências ou depressões (*protrusions and depressions*), (e) tábua de lavar com corrugações secundárias (*washboard with secondary corrugations*) e (f) tábua de lavar oblíqua (*oblique washboard*).



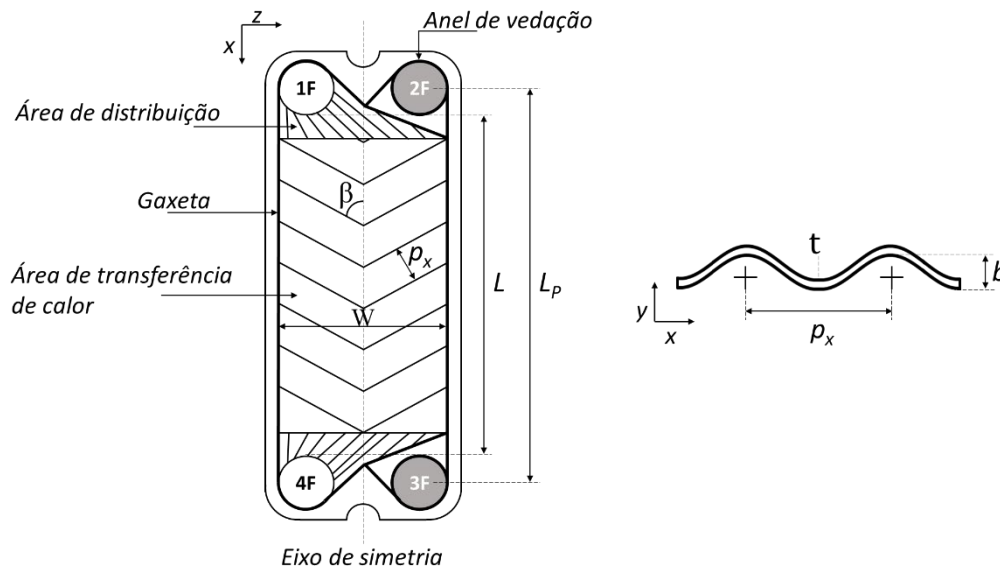
Fonte: Adaptado de Rohsenow, Hartnett e Cho (1998).

2.1.2 Aspectos geométricos

Conforme Wang, Sundén e Manglik (2007), a última década tem visto uma grande expansão do uso de placas com corrugação no formato *chevron*, sendo o modelo mais utilizado pela maioria dos fabricantes.

A Figura 4 esquematiza uma placa de trocador de calor, destacando duas áreas principais: a de distribuição e a de transferência de calor. Essa primeira é responsável pela distribuição do escoamento do fluido do bocal de entrada (1F) até o de saída (4F). Seu principal objetivo é minimizar a má distribuição do escoamento sobre a área de transferência de calor, garantindo que o desempenho não seja prejudicado.

Figura 4 - Gabarito de dimensões de uma placa de trocador de calor.

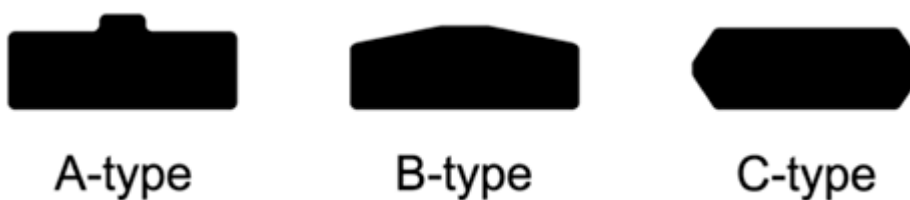


Fonte: Autor (2024).

Além do formato das corrugações, existem diversas outras medidas relevantes para avaliar o desempenho de um trocador de calor, como profundidade do canal (b), espaçamento entre as ondulações (p_x), ângulo das corrugações (β), espessura das placas (t), largura efetiva (W), comprimento efetivo de escoamento (L_p) e comprimento efetivo de troca térmica (L).

Embora não existam estudos que demonstrem diretamente a influência das gaxetas no desempenho dos trocadores de calor convencionais, Lychakov et al. (2017) investigaram o impacto do perfil das gaxetas nas mudanças dimensionais dos canais de escoamento devido às variações de pressão nos ramais, fenômeno conhecido como *breathing effect*. Eles conduziram este estudo utilizando três perfis de gaxetas diferentes, como ilustrado na Figura 5, e observaram que o perfil da gaxeta do tipo C teve uma influência menor nesse efeito.

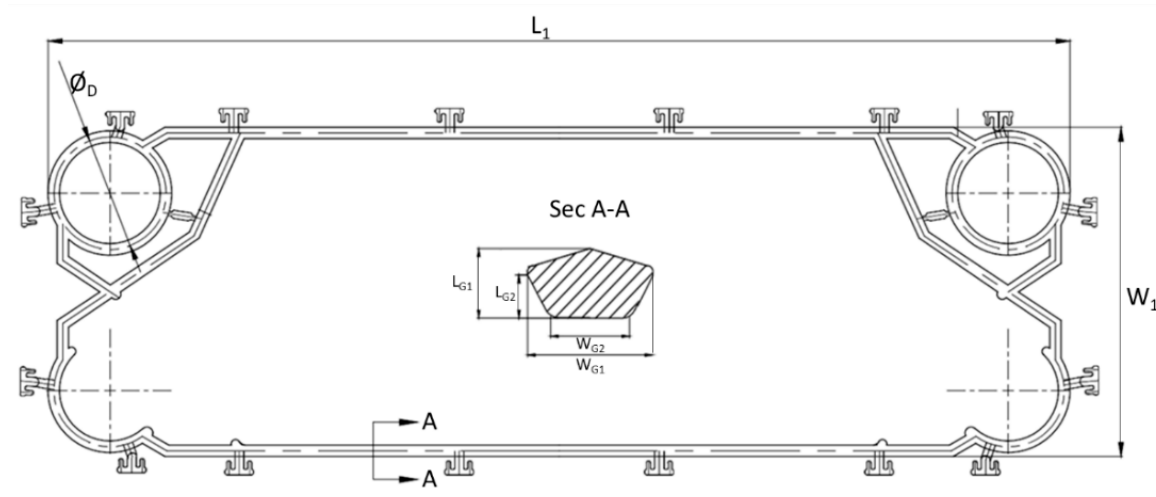
Figura 5 – Tipos de perfis de gaxetas para placas de trocador de calor.



Fonte: Lychakov et al. (2017).

Da mesma forma que o gabarito apresentado para as placas, a Figura 6 mostra um modelo com as principais dimensões das gaxetas para uma placa de trocador de calor. Como as placas estudadas neste trabalho possuem um perfil de gaxeta muito semelhante ao tipo B investigado por Lychakov et al. (2017), é possível com um único gabarito determinar as dimensões dos elastômeros para os modelos.

Figura 6 - Gabarito de dimensões de uma gaxeta para uma placa de trocador de calor.



Fonte: Autor (2024).

Para as dimensões em questão, diversos autores adotam diferentes nomenclaturas. No contexto deste trabalho, optarei por empregar as designações mencionadas anteriormente.

2.1.3 Configurações dos trocadores a placas

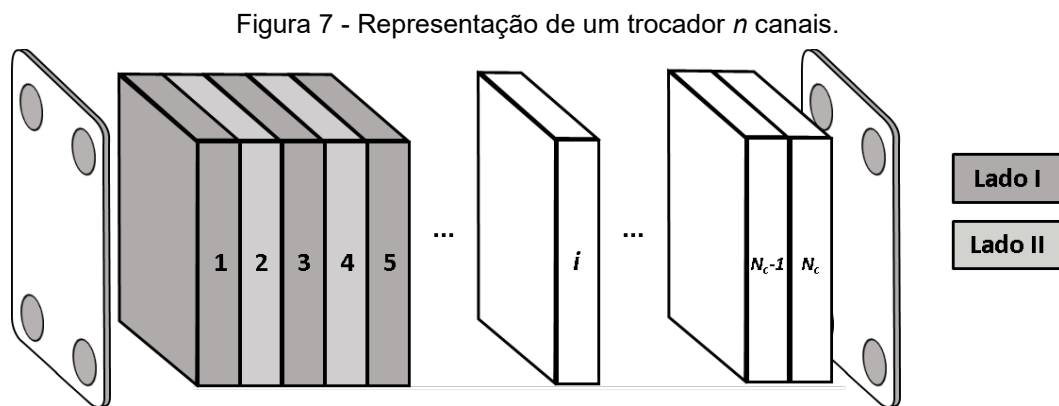
Conforme GUT (2003), a configuração de um trocador de calor a placas refere-se à maneira como ele é montado e organizado. Isso inclui o número de placas, os passes, o número de canais em cada passe (também conhecidos como "passagens"), a disposição das conexões de entrada e saída, bem como o padrão de escoamento nos canais.

Para classificar as configurações serão propostos cinco parâmetros detalhados nas seções 2.1.3.1 a 2.1.3.5.

2.1.3.1 Número de canais

A definição de canal, conforme descrita por Kazi (2015), refere-se ao espaço entre duas placas adjacentes. As placas finais não são incluídas nessa contagem, portanto, o número de canais em um GPHE é igual ao número de placas menos um.

A Figura 7 representa os canais situados entre as placas em um esboço de um trocador de calor.



Fonte: Adaptado de GUT (2003).

O número de canais (N_C) em relação ao número de placas (N) é expresso pela equação (1).

$$N_C = N - 1 \quad (1)$$

Cada um dos fluidos no trocador de calor a placas possui um número específico de canais de escoamento, denotados como N_{C1} e N_{C2} . Conforme GUT (2003), no caso de N_C ser um número ímpar, um dos lados terá um canal adicional, como indicado pelas equações apresentadas abaixo.

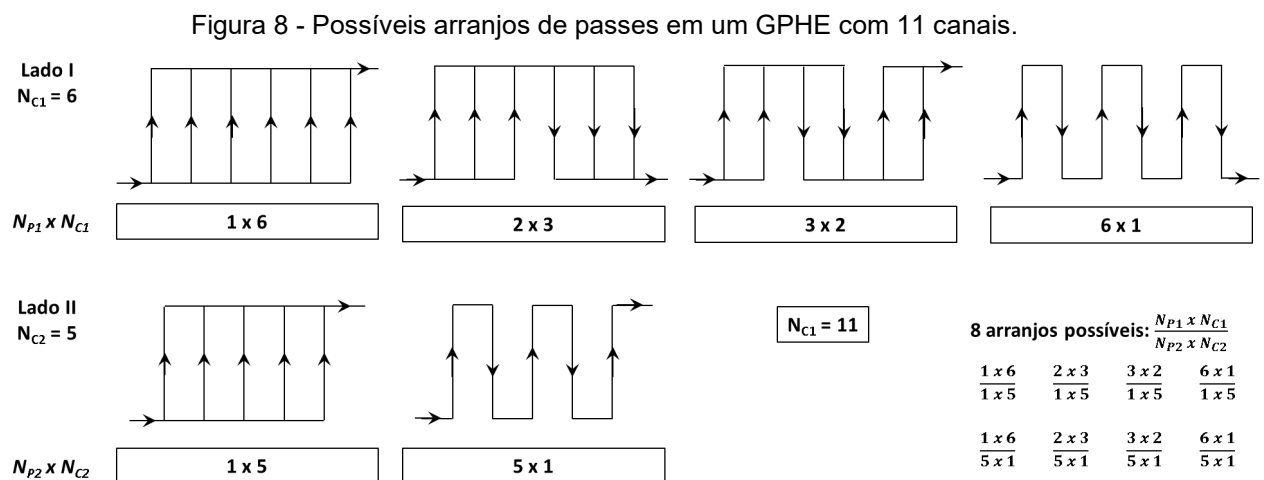
$$N_{C1} = \begin{cases} \frac{N_C}{2} & \text{se } N_C \text{ par} \\ \frac{N_C + 1}{2} & \text{se } N_C \text{ ímpar} \end{cases} \quad (2)$$

$$N_{C2} = \begin{cases} \frac{N_C}{2} & \text{se } N_C \text{ par} \\ \frac{N_C - 1}{2} & \text{se } N_C \text{ ímpar} \end{cases} \quad (3)$$

2.1.3.2 Número de passes

O passe se refere a mudança de direção da corrente de fluido no trocador de calor, sendo uma característica individual de cada fluido (KAZI, 2015). Cada passe possui um conjunto de canais onde o fluido está escoando na mesma direção (KAKAÇ; LIU, 2002).

Na Figura 8 é exemplificado um GPHE com 11 canais, $N_c = 11$, juntamente com as possíveis variações do número de passes (N_p) para o lado I e II.



Fonte: Adaptado de GUT (2003).

Conforme observado por Kakaç e Liu (2012), os trocadores de calor multipasses geralmente requerem a presença de conexões, tanto nas chapas fixas quanto nas móveis. É comum que o número de passes e o número de canais por passagem sejam idênticos para ambos os fluidos, criando assim uma simetria no arranjo das placas.

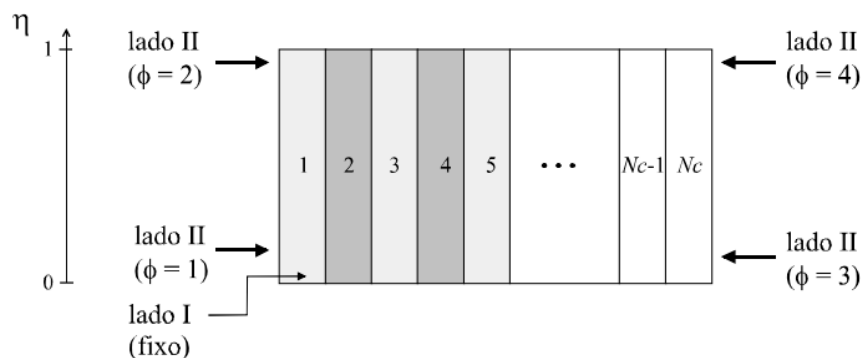
Pignotti e Tamborenea (1988) identificaram que os canais localizados nas extremidades do trocador, bem como aqueles próximos às mudanças de passe, tendem a apresentar um desempenho térmico reduzido. Esses fatores têm um impacto significativo na eficiência global do trocador de calor.

Para resolver esse desafio, Kandlikar e Shah (1988) desenvolveram um método aproximado para modelar o desempenho térmico, válido para uma grande quantidade de placas. Nestes casos, os efeitos das mudanças de passe e das placas localizadas nas extremidades podem ser negligenciados com precisão, simplificando a análise térmica.

2.1.3.3 Conexões de alimentação

A posição relativa entre os locais de alimentação dos lados I e II é definida pelo parâmetro Φ (PIGNOTTI; TAMBORENEA, 1988) conforme mostra a Figura 9. A entrada do lado I é arbitrariamente fixada na posição $\eta = 0$ do primeiro canal, enquanto a posição de entrada do lado II depende do parâmetro Φ , que pode assumir quatro valores.

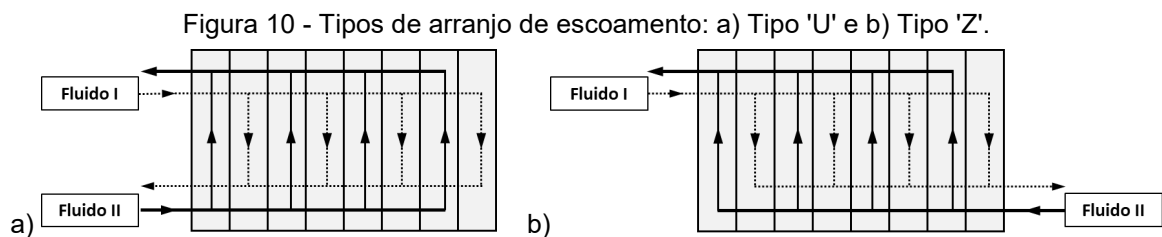
Figura 9 - Definição do parâmetro Φ de localização relativa das conexões de alimentação.



Fonte: Pignotti e Tamborenea (1988).

É importante ressaltar que a dimensão η não está associada aos lados de cima e de baixo do trocador, assim como o primeiro e o último canais não estão associados aos pedestais fixo e móvel. A configuração determinada pelos parâmetros pode ser rotacionada livremente, ou ainda ser invertida ou espelhada (GUT, 2003).

A determinação das posições das conexões é crucial, pois elas determinam os padrões de escoamento no trocador de calor. Os arranjos de escoamento mais comuns para trocadores de calor de um único passe são o padrão em forma de 'U' e o padrão em forma de 'Z' (KAZI, 2015), como ilustrado na Figura 10.

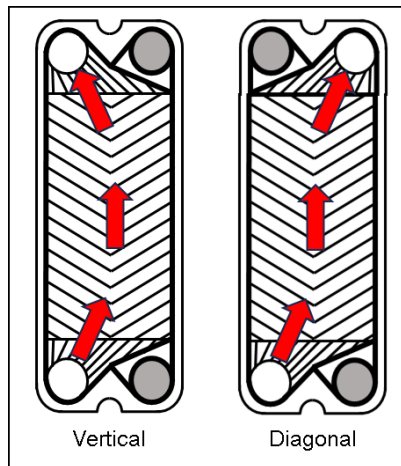


Fonte: Adaptado de GUT (2003).

2.1.3.4 Tipos de escoamento nos canais

Dentro de um canal do GPHE, o escoamento pode ser diagonal, com entrada e saída dos fluidos em lados opostos das placas, ou vertical, com entrada e saída dos fluidos no mesmo lado das placas (BOND, 1981), dependendo do projeto da placa e da posição da gaxeta, como exemplificado na Figura 11.

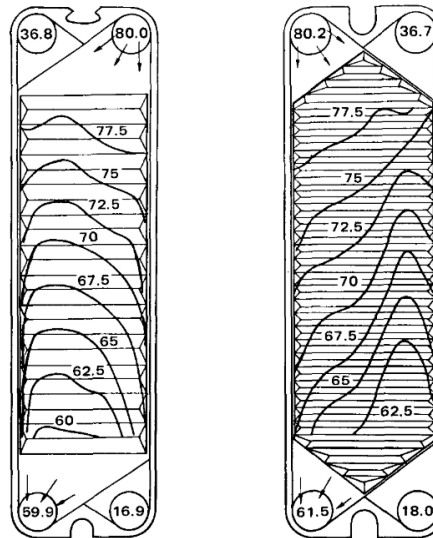
Figura 11 - Tipos de escoamento em placas.



Fonte: Autor (2024).

Esses tipos de escoamentos resultam em diferentes distribuições de escoamento e perfis de temperatura. Um estudo realizado por Cooper e Usher (1992) investigou os efeitos desse fenômeno usando duas placas idênticas com um número de Reynolds próximo de 8.280, como ilustrado na Figura 12.

Figura 12 - Distribuição de temperatura em placa com escoamento vertical e diagonal.



Fonte: Cooper e Usher (1992).

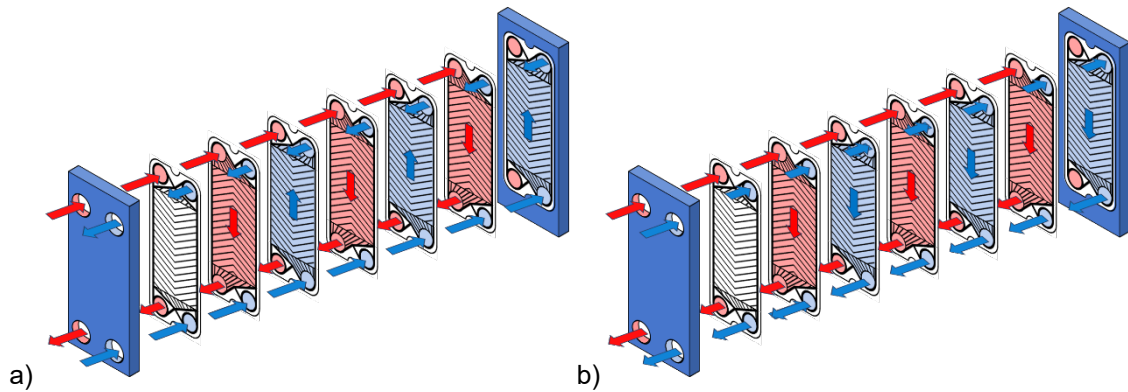
A placa com fluxo diagonal demonstra uma eficiência um pouco maior na transferência de calor. Entretanto, a exigência de placas e gaxetas distintas para cada fluido a torna uma configuração menos frequentemente aplicada.

2.1.3.5 Sentido de escoamento

De acordo com Kazi (2015), há dois sentidos de escoamento possíveis: contracorrente e concorrente. O escoamento contracorrente, no qual os escoamentos se fluem em direções opostas, geralmente é preferido devido à obtenção de uma efetividade térmica mais elevada, em comparação com o escoamento concorrente, no qual os escoamentos fluem na mesma direção.

A Figura 13 apresenta dois esquemas com os respectivos sentidos de escoamentos citados.

Figura 13 - Sentido de escoamento: a) contracorrente e b) concorrente.



Fonte: Autor (2024).

2.1.4 Tipos de trocadores de calor a placas

Nas últimas décadas, tem ocorrido avanços significativos na pesquisa sobre trocadores de calor a placas, incluindo diversas variantes em relação ao tradicional GPHE. Com o intuito de tornar esses equipamentos mais compactos e superar as limitações mencionadas no capítulo anterior, essas modificações se refletiram em alterações nas corrugações das placas e, em alguns casos, até mesmo na eliminação do uso de gaxetas (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

Embora o foco principal deste trabalho recaia sobre a análise dos trocadores de calor de placas de parede dupla (DWPHE), placas semi-soldadas (SWPHE) e o convencional trocador de placas (GPHE), é relevante proporcionar um contexto histórico que abrange outros tipos de trocadores. Essa visão geral da evolução dos trocadores de calor fornece um quadro completo do desenvolvimento da tecnologia e destaca o papel importante desempenhado pelos diferentes tipos de trocadores em diversas aplicações industriais.

2.1.4.1 Trocador de calor a placas brasado (BPHE)

Os trocadores de calor a placas brasado (BPHE – *brazed plate heat exchanger*) representam uma solução inovadora, no qual um conjunto de placas é unido por meio de brasagem de um material, usualmente cobre. Esse projeto elimina completamente a necessidade de gaxetas, chapas estruturais e tirantes de aperto, simplificando o dispositivo. As placas são mantidas firmemente unidas pelo material

brasado entre elas (CIEŚLIŃSKI *et al.*, 2016). O BPHE surgiu devido à necessidade de um PHE compacto para aplicações de elevada pressão e temperatura (THULUKKANAM, 2013).

A Figura 14 apresenta diversos tamanhos de trocadores brasados, apresentando detalhes construtivos das placas e material de brasagem.

Figura 14 - Trocadores de calor a placas brasado (BPHE).

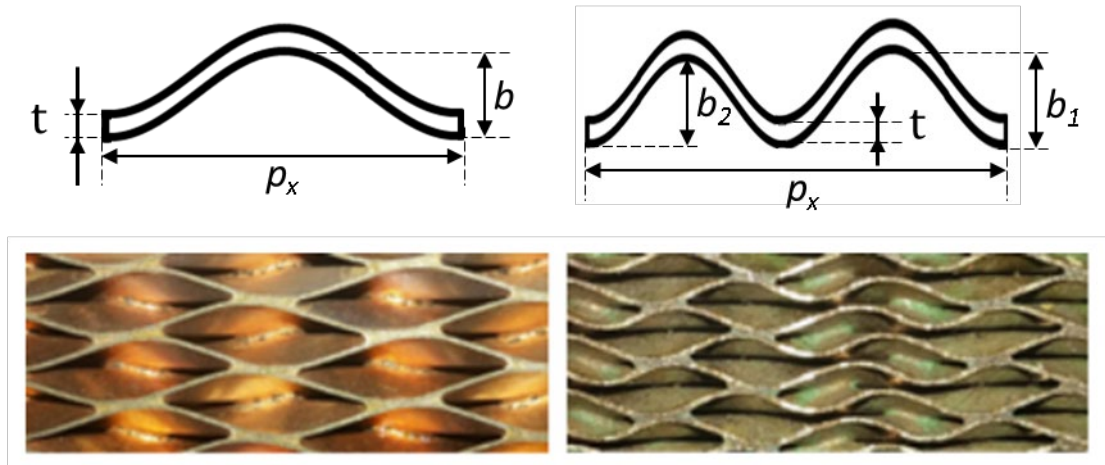


Fonte: Adaptado de Bermo (2023).

De acordo com Wang, Sundén e Manglik (2007), devido às placas serem brasadas entre si e sem placas estruturais ou gaxetas, os BPHEs podem suportar pressões e temperaturas mais elevadas do que os trocadores de calor de placas convencionais. Além disso, são caracterizados por terem pequena massa devido à ausência da estrutura convencional. No entanto, o comprimento desses trocadores geralmente é inferior a 1 metro devido às limitações do tamanho do forno onde a brasagem é realizada.

Kim e Park (2017) conduziram um estudo sobre os efeitos térmicos e hidrodinâmicos de BPHEs com diferentes padrões geométricos em seus canais (ver Figura 15). Suas descobertas revelaram que as correlações existentes para fatores de atrito em GPHEs não produziram resultados tão precisos para BPHEs, embora as correlações relacionadas ao desempenho térmico tenham demonstrado valores satisfatórios.

Figura 15 - Esquema e padrão das corrugações dos BPHEs.



Fonte: Kim e Park (2017).

Diversos aspectos relacionados a esse equipamento já foram explorados em estudos anteriores. Han, Lee e Kim (2003) investigaram as características de evaporação de gases refrigerantes em BPHEs, enquanto Li e Hrnjak (2021) abordaram questões relacionadas à má distribuição de fluidos monofásicos nesses trocadores. Essa diversidade de enfoques destaca a natureza complexa desse tipo de trocador, continuando a ser objeto de investigação em diversos campos de estudo.

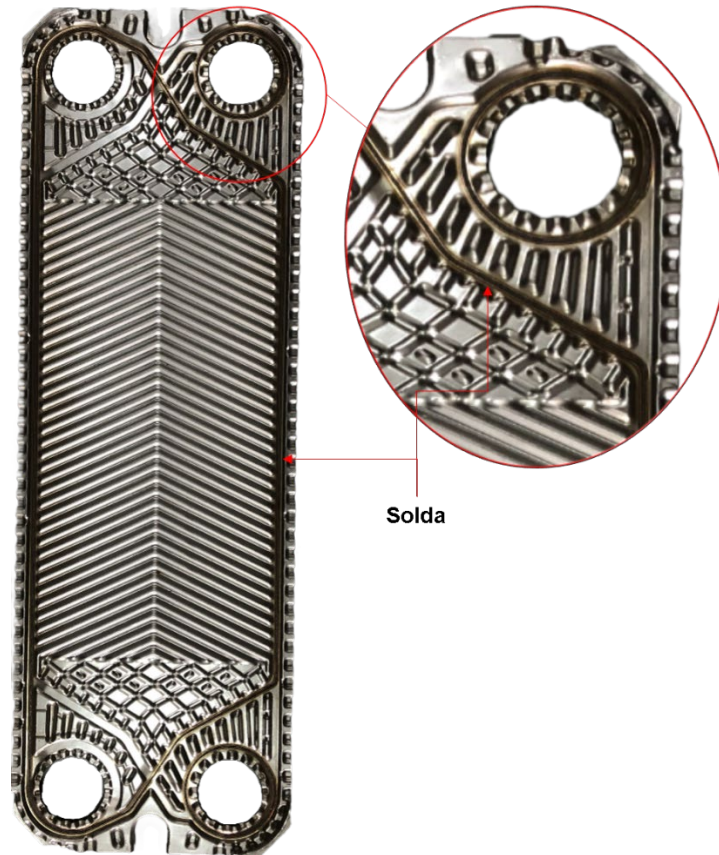
2.1.4.2 Trocador gaxetado a placas semi-soldadas (SWPHE)

Os trocadores de calor a placas semi-soldados (SWPHE) são semelhantes aos GPHEs, mas possuem um par de placas soldadas (AYUB, 2003). Dessa maneira, é criado um canal selado (placas soldadas a laser) para o fluido agressivo, enquanto outro fluido flui fora do conjunto de placas soldadas, em um canal convencional de trocador de calor de placas com gaxetas (FERNANDES; DIAS; MAIA, 2010).

Esse par de placas soldadas a laser, conhecido como placa cassete, elimina a necessidade de gaxetas no canal de escoamento (HOLFELD, 2012), sendo necessários apenas anéis de vedação entre as placas. Isso resulta em uma redução de 90% no comprimento da junta necessária para o fluido agressivo (REPPICH, 1999).

A Figura 16 ilustra uma placa cassete com destaque a solda feita entre as placas.

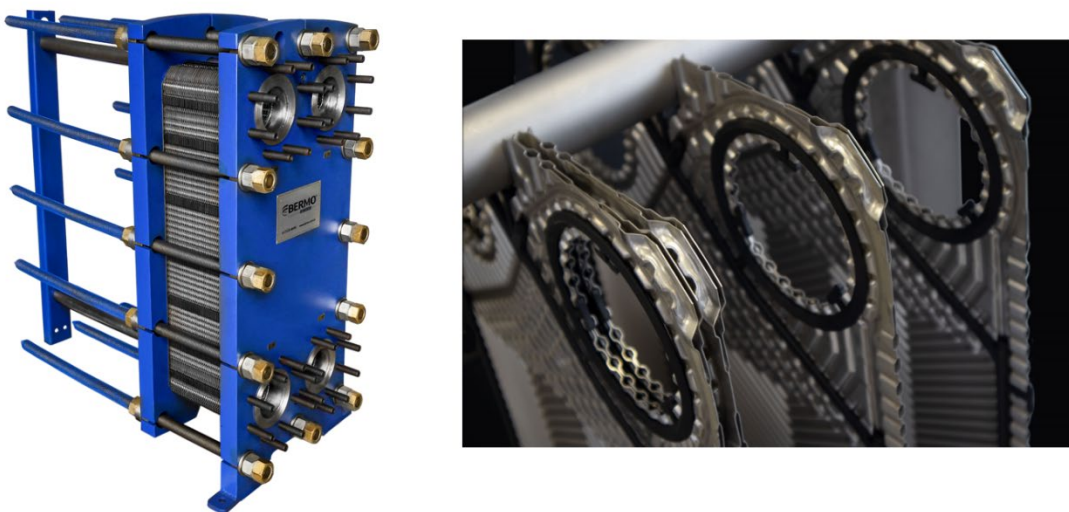
Figura 16 - Vista frontal de placa cassete.



Fonte: Autor (2024).

A Figura 17 apresenta o trocador montado com as placas cassetes, sendo possível identificar a gaxeta somente no lado das placas sem a solda.

Figura 17 - Trocador de calor a placas semi-soldado (SWPHE).

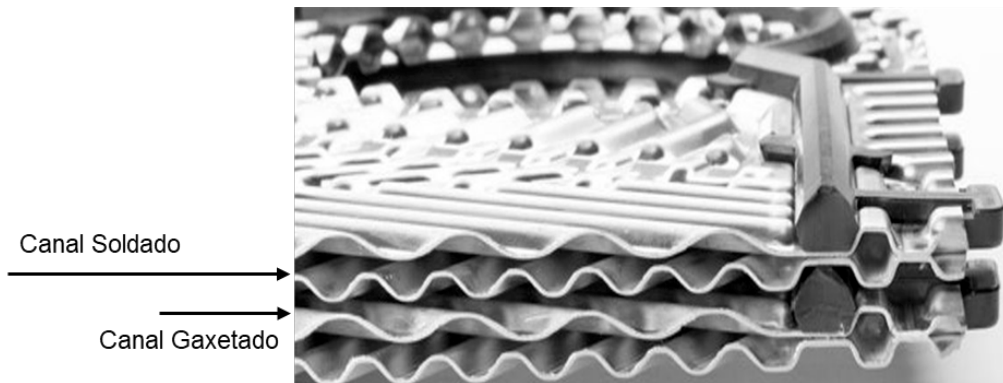


Fonte: Adaptado de Bermo (2023).

A fabricação da placa cassete envolve a precisa soldagem de duas placas com padrões *chevron* opostos (AYUB, 2003). Conforme destacado por Reppich (1999), o processo de soldagem a laser emprega a energia altamente concentrada do feixe de laser para fundir o material. Esse processo de soldagem de alta precisão, controlado por computador, assegura uma qualidade constante da solda, dispensando a utilização de materiais de preenchimento.

A Figura 18 apresenta uma vista de perfil dos canais da placa, demonstrando os canais de escoamento de ambos os fluidos.

Figura 18 - Canais das placas soldadas.



Fonte: Adaptado de Bermo (2023).

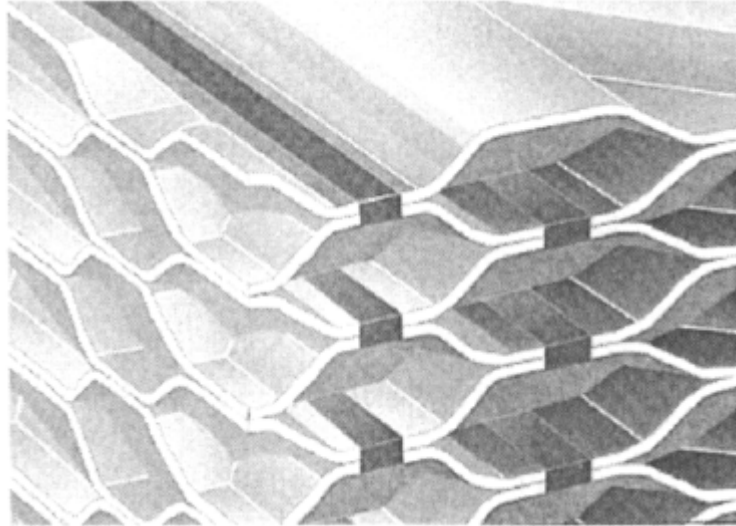
Em resumo, os trocadores de calor de placas semi-soldadas representam uma solução técnica especializada, adequada para situações que envolvem altas pressões e temperaturas, bem como resistência à corrosão. Embora haja uma quantidade limitada de pesquisa dedicada a esse tipo de trocador em comparação com as alternativas mais comuns, sua presença é essencial em aplicações específicas.

2.1.4.3 Trocador de calor a placas soldadas (FWPHE)

Ao contrário dos SWPHE, nos trocadores totalmente soldados (FWPHE – *fully welded plate heat exchanger*) o conjunto de placas neste caso é formado pela soldagem de placas uma a uma usando o processo de soldagem a laser (ver Figura 19). Sendo esta tarefa controlada por um computador de precisão, a qualidade de soldadura é muito superior ao do caso dos BPHE, e consegue-se elevar pressões e

temperaturas máximas de operação até 40,0 bar e 350 °C, respectivamente (REPPICH, 1999).

Figura 19 - Pacote de placas soldadas para FWPHE.



Fonte: Hesselgreaves (1998).

Assim, os FWPHE são particularmente adequados para processamento de produtos químicos bastante agressivos. No entanto, tanto a flexibilidade como a facilidade de limpeza são reduzidas, pois novamente se torna impossível proceder à adição ou retirada de placas para alterar a área de transferência de calor e a limpeza terá de ser unicamente química (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

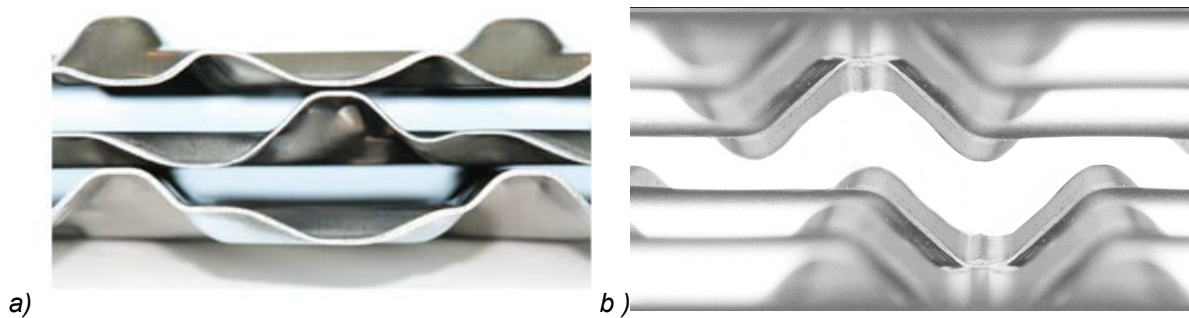
2.1.4.4 Trocador gaxetado a placas de canal largo (WPHE)

Os trocadores de calor de placas de canal largo (WPHE – *wide-gap plate heat exchanger*) representam uma evolução tecnológica significativa que surgiu por volta de 1990, especialmente projetados para lidar com fluidos que contenham particulados ou que possuam alta viscosidade (LI *et al.*, 2011). Em situações onde o uso do GPHE poderia ser limitado devido a problemas de entupimento ou desempenho térmico e hidrodinâmico insatisfatórios (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007), os WPHEs oferecem uma solução eficaz.

Conforme destacado por Thulukkanam (2013), o convencional WPHE, como ilustrado na Figura 20, apresenta placas com canais de até 16,0 mm de espaçamento.

No entanto, esses canais possuem pontos de contato, como mostrado. Uma variação desse modelo é representada pelas placas de canal livre, como exemplificado na Figura 20, que não possuem pontos de contato e, portanto, não restringem o escoamento do fluido. Isso resulta em uma redução significativa do risco de entupimento e, conseqüentemente, em uma maior vida útil do equipamento. As placas de canal livre usualmente possuem canais entre 7,0 mm e 15,0 mm de espaçamento (BERMO, 2023).

Figura 20 - Vista superior do canal de placa do WPHE: a) com pontos de contato e b) sem pontos de contato.



Fonte: Alfa Laval (2023) e adaptado de Bermo (2023).

Essas placas de canal largo são comumente empregadas em diversas indústrias, incluindo a de papel e celulose, usinas de álcool e açúcar, setor químico, produção de látex e na indústria têxtil (THULUKKANAM, 2013). Devido à sua aplicação específica, há uma escassez de estudos aprofundados sobre esse tipo de trocador de calor.

2.1.4.5 Trocador gaxetado a placas de parede dupla (DWPHE)

Os trocadores de calor de placas de parede dupla (DWPHE) consistem em duas placas que contêm um pequeno espaço entre elas com ar (THULUKKANAM, 2013), conforme a vista lateral da placa apresentada na Figura 21.

Este trocador é indicado para uso onde a mistura dos fluidos no trocador de calor pode causar uma reação ou que essa contaminação deve ser evitada (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007).

Figura 21 - Vista lateral de uma placa de parede dupla.

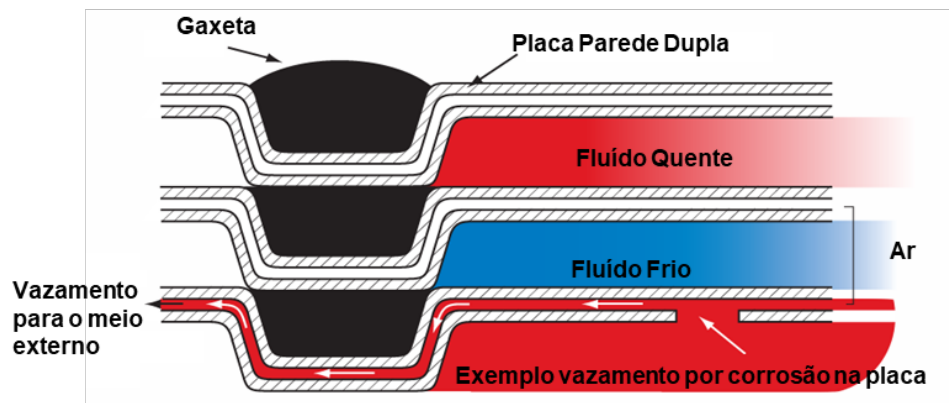


Fonte: Autor (2024).

Os trocadores de placas duplas foram introduzidos em 1986 por Dahlgren et al. (1985) para substituição de trocadores de placas de parede simples para evitar contaminações entre fluidos ou reações indesejadas. Caso ocorra uma falha ou furo da placa, a fuga entrará no espaço entre eles e será conduzida até o meio externo, garantindo que a fuga seja claramente visível do lado externo do trocador de calor.

A Figura 22 ilustra um cenário de vazamento do fluido quente no trocador de calor de parede dupla, destacando a característica da placa que evita a mistura entre os dois fluidos.

Figura 22 - Exemplo de vazamento em placa de parede dupla.



Fonte: Adaptado de Xylem (2023).

As placas do trocador de calor de parede dupla são projetadas para serem utilizadas em funções de resfriamento/aquecimento em instalações de laticínios, farmacêuticas, cervejarias e bebidas, nos quais é crucial evitar qualquer tipo de contaminação cruzada entre os dois meios. No entanto, é importante observar que a pesquisa acadêmica e os estudos detalhados sobre esse tipo específico de trocador

de calor são limitados, devido à sua relativa novidade e à demanda específica de certos setores industriais.

Na Tabela 1 são apresentadas as condições de operação, o tipo de aplicação, a natureza dos fluidos e a flexibilidade para manutenção de vários tipos de trocadores de calor a placas. Os códigos representam diferentes categorias ou características específicas de cada tipo de trocador. Entre parênteses, os trocadores que serão avaliados nesse estudo.

Tabela 1 – Condições de operação de trocadores de calor a placas.

Ponto de análise	(GPHE)	BPHE	(SWPHE)	FWPHE	WPHE	(DWPHE)
Condições de operação						
Pressão [bar]	25,0	30,0	25,0	40,0	9,0	25,0
Temperatura [°C]	30 – 200	-195 – 225	-30 – 200	-200 – 350	30 – 200	30 – 200
Tipo de aplicação						
Líquido-Líquido	E	E	E	E	E	E
Gás-Líquido	B-R ^(a)	E	E-R	E-R	B-R	B-R
Gás-Gás	M-R	B-R	B-R	B-R	M-R	M-R
Condensação	B-R	E	E-M	E-M	E-M	E-M
Evaporação	B-R	E	E-M	E-M	E-M	E-M
Natureza dos fluidos						
Corrosivo/Agressivo	M-R	M-R	E	E	M	M
Viscoso	E	M-R	E	B-M	E	E
Sensibilidade ao calor	E	E	E	E	E	E
Reativo	M-R	M	B	B	M-R	E
Fibroso	R	R	R	R	E	R
Pastoso	M-R	R	M	M	B	M
Suscetível a incrustação	B-M	M	M	M	B	M
Flexibilidade para manutenção						
Limpeza mecânica	A	N	U	N	A	A
Reparos	A	N	U	N	A	A
Modificações	A	N	U	N	A	A

Notas: E – excelente, B – bom, M – moderado, R – ruim, A – ambos, U – um lado, N – nenhum lado.

(a) Dependente da pressão de operação e densidade do gás/vapor.

Fonte: Wang, Sundén e Manglik (2007).

2.2 DESEMPENHO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO

2.2.1 Modelo hidrodinâmico

2.2.1.1 Fator de fricção

O desempenho hidráulico em trocadores de calor é em função da queda de pressão observada no escoamento do fluido. Esta redução é proporcional ao atrito entre o fluido e a parede sujeita ao escoamento, representada pelo fator de fricção. Na literatura são encontradas duas principais definições de fatores de atrito, sendo elas de Darcy-Weisenbach e Fanning. Para o presente estudo será utilizado o fator de fricção de Fanning.

Shah e Sekulić (2003) definem o fator de Fanning como sendo a razão da tensão de cisalhamento na parede pela energia cinética do escoamento por unidade de volume, sendo ela definida de acordo com a equação abaixo:

$$f = \frac{2\Delta P_{canal} D_h \rho}{4L_p G_c^2 N_p} \quad (4)$$

onde ΔP_{canal} é a queda de pressão devido ao escoamento do fluido nos canais, D_h é o diâmetro hidráulico da placa, ρ é a massa específica do fluido, L_p é o comprimento efetivo para escoamento do fluido na placa, G_c é o fluxo mássico por canal e N_p é o número de passes do trocador.

De acordo com Kakaç, Liu e Pramuanjároenkik (2012), o diâmetro hidráulico (D_h) é definido por:

$$D_h = \frac{2b}{\theta} \quad (5)$$

onde b é a profundidade do canal da placa e θ é o fator de incremento de área ou fator de alargamento que possui valores típicos variando entre 1,1 e 1,5, conforme mencionado por Muley e Manglik (1999).

De acordo com Martin (1996), alguns autores usam uma definição diferente do diâmetro do canal de escoamento do fluido, um exemplo é o diâmetro equivalente, usado por Ayub (2003), que se refere a área projetada, definida pela eq. (6):

$$D_e = 2b = D_h \theta \quad (6)$$

Para o presente trabalho será adotado o conceito de diâmetro hidráulico.

O fluxo mássico por canal, G_c , varia consideravelmente de acordo com a configuração do trocador. Quando o número de canais (N_c) por passe é reduzido, o fluxo mássico (G_c) se eleva, resultando em maior efetividade na troca térmica juntamente com uma maior queda de pressão (GUT, 2003). O fluxo mássico, G_c , pode ser definido entre a razão da vazão mássica por canal e a área transversal de escoamento, conforme eq. (7):

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_c b W} \quad (7)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido do ramal, N_c o número de canais, b representa a profundidade do canal e W a largura efetiva da placa.

2.2.1.2 Correlações de fator de fricção

Diversas pesquisas foram realizadas para estudo da queda de pressão em GPHEs, resultando em correlações baseadas no fator de fricção de Fanning (f). Os critérios de aplicação das correlações, se limitam às ranhuras das placas e regimes de turbulência dos escoamentos. Observa-se que para os trocadores de calor SWPHE e DWPHE não há correlações específicas, sendo utilizadas as correlações dos trocadores convencionais de placas simples para os cálculos de queda de pressão.

A Tabela 2 apresenta algumas das correlações comumente utilizadas na literatura.

Tabela 2 - Correlações de fator de fricção desenvolvidas para PHEs.

Correlação	Critério de aplicação				Fonte
$f = 2,5Re^{-0,3}$	Re > Re _{cr} , 10 < Re _{cr} < 400				Cooper (1974)
$f = 0,62Re^{-0,21}$	Re ≥ 500, β ≤ 25°				Bond (1981)
$f = 0,742Re^{-0,21}$	Re ≥ 400, β = 30°				
$f = 0,78Re^{-0,16}$	Re ≥ 300, β = 40°				
$f = 1,3Re^{-0,19}$	Re ≥ 300, β = 45°				
$f = 3,1Re^{-0,19}$	Re ≥ 100, β ≥ 60°				
$f = 2,573Re^{-0,1513}$	800 ≤ Re ≤ 4300, β = 60°				Kumar e Singh (2017)
$f = 51,5Re^{-1}$	Re < 16, β = 60°				Muley e Manglik (1999)
$f = 17,0Re^{-0,6}$	16 ≤ Re ≤ 100, β = 60°				
$f = 2,48Re^{-0,2}$	Re ≥ 800, β = 60°				
$f = 5,03 + \frac{755}{Re}$	90 < Re < 400, β = 60°				Focke, Zachariades e Oliver (1985)
$f = 26,8Re^{-0,209}$	400 < Re < 16000, β = 60°				
$f = C_2Re^{-p}$	β	Re	C ₂	p	Thonon (1996)
	30	≤ 160	45,57	0,670	
		> 160	0,37	0,172	
	45	≤ 200	18,19	0,682	
		> 200	0,6857	0,172	
	60	≤ 550	26,34	0,830	
> 550		0,572	0,217		
75	≤ 1000	28,21	0,900		
	> 1000	0,872	0,392		
$f = \frac{K_p}{Re^m}$	β	Re	K _p	m	Kakaç, Liu e Pramuanjáoenkik (2012)
	≤ 30	< 10	50,000	1,000	
		10-100	19,400	0,589	
		> 100	2,990	0,183	
	45	< 15	47,000	1,000	
		15-300	18,290	0,652	
		> 300	1,441	0,206	
	50	< 20	34,000	1,000	
		20-300	11,250	0,631	
		> 300	0,772	0,161	
	60	< 40	24,000	1,000	
		40-400	3,240	0,457	
> 400		0,760	0,215		
≥ 65	< 50	24,000	1,000		
	50-500	2,800	0,451		
	> 500	0,639	0,213		

Fonte: Autor (2022).

2.2.2 Modelagem térmica

2.2.2.1 Coeficiente global de transferência de calor

A transferência de calor através de um meio físico pode ser expressa de maneira análoga à lei do resfriamento de Newton (CENGEL, 2004), que é apresentada pela equação abaixo:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LMTD} \quad (8)$$

onde U é o coeficiente global de troca térmica, A é a área de troca térmica do trocador e ΔT_{LMTD} é a diferença de temperatura média logarítmica entre os fluidos.

A média logarítmica das diferenças de temperaturas (ΔT_{LMTD}) para um trocador pode ser definido pela eq. (9). Nesse caso, os subscritos 1 e 2 não se referem ao fluido quente e frio, mas sim os diferenciais de temperatura dos fluidos na entrada e saída do trocador.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (9)$$

De acordo com Shah e Sekulić (2003), a definição de ΔT_1 e ΔT_2 são em função do sentido de escoamento do trocador, contracorrente ou paralelo, sendo definidas respectivamente pelas equações abaixo e ilustradas na Figura 23.

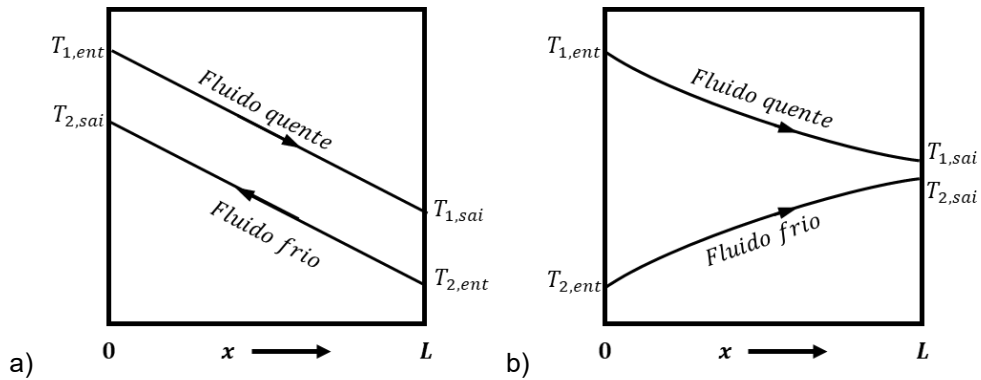
Para escoamento contracorrente, têm-se:

$$\Delta T_1 = T_{1,ent} - T_{2,sai} \quad \Delta T_2 = T_{1,sai} - T_{2,ent} \quad (10)$$

Enquanto para escoamento paralelo, têm-se:

$$\Delta T_1 = T_{1,ent} - T_{2,ent} \quad \Delta T_2 = T_{1,sai} - T_{2,sai} \quad (11)$$

Figura 23 - Distribuição de temperatura em um trocador de: a) escoamento contracorrente e b) paralelo.

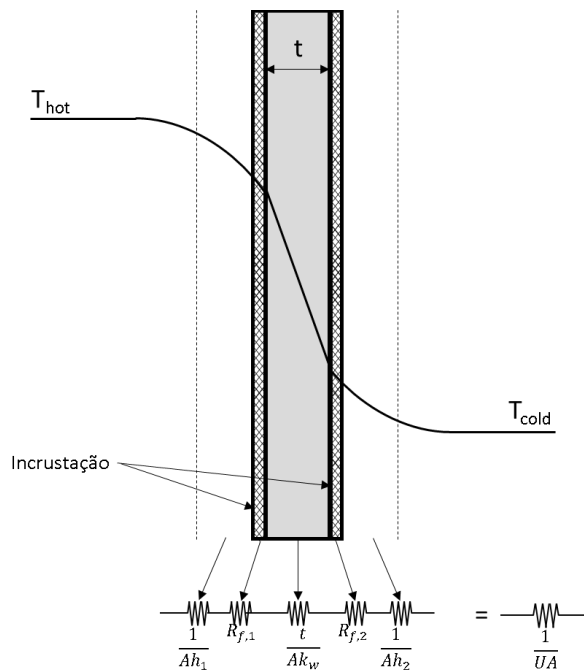


Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić (2003).

O coeficiente global de transferência de calor é definido como o inverso da resistência para a troca térmica entre os fluidos quente e frio, conforme ilustrado na Figura 24. Para seu cálculo, são necessários os coeficientes convectivos de cada fluido h_1 e h_2 , a espessura da placa t , sua condutividade térmica k_w e os fatores de incrustação $R_{f,1}$ e $R_{f,2}$ (GUT, 2003), apresentado na equação abaixo:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{AR_t} = \frac{1}{Ah_1} + R_{f,1} + \frac{t}{Ak_w} + \frac{1}{Ah_2} + R_{f,2} \tag{12}$$

Figura 24 - Circuito térmico para PHE.



Fonte: Adaptado de GUT (2003).

Para a definição dos coeficientes convectivos individuais de cada fluido, são utilizados correlações em função do número de Nusselt (Nu) que tem quatro parâmetros empíricos a_1, a_2, a_3 e a_μ (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

$$Nu = a_1 Re^{a_2} Pr^{a_3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{a_\mu} \quad (13)$$

onde, μ , representa a viscosidade dinâmica média do fluido, μ_w a viscosidade dinâmica do fluido na parede da placa e os adimensionais Nusselt, Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) são definidos por:

$$Nu = \frac{hD_h}{k}, \quad Re = \frac{G_c D_h}{\mu}, \quad Pr = \frac{c\mu}{k} \quad (14)$$

onde h representa o coeficiente convectivo do fluido, k a condutividade térmica do fluido e c o calor específico do fluido.

São usualmente adotados na literatura para os parâmetros a_3 e a_μ , valores de 1/3 e 0,14, respectivamente. Outros como a_1 e a_2 são determinados experimentalmente para o desenvolvimento de correlações, utilizando métodos como o de *Wilson Plot* que será estudado nesse trabalho.

2.2.2.2 Método de *Wilson Plot*

Wilson (1915) desenvolveu um método gráfico para avaliar o coeficiente médio de transferência de calor em condensadores do tipo casco e tubo, nos quais um fluido de resfriamento flui pelo tubo interno enquanto vapor em condensação ocupa a região do casco.

No método original, referido na literatura como método gráfico de Wilson (*Wilson Plot method*), o conceito principal é a separação da resistência térmica global (R_t) em resistências individuais: da convecção do fluido externo (R_e) e interno (R_i) e da condução através da parede (R_w). A resistência total é apresentada pela eq. (15):

$$R_t = R_e + R_i + R_w \quad (15)$$

A série de resistências se assemelha àquela apresentada no esquema da Figura 24, entretanto, aplicada à estrutura de uma placa contendo todas as resistências de troca. Aplicando a mesma em um trocador casco e tubo, a equação resultante pode ser expressa como:

$$R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi k_w L_w} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (16)$$

onde h_i é o coeficiente convectivo do fluido escoando internamente nos tubos, h_e é o coeficiente convectivo do fluido escoando externamente aos tubos, A_i é a área de troca térmica interna dos tubos, A_e é a área de troca térmica externa dos tubos, d_i é o diâmetro interno do tubo, d_e é o diâmetro externo do tubo, k_w é a condutividade do tubo e L_w é o comprimento do tubo.

Com base nas condições específicas de seu experimento, Wilson teorizou que uma alteração na vazão mássica do fluido frio seria o principal fator responsável pela variação na resistência térmica total (R_t), enquanto as demais parâmetros permaneceriam praticamente inalteradas. Assim, ele estabeleceu que as resistências térmicas de convecção do fluido externo (R_e) e do tubo (R_w) como constantes, conforme demonstrado na eq. (17):

$$R_w + R_e = C_1 \quad (17)$$

O autor estabeleceu que, em um escoamento turbulento completamente desenvolvido no interior de um tubo, mantendo as propriedades físicas do fluido constantes, o coeficiente de convecção desse fluido é diretamente proporcional à sua velocidade reduzida (V_r):

$$h_i = C_2 V_r^n \quad (18)$$

onde C_2 é uma constante determinada pelo método, V_r é a velocidade reduzida do fluido e n é o expoente da velocidade. A velocidade reduzida considera a variação das propriedades do fluido e do diâmetro do tubo, sendo hoje conhecida como número de Reynolds (POREDOŠ *et al.*, 2013).

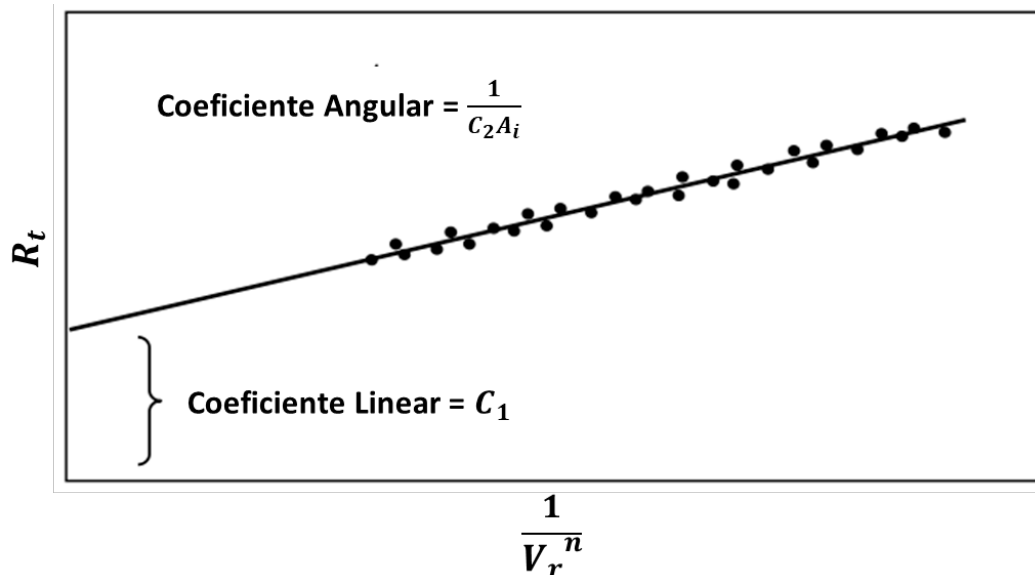
Embora esse valor seja geralmente obtido experimentalmente, na maioria dos casos, n tem um valor aproximado de 0,8, conforme observado por Tychanicz-Kwiecie (2022).

Com a combinação das eqs. (15), (17) e (18), a R_t se torna uma função linear representada pela eq. (19).

$$R_t = \frac{1}{C_2 A_i} \frac{1}{V_r^n} + C_1 \quad (19)$$

Tendo assim o coeficiente angular da reta representado por $\frac{1}{C_2 A_i}$ e o coeficiente linear por C_1 , ilustrados graficamente na Figura 25.

Figura 25 - Método Gráfico de Wilson.



Fonte: Adaptado de Fernández et al. (2007).

A equação da linha reta, que corresponde aos dados experimentais, é determinada analiticamente por meio da aplicação de métodos de análise de regressão linear. Portanto, as constantes C_1 e C_2 podem ser estimadas, e os coeficientes de convecção internos e externos podem ser avaliados como uma função

da velocidade do líquido de resfriamento (FERNÁNDEZ-SEARA *et al.*, 2007). Com os primeiros desenvolvimentos do método de Wilson, algumas correlações gerais descrevendo a transferência de calor por convecção surgiram (TYCHANICZ-KWIECIE, 2022).

Meyer e Paepe (2020) resumiram as considerações feitas para aplicação do método:

1. Variações desprezíveis das propriedades do fluido nos tubos durante os diferentes experimentos;
2. Efeito insignificante da viscosidade na parede $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ para obtenção do número de Nusselt;
3. Resistências constantes da parede e fluido no casco (C_1);
4. Resistências de incrustações desprezíveis;
5. Valor presumido de $n = 0,82$, que foi proposto após um procedimento de tentativa e erro.

O método de *Wilson Plot* demanda um conjunto de experimentos com o objetivo de obter uma correlação dos coeficientes de transferência de calor para o fluido de interesse, fluido que tem variação de sua vazão ao longo dos experimentos. Durante esses experimentos, a vazão mássica do fluido de interesse é alterada sistematicamente, enquanto as condições operacionais do outro fluido, de não interesse, são mantidas constantes (vazão mássica e temperatura média). A partir dos dados medidos no fluido de interesse, é possível determinar o coeficiente de transferência de calor e, conseqüentemente, uma correlação de Nusselt para o fluido (MEYER; PAEPE, 2020).

Como apontado por Shah (1990), uma vez que o método original do gráfico de Wilson se baseia em várias suposições, ele possui algumas limitações práticas:

- L1.** A vazão mássica e temperatura do fluido de não interesse devem ser mantidas constantes para que sua resistência térmica (R_e) permaneça constante;
- L2.** O expoente de Reynolds do fluido de interesse deve ser conhecido previamente;
- L3.** O número de Nusselt do fluido de interesse deve ter apenas uma variável desconhecida. Isso implica que todos os testes devem ser feitos com o

fluido de interesse no mesmo regime de escoamento e com o expoente de Reynolds conhecido;

- L4.** Variações nas propriedades do fluido de interesse e do tubo são desprezíveis. Sendo a maioria delas consideradas no termo $(1/Re^n Pr^{\frac{1}{3}})$. Porém, o método não pode considerar a correção $(\mu/\mu_w)^{0,14}$, ou seja, para fluidos viscosos deverá haver alguma correção;
- L5.** Fatores de incrustações devem ser constantes em ambos os fluidos em todos os experimentos, podendo considerar assim o coeficiente linear da reta como constante.

Shah (2003) acrescenta outra limitação: a necessidade da dominância da resistência térmica do fluido com parâmetros constantes sobre o de interesse, ou seja, a condutância térmica do fluido de interesse deve ser significativamente menor do que a do fluido constante. Isso pode ser alcançado usando vapor, água quente ou fria em vazões mássicas elevadas no lado constante. No entanto, se o fluido no lado de interesse for água ou outro líquido e tiver um elevado coeficiente de transferência de calor, pode não representar uma resistência térmica dominante, mesmo se o vapor condensando for usado do outro lado. Isso ocorre porque a resistência térmica do fluido de teste pode estar na mesma ordem de grandeza da resistência térmica da parede.

A maioria das limitações inerentes ao método gráfico de Wilson pode ser amenizada a partir do uso de versões modificadas do método original. Meyer e Paepe (2020) elencaram as expressões alternativas do método original do gráfico de Wilson para superar algumas dessas limitações:

- 1. Limitação do expoente de Reynolds:** Para não assumir o valor constante de 0,8, que torna o método dos mínimos quadrados não linear, limitação L2, Briggs e Young (1969) apresentam um método para obtenção do coeficiente angular e linear com a aplicação do logarítmico natural;
- 2. Variação das propriedades físicas do fluido e resistência do tubo:** contornando a limitação L4, Meyer e Paepe (2020) apresentam um método de regressão não-linear com sucessivas regressões lineares em um processo iterativo;

- 3. Resistência térmica constante:** uma variação do método é apresentada por Briggs e Young (1969) com o objetivo de contornar a limitação L1, que possui três variáveis a serem determinadas. Nesse método, não é necessário manter constantes as vazões ou temperaturas dos fluidos, embora ainda haja variação quanto as propriedades físicas dos fluidos;
- 4. Procedimento experimental e limitações:** com a utilização dos métodos previamente apresentados, é possível aplicar o método original de *Wilson Plot* sem as limitações L1, L2 e L4. Sendo necessário dois conjuntos de testes, alternando a dominância da resistência térmica entre os fluidos. Diferentes abordagens das variáveis são feitas por autores e detalhadas nos respectivos trabalhos, como Briggs e Young (1969) e Churchill e Usagi (1972).

Utilizando o método para outros tipos de trocadores ou para contornar outras situações, diversos autores estudaram o método ao longo dos anos. Tychanicz-Kwiecie (2022) resumiu alguns estudos que são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Estudos da literatura do método de *Wilson Plot*.

Objetivo do estudo	Tipo de trocador	Conclusão	Referência
Revisão dos métodos originais e modificados de <i>Wilson Plot</i> .	-	Ampla gama de aplicações do método de Wilson, o método pode ser usado para analisar vários problemas de transferência de calor por convecção.	Fernández-Seara et al. (2007).
Apresentação de uma montagem experimental para aplicação do método <i>Wilson Plot</i> .	Tubos lisos e tubos corrugados.	Consistência dos resultados obtidos experimentalmente com correlações.	Fernández-Seara et al. (2005).
Transferência de calor para fluido monofásico e características de queda de pressão	Tubos com micro aletas inseridos em um trocador de calor de duplo tubo.	Uma sugestão de uma equação geral de transferência de calor em função do número de Reynolds.	Wang et al. (1996).
Determinação de correlações de coeficiente de troca para fluidos monofásicos.	Trocador de calor com tubos de alumínio de multiportas e mini canais.	Em um regime transiente foram obtidos experimentalmente números de Nusselt conforme previsto. Para escoamento laminar não foi obtido	Fernando et al. (2008).
Estudos das características térmicas e hidráulicas com o uso do método de <i>Wilson Plot</i> para determinar a resistência térmica total.	Casco e serpentina e trocador a placas brasado.	Comparação das características térmicas e de incrustação entre casco e serpentina e trocador a placas brasado.	Kyoungmin e Koo (2016).
Determinação da correlação do número de Nusselt com o uso do método de <i>Wilson Plot</i> .	Trocador de calor de duplo tubo com aletas longitudinais.	Aplicação do método correspondeu bem aos dados experimentais aplicados a um nano fluido a base de água.	Baba et al. (2018).
Transferência de calor convectiva com o uso de <i>Wilson Plot</i> .	Trocador de calor de duplo tubo e helicoidal.	Resultados satisfatórios entre experimento e resultados numéricos.	Sheeba et al. (2019).
Desenvolvimento de um método modificado de <i>Wilson Plot</i> para obter estatisticamente as características térmicas dos trocadores de calor.	Trocador de calor de mini canais.	O novo método estatístico para determinação das características térmicas de trocadores de calor de mini e micro canais é derivado e verificado experimentalmente.	Rybiński W. (2018).
Considerações teóricas que afetam a precisão das medições de temperatura em termos de aplicabilidade do método de <i>Wilson Plot</i> .	-	Para aplicações monofásicas, há uma simplificação nos cálculos com o uso de coeficientes de troca. Quando submetidos a pequenos diferenciais de temperatura, os coeficientes possuem grande incerteza.	Rose (2004).
A análise de incerteza aplicada aos resultados obtidos pelo método de <i>Wilson Plot</i> .	Trocador de tubos lisos horizontais.	Influência da incerteza de medição da temperatura e vazão da água, temperatura do vapor no coeficiente de troca.	Uhia et al. (2013).

Fonte: Adaptado de Tychanicz-Kwiecie (2022).

2.2.2.3 Correlações de Nusselt

Diversas pesquisas foram realizadas em trocadores de calor de placas, resultando nas mais variadas correlações. As correlações desenvolvidas podem ser aplicadas em várias faixas de número de Reynolds e para diferentes fluidos. A maioria emprega o ângulo de corrugação, β , como parâmetro dimensional.

A Tabela 4 apresenta algumas correlações de Nusselt encontradas na literatura.

Tabela 4 - Correlações de número de Nusselt desenvolvidas para PHEs.

Correlação	Critério de aplicação				Fonte
$Nu = C \left(\frac{D_e G_c}{\mu} \right)^n \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^m \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^x$	C = 0,15 – 0,40 n = 0,65 – 0,85 m = 0,30 – 0,45 x = 0,05 – 0,20 Re > 2000				Marriot (1971)
$Nu = a_1 Re^{a_2} Pr^{a_3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{a_4}$	β	Re	a_1	a_2	Saunders (1988)
	\leq	≤ 10	0,718	0,349	
	30°	> 10	0,348	0,663	
		< 10	0,718	0,349	
	45°	10 - 100	0,400	0,598	
		> 100	0,300	0,663	
		< 20	0,718	0,349	
	50°	20 - 300	0,400	0,598	
		> 300	0,300	0,663	
		< 20	0,562	0,326	
	60°	20 - 400	0,306	0,529	Okada et al (1972)
		> 400	0,108	0,703	
		< 20	0,562	0,326	
	\geq	20 - 500	0,331	0,503	
	65°	> 500	0,087	0,718	
$Nu = 0,1528 Re^{0,66} Pr^{0,4}$		400 \leq Re \leq 15000			
	β	Re	C1	C2	
	0°	8000 – 56000	0.021	0.868	
	30°	120 – 1000	0.77	0.54	
		1000 - 42000	0.44	0.64	
$Nu = C1 Re^{C2} Pr^{0.5}$	45°	< 20	1.67	0.44	Focke, Zachariades and Olivier (1985)
		45 - 300	0.405	0.7	
		300 – 2000 2000-20000	0.84	0.6	
60°	20 - 150	1.89	0.46		
	150 - 600	0.57	0.7		
	600 - 16000	1.112	0.6		

	72°	200-4000	1.45	0.58	
	80°	27-500 500-2800	1.05 1.98	0.64 0.54	
	90°	300-14000	0.98	0.63	
<hr/>					
	$Nu = 0,10R_e^{0,687}Pr^{0,33}$		$50 \leq Re \leq 15000, \beta = 15^\circ$		
	$Nu = 0,2267R_e^{0,631}Pr^{0,33}$		$50 \leq Re \leq 15000, \beta = 30^\circ$		
	$Nu = 0,2998R_e^{0,645}Pr^{0,33}$		$50 \leq Re \leq 15000, \beta = 45^\circ$		Thonon (1996)
	$Nu = 0,2946R_e^{0,70}Pr^{0,33}$		$50 \leq Re \leq 15000, \beta = 60^\circ$		
<hr/>					
	$Nu = 0,09R_e^{0,71}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$		$Re \geq 500, \beta \leq 25^\circ$		
	$Nu = 0,104R_e^{0,71}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$		$Re \geq 400, \beta = 30^\circ$		
	$Nu = 0,133R_e^{0,73}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$		$Re \geq 400, \beta = 40^\circ$		Bond (1981)
	$Nu = 0,29R_e^{0,67}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$		$Re \geq 100, \beta = 45^\circ$		
	$Nu = 0,309R_e^{0,68}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$		$Re \geq 100, \beta \geq 60^\circ$		
<hr/>					
	$Nu = 0,57R_e^{0,5}Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,16}$		$20 \leq Re \leq 200, \beta = 30^\circ \text{ e } 60^\circ$		
	$Nu = 0,1096R_e^{0,78}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$		$Re \geq 1000, \beta = 30^\circ \text{ e } 60^\circ$		Muley and Manglik (1997)
<hr/>					
	$Nu = 0,72R_e^{0,59}Pr^{0,4}\phi^{0,41} \left(\frac{90 - \beta}{30}\right)^{0,66}$		$100 \leq Re \leq 4000$ $30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$		Chisholm and Wanniarachchi (1992)
<hr/>					
	$Nu = 0,44 \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,38} R_e^{0,5}Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$		$Re \leq 400$ $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$		
<hr/>					
	$Nu = abR_e^c Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$				
	$a = 0,2668 - 0,006967 + 7,244 \cdot 10^{-5}\beta^2$		$Re \geq 1000$		
	$b = 20,78 - 50,94\phi + 41,1\phi^2 - 10,51\phi^3$		$30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$		
	$c = 0,728 + 0,0543sen \left[\left(\frac{\pi\beta}{45}\right) + 3,7 \right]$		$1 \leq \phi \leq 1,5$		Muley et al. (1999)

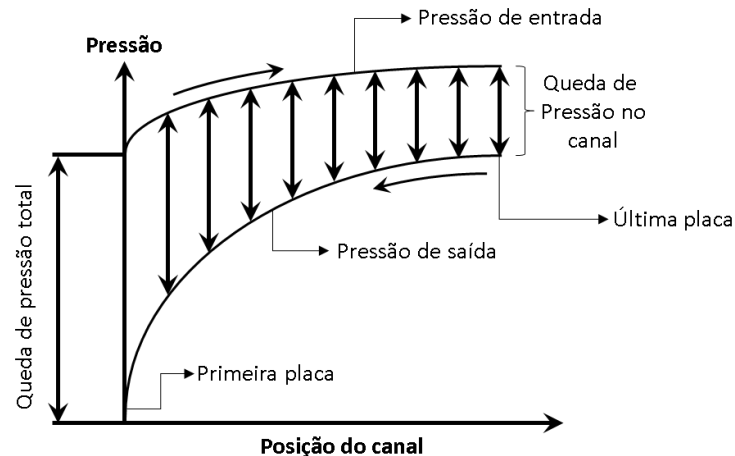
Fonte: Autor (2022).

2.3 MÁ DISTRIBUIÇÃO DO ESCOAMENTO

As correlações térmicas e hidrodinâmicas desenvolvidas para trocadores de calor têm como fundamento a distribuição simétrica do fluido ao longo dos seus canais de escoamento, sendo essa condição diretamente ligada ao desempenho do equipamento. A má distribuição do escoamento prejudica o desempenho térmico e hidráulico, e causa uma heterogeneidade local nos campos térmico e de pressão (THONON; MERCIER; FEIDT, 1992).

A Figura 26 ilustra a distribuição de pressão ao longo dos canais em um trocador de calor com arranjo de escoamento em 'U' (ver seção 2.1.3.3).

Figura 26 - Distribuição de pressão ao longo dos canais em um trocador com arranjo em 'U'.

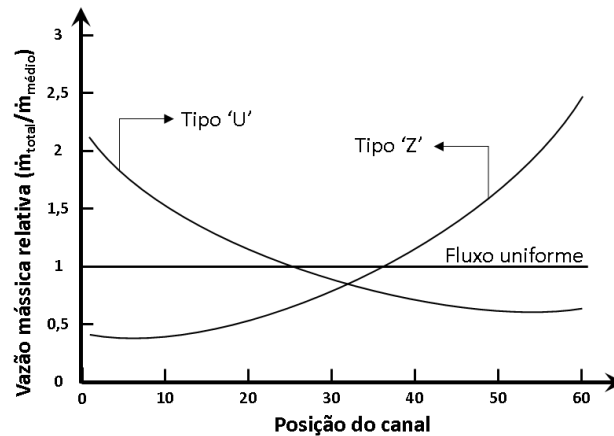


Fonte: Adaptado de Thonon e Mercier (1996).

A má distribuição do escoamento é influenciada pelo arranjo de escoamento, pelas velocidades dos fluidos nos canais e pela relação entre o comprimento e a largura da placa. Uma relação comprimento e largura em torno de 1,8 é considerada adequada para minimizar esse efeito indesejado (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

A Figura 27 apresenta a variação adimensional da vazão mássica ao longo de 60 canais em diferentes configurações de escoamento, como 'U' e 'Z', ambos com um único passe. Esse experimento foi conduzido por Thonon et al. (1992).

Figura 27 - Distribuição de escoamento em função do arranjo de escoamento para trocador 01 passe e 60 canais.



Fonte: Adaptado de Thonon e Mercier (1996).

De acordo com Thonon e Mercier (1996), a má distribuição torna-se um problema relevante quando existem mais de 20 canais para cada passe no trocador de calor. Além disso, o tipo de ranhura também desempenha um papel importante, já que as ranhuras que aumentam a turbulência tendem a favorecer a má distribuição. É importante ressaltar que a queda de pressão está diretamente relacionada ao quadrado da velocidade do fluido; portanto, diferenças na distribuição do escoamento entre os canais do trocador de calor de placas podem ter um impacto significativo na queda de pressão. Por outro lado, a carga térmica do trocador e a incrustação são afetadas em menor escala pela má distribuição.

Bassiouny e Martin (1984) realizaram um estudo analítico com o objetivo de introduzir o parâmetro adimensional m^2 como uma medida da má distribuição no trocador de calor. De acordo com os autores, a distribuição de vazão é considerada uniforme quando o valor de m^2 está na faixa $-0,1 < m^2 < 0,1$. À medida que o módulo de m^2 aumenta, a vazão nos canais se torna desigual, indicando uma maior disparidade na distribuição do fluido ao longo do trocador de calor. A definição desse parâmetro é apresentada na equação abaixo:

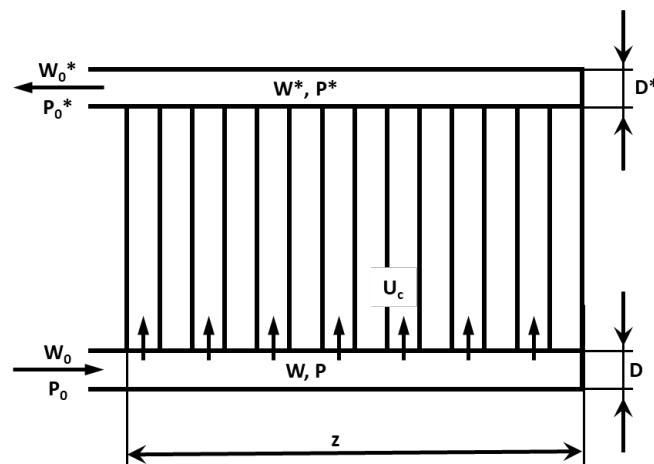
$$m^2 = \left[\left(\frac{2 - \beta'^*}{2 - \beta'} \right) \left(\frac{A'}{A'^*} \right) - 1 \right] \frac{2 - \beta'}{\zeta_c} \left(\frac{N_c A_c}{A'} \right)^2 \quad (20)$$

onde β' é a média da razão entre a velocidade axial no duto nos canais de entrada nas placas e a velocidade no duto de entrada, β'^* é a média da razão entre a

velocidade axial no duto nos canais de saída nas placas e a velocidade no duto de saída, A' é a área de seção transversal das conexões de entrada, A^* é a área de seção transversal das conexões de saída, ζ_c é o coeficiente de atrito, N_c é o número de canais para o fluido e A_c é a área de seção transversal do canal.

O sobrescrito '*' se refere a distribuição de saída, ilustrado na Figura 28 para um arranjo do tipo 'U'.

Figura 28 - Distribuição do escoamento em arranjo do tipo 'U'.



Fonte: Adaptado de Bassiouny (1984).

De acordo com Bobbili, Sunden e Das (2005), se as conexões de entrada e saída do trocador possuírem as mesmas dimensões, o parâmetro m^2 e o coeficiente de atrito (ζ_c) podem ser calculados através das equações abaixo:

$$m^2 = \frac{1}{\zeta_c} \left(\frac{N_c A_c}{A'} \right)^2 \quad (21)$$

$$\zeta_c = 4f \frac{L_p}{D_e} \quad (22)$$

A velocidade adimensional analítica (v_c) para um arranjo de escoamento do tipo 'U', é calculado pela eq. (23):

$$v_c = m \frac{\cosh m (1 - z)}{\sinh m} \quad (23)$$

onde z é a distância axial do canal, definido pela (24):

$$z = \frac{N_i}{N_c} \quad (24)$$

Com medições de pressões ao longo dos canais ou por um método iterativo é possível obter as vazões individuais e velocidades ao longo dos canais dos trocadores.

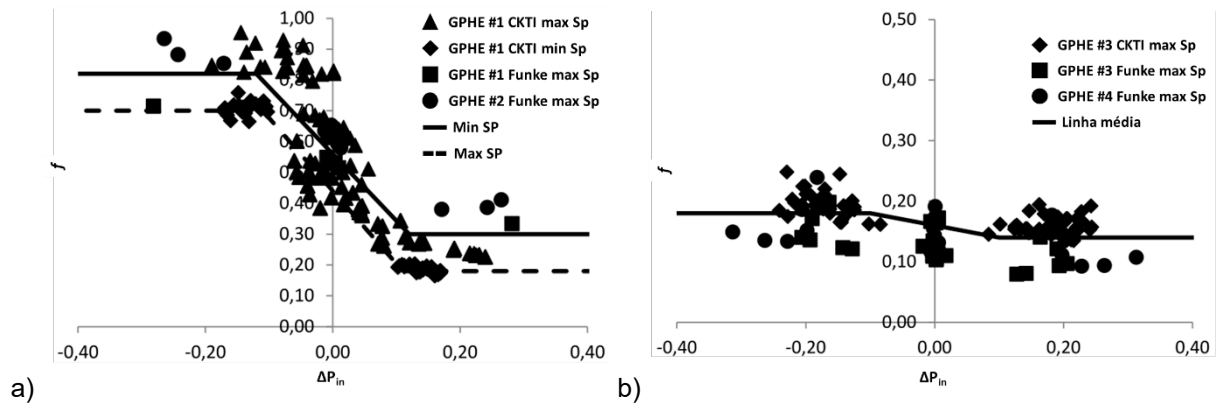
2.4 EFEITOS DO DIFERENCIAL DE PRESSÃO DE ENTRADA DOS RAMAIS

O efeito de deformação elástica das placas, decorrente da diferença de pressão entre os ramais, também conhecido como *breathing effect*, provoca uma redução na largura dos canais com menor pressão e um aumento na largura dos canais com maior pressão (LYCHAKOV *et al.*, 2017). Embora seja um fenômeno frequentemente negligenciado nos cálculos térmicos e hidrodinâmicos, ele pode aumentar significativamente a resistência hidráulica em até 3,5 vezes (LYCHAKOV *et al.*, 2017).

Lychakov *et al.* (2017) conduziram uma análise abrangente envolvendo seis configurações distintas de trocadores de calor, variando os diferenciais de pressão entre os fluidos, mantendo o número de Reynolds constante. Além disso, os autores realizaram testes em dois trocadores específicos, designados como GPHE #1 e GPHE #2, com diferentes níveis de aperto (S_p), utilizando dados fornecidos pelo CKTI (Centro de Pesquisa Térmica e Hidráulica de Khimki) e pela Funke GmbH (empresa alemã especializada na fabricação de trocadores de calor a placas).

A Figura 29 ilustra os resultados obtido pelos autores, demonstrando a relação entre o fator de fricção e o aumento do diferencial de pressão. Constatou-se que após um determinado valor, não havia mais alteração significativa do fator de fricção.

Figura 29 - Fator de fricção versus diferencial de pressão entre os ramais: a) GPHE #1 e GPHE #2 e b) GPHE #3 e GPHE #4.



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

Matyash et al. (2022) investigaram o efeito da deformação elástica em dois trocadores de calor, compostos por 21 e 9 placas, respectivamente. Assim como observado por Lychakov et al. (2017), eles constataram uma alteração no fator de fricção devido às diferentes pressões entre os ramais. Para corrigir a deformação da altura do canal, representada por b , os autores propuseram um fator de correção denominado k_d , utilizados nas equações abaixo:

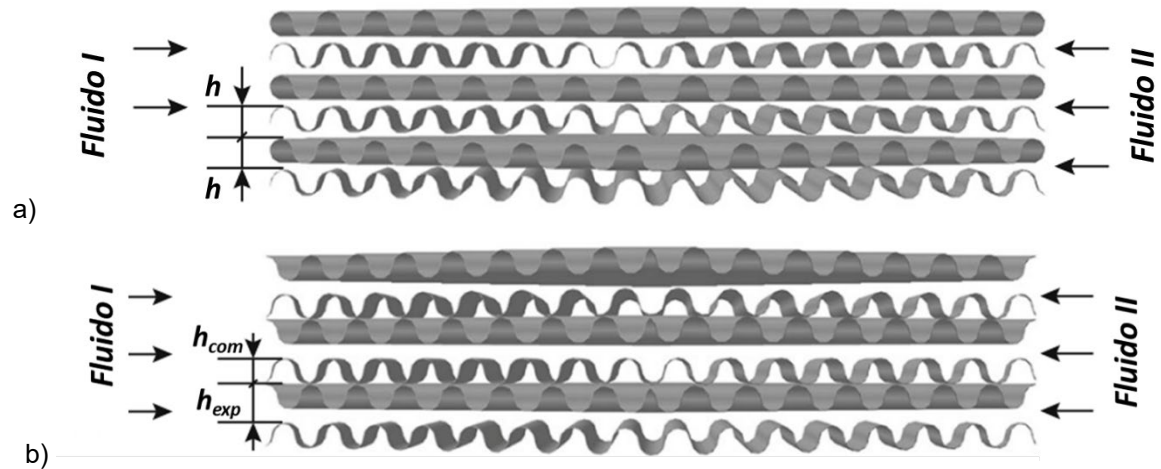
$$b_{est} = (1 - k_d)b \quad (25)$$

$$b_{exp} = (1 + k_d)b \quad (26)$$

onde b_{est} é a dimensão da profundidade do canal com o efeito do estrangulamento (menor pressão) e b_{exp} é a dimensão da profundidade do canal com o efeito da expansão (maior pressão).

Essas equações foram desenvolvidas para ajustar os efeitos da deformação das placas, possibilitando uma melhor compreensão do comportamento hidrodinâmico dos trocadores de calor analisados. Essa deformação é ilustrada na Figura 30.

Figura 30 – Diagrama esquemático da deformação elástica: a) sem deformação e b) com deformação.



Fonte: Adaptado de Matyash et al. (2022).

Santos et al. (2023) realizaram um estudo dos efeitos dos diferenciais de pressão entre os ramais em um trocador de calor, utilizando uma placa com dimensões de 373,8 mm de largura e 874 mm de altura. Suas investigações envolveram variações na profundidade do canal (b) de 2,5/4,0 mm, variação do ângulo (β) de 30/60°, e espessuras de placa (t) de 0,5/0,6/0,7 mm. Além disso, exploraram diferentes materiais, sendo aço inoxidável 316L e titânio Gr. 1.

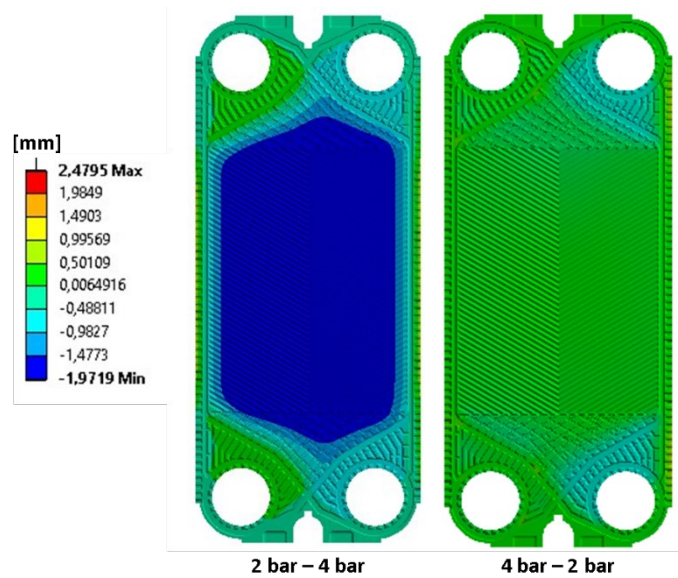
Os resultados expostos pelos pesquisadores revelam uma influência expressiva do diferencial de pressão entre os ramais nos fatores de fricção, em contraste com a mínima influência observada no número de Nusselt. Destaca-se ainda que placas com ângulo β mais elevado são mais afetadas pelo diferencial de pressão.

Donati (2023) conduziu uma investigação combinando abordagens numéricas e experimentais, para analisar os efeitos das variações de pressão entre os ramais em um trocador de calor composto por quatro placas de ângulo chevron. As características geométricas dessas placas foram definidas com uma espessura (t) de 0,57 mm, um ângulo (β) de 60°, uma profundidade do canal (b) de 2,5 mm, e dimensões de 373,8 mm de largura e 874 mm de altura.

O estudo destacou a influência da estrutura nos ramais mais próximos a ela, sendo possivelmente relevante em trocadores com um menor número de placas. Além disso, foi identificada uma zona crítica de concentração de tensão na zona de distribuição, devido à ausência de suporte da gaxeta nessa área que causaram efeitos de expansão e contração nos canais. A Figura 31 apresenta com as torções

apresentadas nas placas em um carregamento assimétrico, ou seja, com uma diferença de pressão entre os ramais no trocador de calor.

Figura 31 - Torção das placas no eixo Z em carregamento assimétrico.



Fonte: Donati (2023).

Os autores concluem que o fator de fricção é significativamente afetado pelo diferencial de pressão entre os ramais, o que se mostra relevante, principalmente, para os resultados hidrodinâmicos dos trocadores de calor.

3 METODOLOGIA

Na seção de metodologia, serão apresentados os métodos e ferramentas utilizados para analisar o desempenho hidrodinâmico, térmico e de má distribuição dos trocadores de calor de placas GPHE, DWPHE e SWPHE. Os testes serão conduzidos em diferentes condições de operação, envolvendo variações de temperaturas, pressões e faixas do número de Reynolds.

O foco principal deste trabalho consiste em desenvolver correlações térmicas e hidrodinâmicas distintas para cada tipo de trocador, levando em consideração os efeitos causados pelas diferenças de pressão entre os ramais.

3.1 CONFIGURAÇÃO DOS TROCADORES

Os modelos de trocadores de calor com dimensões semelhantes foram selecionados para este estudo, a fim de isolar os efeitos das características construtivas dos diferentes tipos de trocadores. As dimensões gerais das placas e gaxetas para os três modelos de trocadores de calor utilizados estão apresentadas na Tabela 5, de acordo com os gabaritos ilustrados na Figura 4.

Essa abordagem permite uma comparação mais precisa e direta entre os trocadores de calor, pois reduz as influências decorrentes de diferenças dimensionais significativas. Ao manter as dimensões gerais semelhantes, podemos isolar especificamente as características hidrodinâmicas e térmicas distintas de cada tipo de trocador, fornecendo uma análise precisa aos objetivos do trabalho.

Tabela 5 - Dimensões de 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/mK	17 W/mK	17 W/mK
Espessura da placa	t	0,60 mm	0,40 mm	0,60 mm
Corrugação	-	<i>Chevron</i>	<i>Chevron</i>	<i>Chevron</i>
Ângulo de inclinação	β	60°	60°	60°
Sentido de escoamento	-	Vertical	Vertical	Vertical
Área efetiva de troca por placa	A_p	0,140 m ²	0,140 m ²	0,124 m ²

Comprimento efetivo para troca térmica	L	580 mm	580 mm	580 mm
Comprimento efetivo para escoamento	L _p	640 mm	640 mm	640 mm
Largura efetiva do canal	W	210 mm	210 mm	210 mm
Comprimento da onda (<i>pitch</i>)	p _x	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 gaxeta	L ₁	727,20 mm	727,20 mm	727,20 mm
Largura total gaxeta	W ₁	227,60 mm	227,60 mm	227,60 mm
Diâmetro gaxeta	Ø _D	78,60 mm	78,60 mm	78,60 mm
Altura total perfil gaxeta	L _{G1}	4,25 mm	4,25 mm	7,50 mm
Altura encaixe perfil gaxeta	L _{G2}	2,39 mm	2,39 mm	5,60 mm
Largura total perfil gaxeta	W _{G1}	8,60 mm	8,60 mm	8,30 mm
Largura base perfil gaxeta	W _{G2}	6,26 mm	6,26 mm	6,26 mm

Fonte: Autor (2024).

Embora os modelos de trocadores de calor selecionados tenham dimensões externas similares, como o ângulo de *chevron*, é importante ressaltar que existem diferenças decorrentes da própria construção da placa. Essas diferenças podem ser observadas nas dimensões da gaxeta do SWPHE e no canal do DWPHE, além de outras dimensões associadas.

No entanto, para este estudo, será adotada a fórmula proposta por Martin (1996), dependente das dimensões das placas como profundidade do canal (*b*) e o comprimento da corrugação (p_x), dada por:

$$\theta \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\pi b}{p_x}\right)^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{\left(\frac{\pi b}{p_x}\right)^2}{2}} \right) \quad (27)$$

3.2 DEFINIÇÃO DA QUANTIDADE DE PLACAS

A quantidade de placas utilizada nos testes experimentais será mantida constante ao longo do estudo, a fim de garantir a estabilidade e consistência dos resultados. A escolha do número de placas se baseará na obtenção de ramais simétricos, com igual quantidade de canais, e na minimização de má-distribuições significativas. Visto que uma má distribuição expressiva pode impactar nos resultados térmicos e hidrodinâmicos obtidos.

Para essa análise inicial, foram adotadas correlações da literatura para determinar o fator de fricção e o parâmetro m^2 . De acordo com Bassiouny (1984), a fim de evitar má-distribuições no escoamento, é recomendado que o valor do fator m^2 seja inferior a 0,1. Considerando a faixa de Reynolds alcançável pela bancada experimental, definiu-se a utilização de 39 placas para cada tipo de trocador de calor.

3.3 PROCEDIMENTO DE MONTAGEM

Para os testes experimentais foram utilizadas três estruturas semelhantes, cada uma composta por 39 placas do tipo H, ângulo de corrugação de 60° , e na configuração de montagem com um único passe. Todos os modelos possuem sentido de escoamento vertical, como indicado na Tabela 5, o que permite a montagem utilizando um único tipo de placa e gaxeta, bastando girar a placa em 180° , conforme exemplificado na Figura 32. Com a utilização do mesmo tipo de placa e gaxeta, essa montagem deve garantir a simetria geométrica entre os canais.

Figura 32 - Procedimento de montagem de placas.



Fonte: Adaptado de Bermo (2023).

A fixação das gaxetas nas placas dos trocadores de calor é padronizada em todos os modelos, sendo gaxetas do tipo clipadas, como ilustrado na Figura 33. Para esse propósito, é utilizado o material EPDM - Keltan® 4260C DE, que possui uma dureza de 80 ± 5 Shore A. Essa abordagem garante que não haja influência significativa das propriedades das gaxetas nos resultados dos testes.

Figura 33 - Tipo de fixação das gaxetas.



Fonte: Adaptado de Bermo (2023).

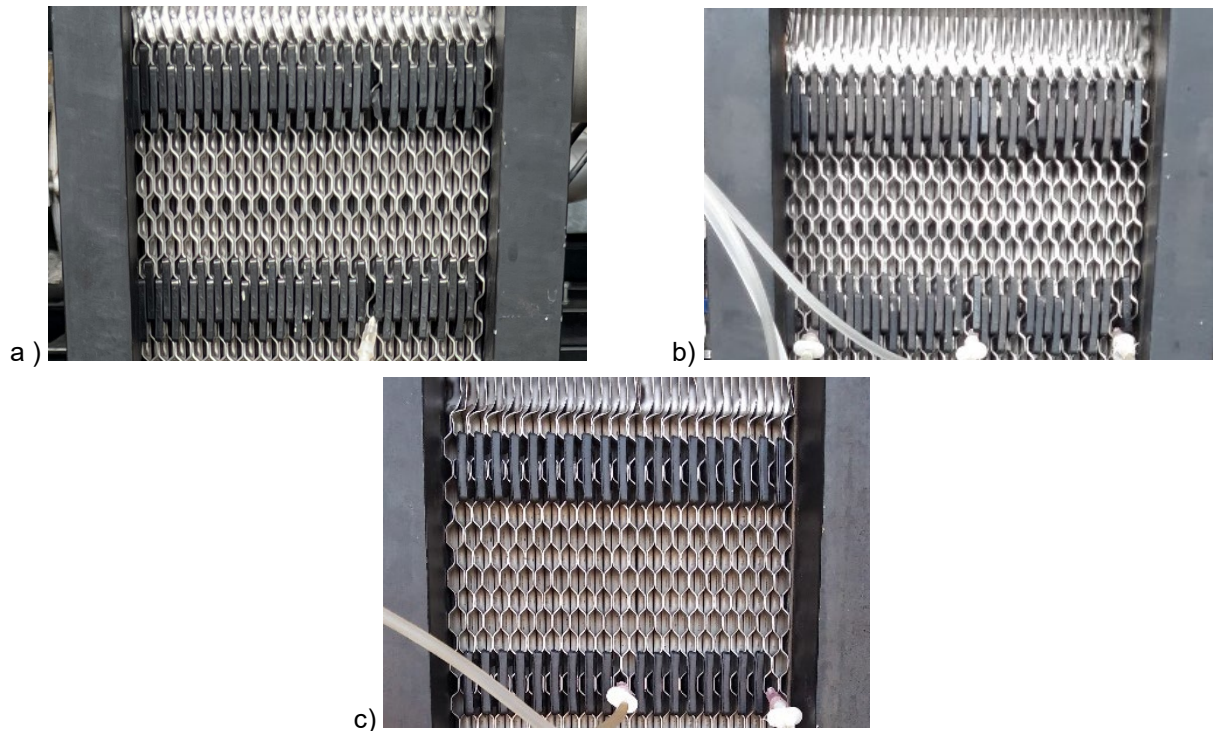
A Figura 34 apresenta os três trocadores montados para o presente trabalho, juntamente com uma placa adicional externa ao lado de cada um deles. Na vista frontal, não é possível distinguir os modelos dos trocadores, mas eles podem ser facilmente identificados pela construção da placa na vista lateral, conforme apresentado na Figura 35.

Figura 34 - Trocadores de calor a placas montados utilizados nesse trabalho.



Fonte: Autor (2024).

Figura 35 - Vista lateral do trocador: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



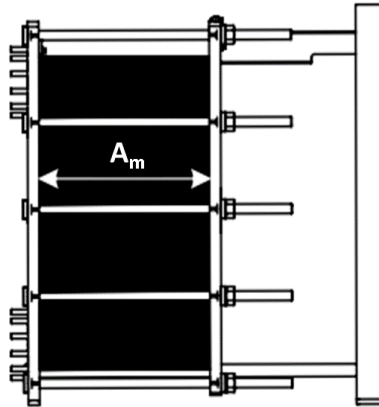
Fonte: Autor (2024).

Os equipamentos foram montados seguindo as instruções do fabricante, utilizando um método de aperto cruzado para garantir uma distribuição uniforme da pressão. O aperto foi realizado até os valores recomendados para a dimensão A_m serem atingidos, conforme mostrado na Figura 36.

Em relação ao aperto das placas, diferentes fabricantes possuem abordagens distintas. Por exemplo, Bermo e Kelvion estabelecem uma faixa de valores de aperto denominada A_{min} e A_{max} , enquanto outros fabricantes, como Alfa Laval, adotam apenas um aperto nominal com uma pequena tolerância.

Dentro da faixa de valores estabelecida pelos fabricantes, é assegurado um aperto que garante a vedação completa do equipamento para a pressão de projeto, ao mesmo tempo em que se aproveita ao máximo a durabilidade das vedações. O valor A_{max} , sendo o maior valor para a dimensão A , permite realizar apertos adicionais para estancar possíveis vazamentos. O valor limite seria o aperto estabelecido por A_{min} , sendo o menor valor para a dimensão A , o qual evita danos às placas, mantendo-se dentro do espaçamento nominal entre elas.

Figura 36 - Dimensão de aperto A em trocadores de calor a placas.



Fonte: Adaptado de Bermo (2023).

Para atender à dimensão nominal do espaçamento entre as placas (b), mencionado na Tabela 5, será utilizado para cálculos e experimentos o valor de A_{min} . Com esse objetivo, a eq. (28) foi empregada para cálculo desse parâmetro.

$$A_{min} = N_p(t + b) - b \quad (28)$$

onde N_p representa o número de placas no trocador, t a espessura das placas e b a profundidade do canal.

Com a utilização da equação acima e orientação do fabricante, as medidas de aperto em milímetros estão demonstrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Apertos mínimos e máximos dos trocadores de calor provenientes do fabricante.

Configuração	A_{min}	A_{max}
GPHE	137 mm	147 mm
DWPHE	145 mm	155 mm
SWPHE	136 mm	145 mm

Fonte: Autor (2024).

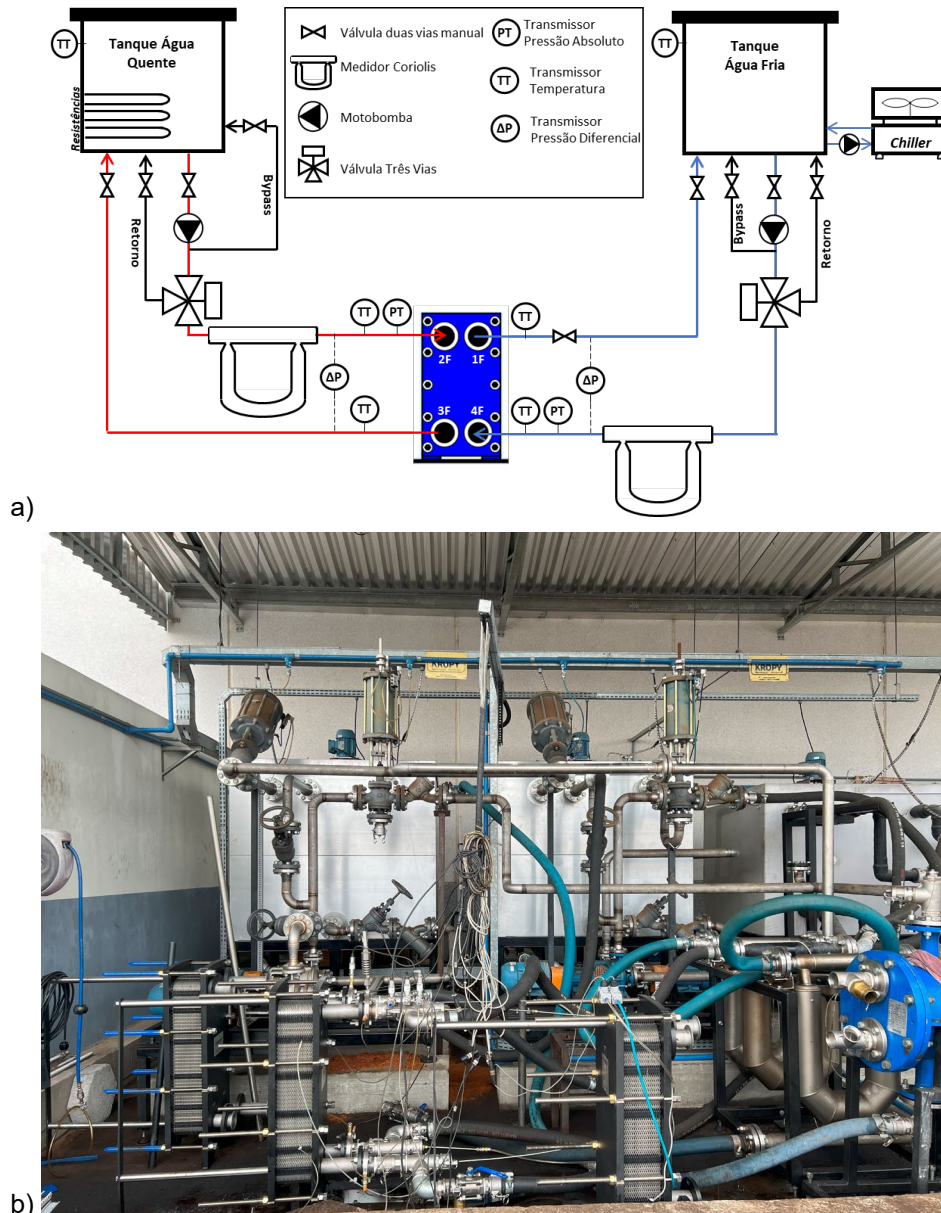
3.4 BANCADA EXPERIMENTAL

Com o intuito de realizar os testes necessários nos trocadores de calor avaliados, foi conduzida uma adaptação da bancada experimental no laboratório *Thermal Fluid Flow Group* (T2F), situado no Campus Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Essa bancada foi configurada para atender aos requisitos específicos do estudo e proporcionar as condições adequadas para as análises hidrodinâmicas e térmicas dos trocadores, conforme apresentado na Figura 37.

A bancada experimental é composta por três reservatórios de 1,0 m³ cada, destinados ao armazenamento de óleo quente, água quente e água fria. No contexto deste trabalho, apenas os reservatórios de água quente e água fria são utilizados. O tanque de água quente é aquecido por dois bancos de resistências elétricas, cada um com potência de 25 kW. Por sua vez, o reservatório de água fria é conectado a um *Chiller Heliotherm* com capacidade de refrigeração de 70 kW. Para o bombeamento dos fluidos, são utilizadas bombas centrífugas MultiSteel RF 32/160 de 5,0 cv e FAMAC modelo MB FN2 de 10,0 cv, que são controladas por inversores de frequência *Sinamics V20*.

As vazões dos fluidos são medidas individualmente por meio de sensores de vazão Coriolis Emerson CMF200M (0,05% RD). A medição das pressões é realizada utilizando dois transdutores de pressão Omega PX409-250GI-EH (0,08% BSL) nas entradas dos fluidos, e quatro transdutores diferenciais de pressão PX409-050DWUI (0,08% BSL), fabricados pela Omega. A temperatura é medida por sensores RTDs PT100-PMA-1/8-6-1/8-R-3 (0,15+0,002T °C), também do fabricante Omega, que são instalados na entrada e saída de ambos os fluidos. Todas as medições são registradas e armazenadas em um sistema de aquisição da *National Instruments*, utilizando o software LabVIEW.

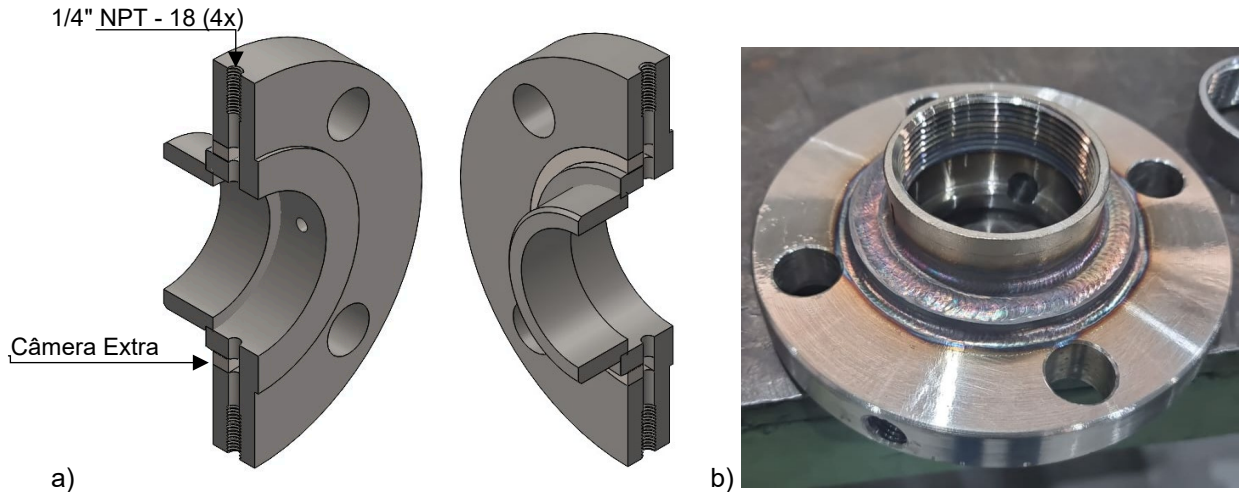
Figura 37 – a) Esquema bancada experimental T2F e b) Bancada experimental T2F com trocadores.



Fonte: Autor (2024).

Foi desenvolvida uma conexão especial que permite a instalação de até 4 sensores simultaneamente em uma posição próxima ao bocal do trocador de calor, como ilustrado na Figura 38. Essa conexão foi projetada de forma a acomodar os sensores de pressão e temperatura necessários para os experimentos, evitando o uso de outras conexões e mantendo a proximidade com o trocador. Isso contribui para reduzir possíveis variações nos resultados de medição, garantindo uma coleta de dados mais precisa e representativa das condições reais de operação.

Figura 38 - Flange para sensores de pressão e temperatura: a) Projeto e b) Produto acabado.



Fonte: Autor (2024).

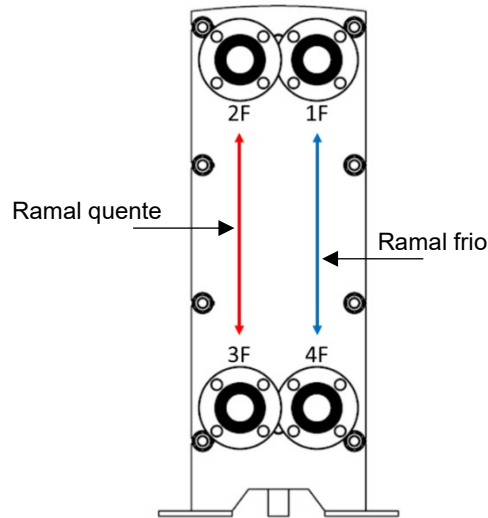
3.5 PROCEDIMENTOS

Nesta seção, serão apresentados os procedimentos dos testes a serem realizados nos trocadores de calor. Utilizou-se a mesma bancada experimental e os mesmos sensores descritos anteriormente para todos os testes. Para os procedimentos relacionados à análise hidrodinâmica e à má distribuição, utilizou-se exclusivamente o fluido do reservatório de água fria, sem a necessidade de utilizar o *chiller*, devido à ausência de troca térmica.

3.5.1 Procedimento experimental hidrodinâmico e de má distribuição

Para o procedimento hidrodinâmico e de má distribuição, inicialmente são abertas as válvulas de alimentação entre o tanque e a bomba, e entre a bomba e os trocadores de calor. O escoamento de água em temperatura ambiente é direcionado para o medidor *Coriolis*, onde a vazão mássica é medida. Em seguida, a água flui para dentro do trocador de calor e retorna ao tanque de origem. Embora o mesmo fluido, nas mesmas temperaturas sejam utilizados nos testes, será adotado a nomenclatura de 'ramal quente' e 'ramal frio' para os trocadores. Essa nomenclatura se refere respectivamente ao ramal localizado à esquerda e à direita do equipamento, considerando a visão frontal do mesmo, ilustrado na Figura 39.

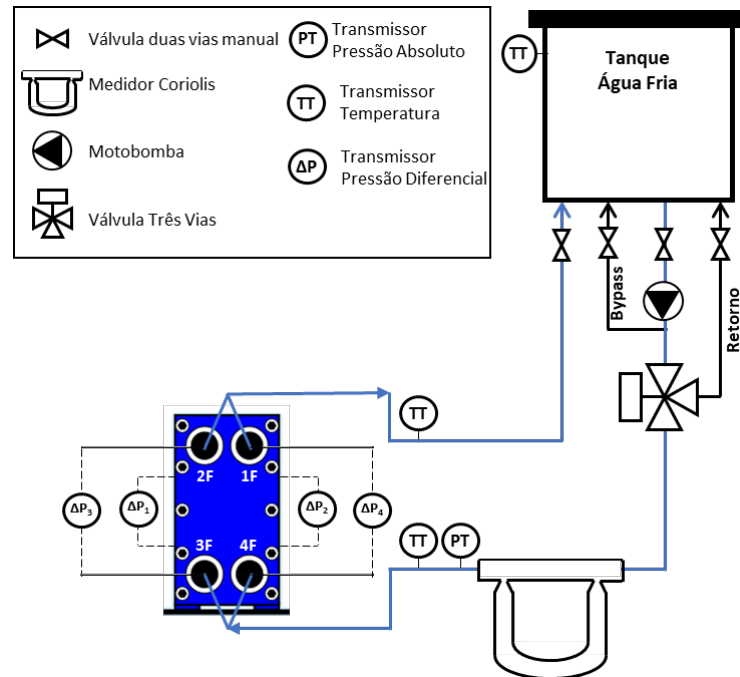
Figura 39 - Indicações dos ramais nos trocadores de calor.



Fonte: Autor (2024).

No caso do procedimento que denominaremos de configuração em paralelo, a vazão de água medida pelo medidor Coriolis é dividida igualmente entre os dois ramais através de uma mangueira com uma conexão em 'Y', ilustrado na Figura 40. Isso garante que as vazões e pressões nos dois ramais sejam equilibradas, evitando diferenças significativas que poderiam afetar os resultados do teste. Ao final do ciclo, a água de ambos os ramais é coletada e retorna ao tanque de origem. Esse arranjo permite uma análise comparativa entre os dois ramais, sem interferências de variações no escoamento ou na pressão.

Figura 40 – Fluxograma de bancada na configuração em paralelo.

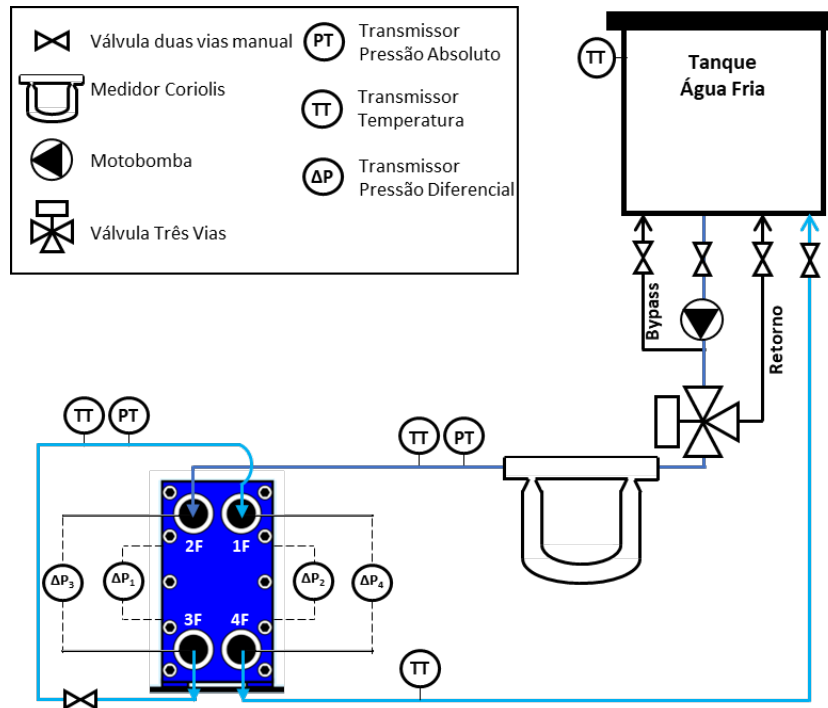


Fonte: Autor (2024).

No procedimento que denominaremos de configuração em série, segue-se o mesmo procedimento descrito anteriormente. No entanto, após o medidor de vazão, não é utilizada uma conexão em formato de 'Y'. Em vez disso, a saída do medidor de vazão é conectada diretamente a um dos ramos, e a saída desse ramo é direcionada para a entrada do outro ramo, conforme ilustrado na Figura 41. Após a saída de um ramo do trocador, é instalada uma válvula esfera que possibilita a alteração da queda de pressão entre os ramos antes de entrar no outro ramo.

Nessa configuração, mantém-se a vazão mássica em ambos os ramos, porém com pressões de entrada diferentes. Essa abordagem permite a análise comparativa entre os dois ramos, levando em consideração as diferenças de pressão que podem ocorrer durante o escoamento entre eles.

Figura 41 - Fluxograma de bancada na configuração em série.



Fonte: Autor (2024).

Para a medição da queda de pressão em ambos os ramais, foram utilizados os transdutores de pressão diferenciais PX409-050DWUI (0,08% BSL),, conforme ilustrado na Figura 42. Embora sejam ilustrados três sensores, para os testes efetuados, foram utilizados somente dois.

Figura 42 - Transdutores de pressão diferenciais.

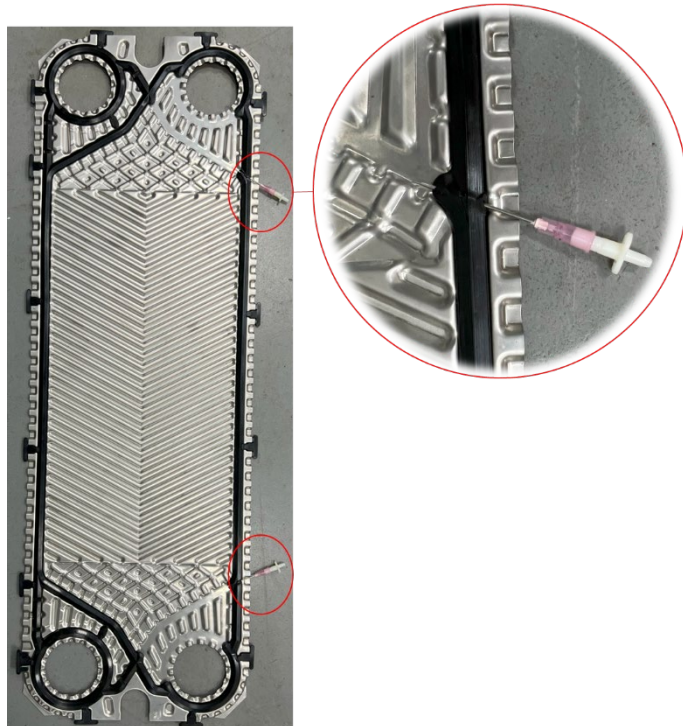


Fonte: Autor (2024).

Cada transdutor de pressão foi conectado a duas agulhas inseridas no início e no final da área de transferência de calor, permitindo assim a medição da queda de pressão no canal. As agulhas possuíam 38 mm de comprimento com diâmetro externo e interno de 1,2 mm e 1 mm, respectivamente. Esse procedimento foi utilizado por Tribbe e Muller-Steinhagen (2001) e visa quantificar a queda de pressão diretamente no canal de escoamento do fluido.

No caso dos trocadores de calor tipo GPHE e DWPHE, nos quais há gaxetas em ambos os ramais, as agulhas foram inseridas por meio de orifícios nas gaxetas, conforme ilustrado na Figura 43. Uma agulha foi posicionada na entrada e outra na saída de cada ramal para identificar o diferencial de pressão. Essas agulhas foram posicionadas na décima segunda placa para o ramal quente e na décima terceira placa para o ramal frio.

Figura 43 - Inserção de agulhas para medição de pressão para GPHE e DWPHE.

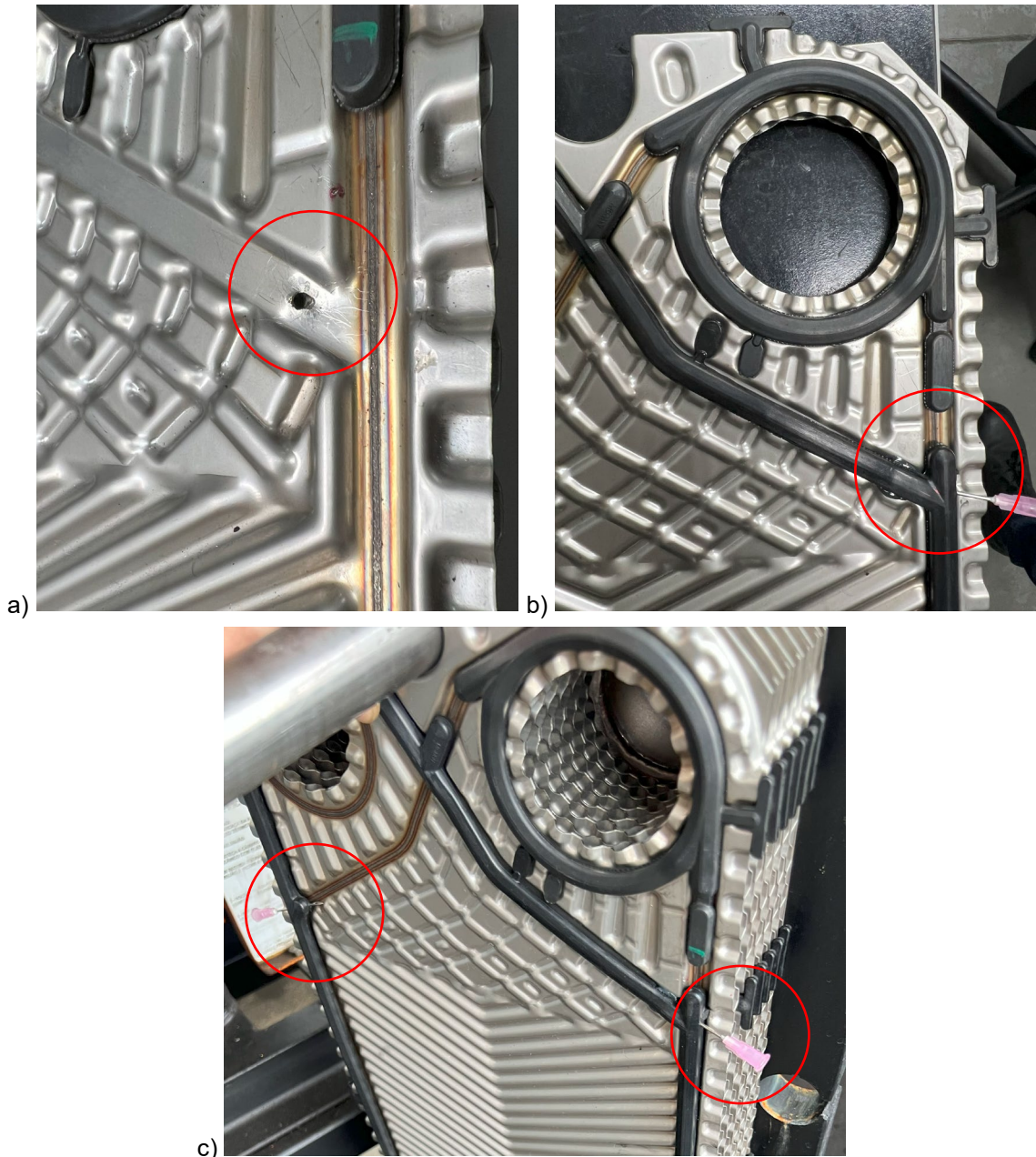


Fonte: Autor (2024).

Devido à construção da placa semi-soldada e à ausência de gaxeta em um dos ramais, foi necessário furar a placa cassete para a inserção da agulha no ramal soldado, conforme ilustrado na Figura 44a. A agulha é posicionada sob a gaxeta e o orifício para garantir uma vedação eficiente e evitar vazamentos. Além disso, o orifício

é preenchido com epóxi para garantir a ausência de qualquer tipo de vazamento durante os testes, conforme mostrado na Figura 44b. Para o lado gaxetado, é possível fazer uma furação na gaxeta similar ao executado nas placas GPHE e DWPHE, resultando em uma montagem final apresentada na Figura 44c.

Figura 44 - Inserção de agulhas para medição de pressão em SWPHE: a) Sem a gaxeta, b) Com a gaxeta e resina e c) Em ambos os ramais.



Fonte: Autor (2024).

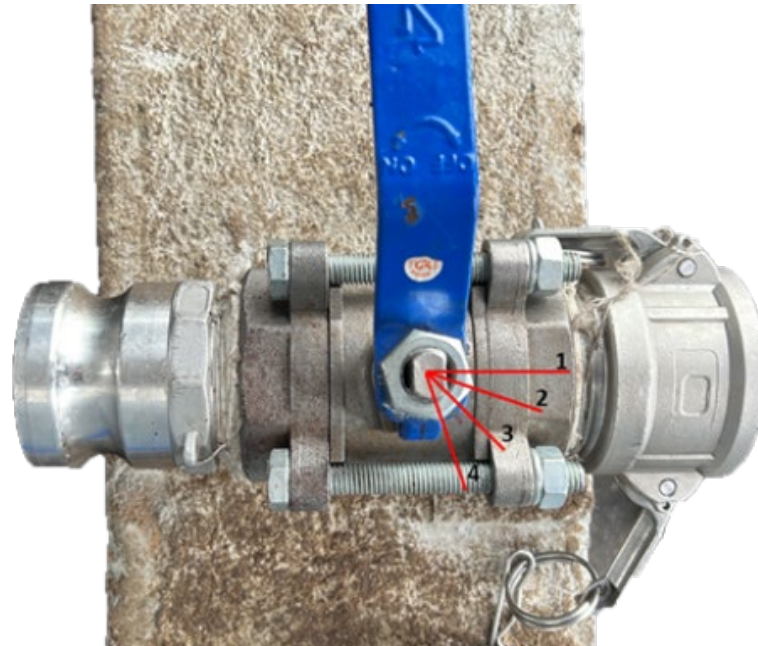
Após a montagem de todos os trocadores de calor com 39 placas, o procedimento é iniciado conectando o GPHE (placa simples), que servirá como

referência para as correlações de temperatura e para os demais trocadores. Em seguida, são realizados os testes no DWPHE e SWPHE. Com os sensores devidamente instalados, inicia-se o processo de retirada de ar de todos os sensores de pressão. Isso é feito ligando a bomba a uma frequência de 60 Hz e afrouxando levemente os sensores das conexões, permitindo que o ar escape até que apenas o líquido seja detectado nos sensores.

A faixa de temperatura do tanque foi definida entre 15°C e 35°C, levando em consideração os diferentes horários e durações dos testes a serem executados. O primeiro conjunto de testes realizado com o procedimento na configuração em paralelo, visando garantir a simetria geométrica entre os ramais, evitando interferências nos testes futuros. A frequência da bomba foi variada de 10 a 60 Hz, em intervalos de 10 Hz, resultando em um total de 6 conjuntos de testes. Para cada ramal, a vazão mássica de água fria variou de 1,42 kg/s a 8,00 kg/s aproximadamente.

Ao passar para o procedimento na configuração em série, segue-se o mesmo procedimento de retirada de ar. A variação da frequência da bomba, de 10 a 60 Hz, é realizada em intervalos para alcançar as mesmas vazões em cada ramal conforme os testes executados com o procedimento na configuração em paralelo. Devido aos ramais estarem conectados em sequência, há uma diferença de pressão de entrada entre os ramais devido à queda de pressão causada pelo próprio trocador. Isso impede a obtenção dos mesmos 6 pontos de teste utilizados na configuração em paralelo. Essa limitação é devida aos limites de vazões da bomba e ao limite de segurança de pressão da bancada, que é limitada em 6,0 bar. Para simular diferentes pressões entre os ramais, mantendo a vazão mássica, é utilizada uma válvula de esfera posicionada entre a saída do ramal 1 e a entrada do ramal 2, conforme ilustrado na Figura 41. A válvula de esfera é ajustada em 4 posições diferentes, conforme apresentado na Figura 45.

Figura 45 - Posições de abertura da válvula de esfera.

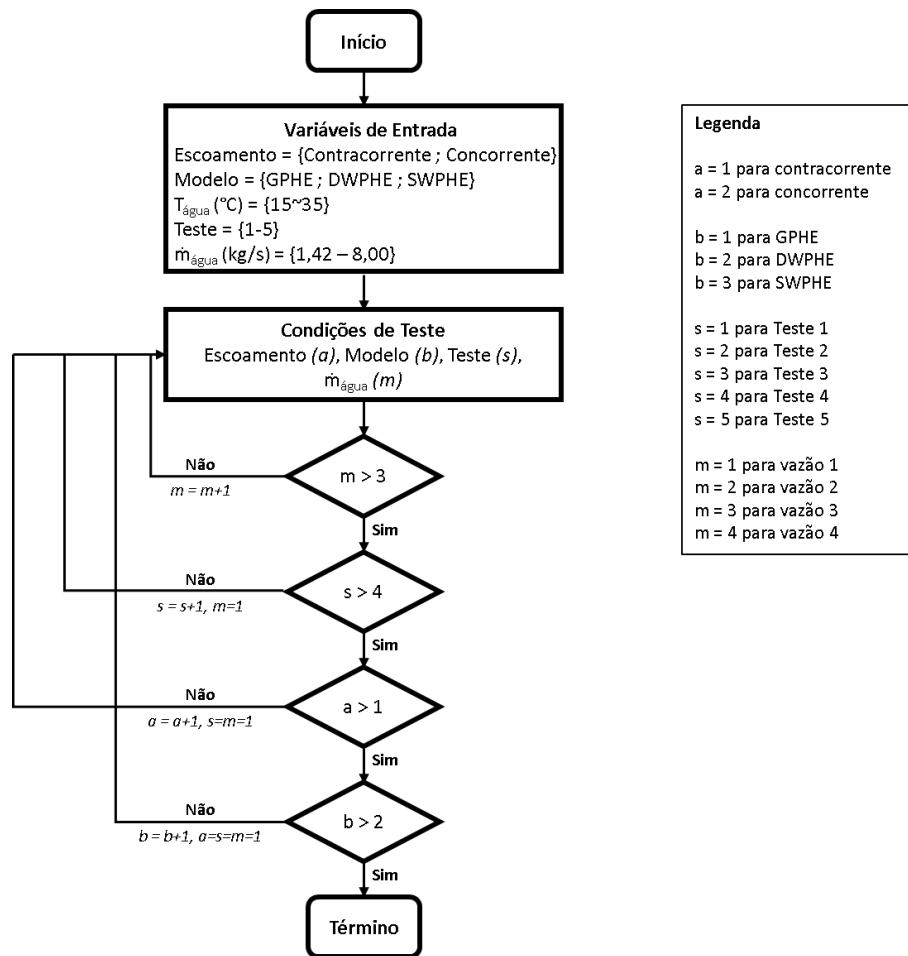


Fonte: Autor (2024).

Após a conclusão dos testes em todas as posições da válvula, é realizado um procedimento para alterar o sentido do escoamento de contracorrente para paralelo no GPHE. Essa mudança é realizada para verificar se há algum impacto significativo nos resultados devido a mudança do sentido de escoamento. Caso não haja diferença significativa, será adotado um único sentido de escoamento para todos os testes. Após a coleta de dados ser finalizada, o modelo de trocador de calor na bancada é alterado e o mesmo procedimento de teste é repetido.

Para os testes hidrodinâmicos, as etapas são ilustradas na Figura 46, resultando em um total de 108 pontos de teste. Esses pontos são distribuídos igualmente entre os três trocadores de calor, o que significa que cada trocador passa por 36 testes individuais.

Figura 46 - Fluxograma do procedimento de teste hidrodinâmico.



Fonte: Autor (2024).

Para garantir a confiabilidade dos resultados, é importante considerar a repetibilidade dos testes. Neste estudo, adota-se um critério de repetibilidade aceitável, no qual a diferença entre os resultados obtidos em testes repetidos não deve exceder 10% para as variáveis de interesse.

Nos testes de má distribuição, os trocadores de calor são mantidos com a mesma montagem e com o mesmo número de placas. O procedimento adotado é semelhante ao teste hidrodinâmico, no entanto, o teste se diferencia na forma como a diferença de pressão é medida, para facilitar as diversas tomadas de pressão necessárias ao longo dos coletores de entrada e saída dos trocadores.

Ao invés de utilizar as tomadas de pressão das agulhas, hastes (tubos metálicos de aço inoxidável de $\frac{1}{4}$ de polegada) foram empregadas com uma de suas extremidades foi obstruída através de um processo de soldagem. Anteriormente a obstrução, foram usinados 4 furos de 2 mm de diâmetro. No outro extremo, uma

conexão de poliuretano de 8 mm foi acoplada à haste, conforme pode ser visto na Figura 47. Uma mangueira conecta então a haste aos transmissores de pressão diferencial 3 e 4, que são utilizados nos ramais quente e frio, respectivamente.

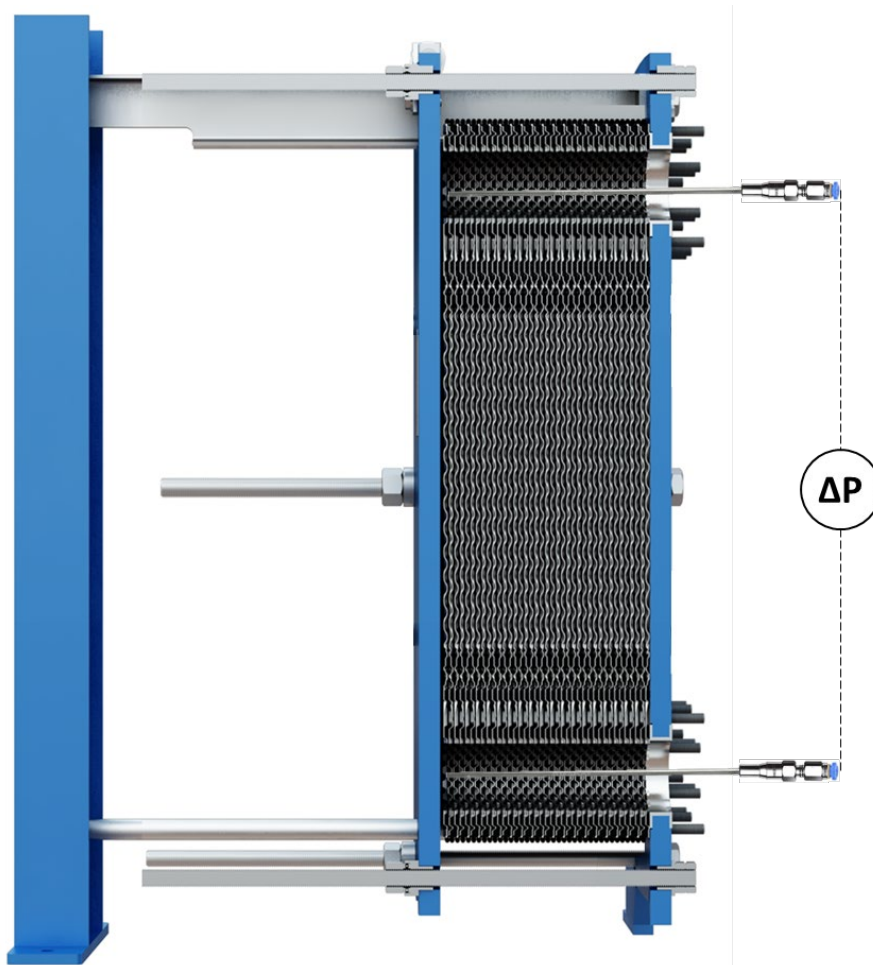
Figura 47 - Hastes ocas com os orifícios na extremidade.



Fonte: Autor (2024).

As hastes são posicionadas nos coletores do trocador. O posicionamento das hastes é semelhante ao ilustrado na Figura 48, que apresenta uma vista lateral em corte de um trocador.

Figura 48 - Vista lateral de trocador com haste nos coletores.



Fonte: Autor (2024).

Para execução do teste, as hastes são movidas simultaneamente em paralelo ao longo do trocador. Elas são posicionadas em 6 pontos distintos ao longo do feixe de placas.

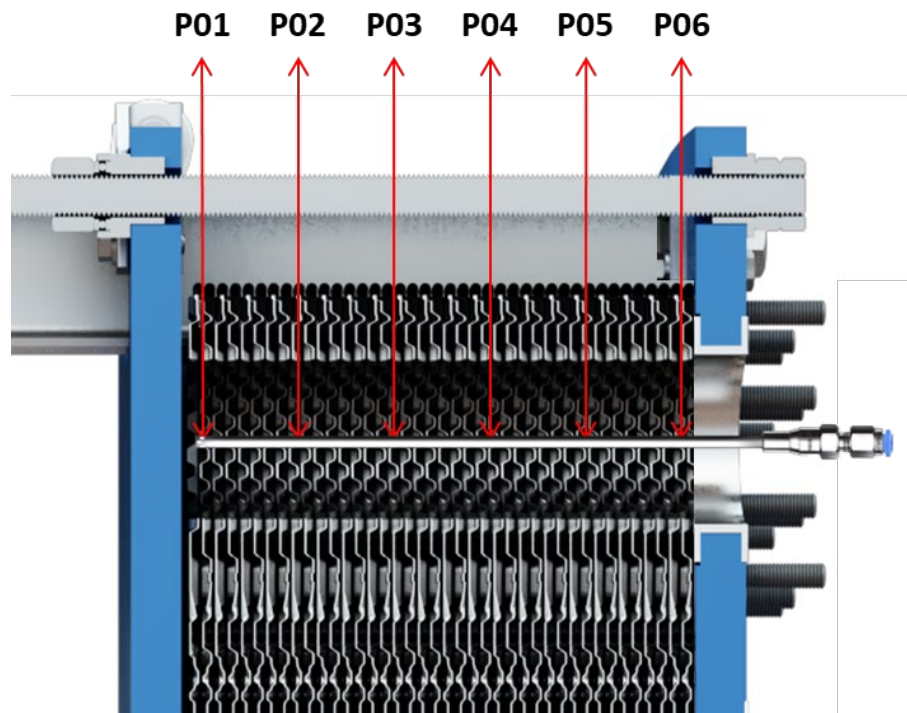
A Tabela 7 apresenta as distâncias dos pontos de medição ao longo dos três modelos de trocadores, fornecendo as localizações dos pontos onde as medidas de pressão são realizadas. Já a Figura 49 ilustra a posição das hastes em cada um desses pontos de medição.

Tabela 7 - Pontos de medição com haste em trocadores de calor.

Modelo	Distância do Ponto de Medição					
	P01	P02	P03	P04	P05	P06
GPHE	0 mm	27,48 mm	54,96 mm	82,44 mm	109,92 mm	137,40 mm
DWPHE	0 mm	29,04 mm	58,08 mm	87,12 mm	116,16 mm	145,20 mm
SWPHE	0 mm	27,20 mm	54,00 mm	81,00 mm	108,00 mm	135,00 mm
Placa	39	31	23	15	7	1

Fonte: Autor (2024).

Figura 49 - Pontos de medição ao longo do ramal.

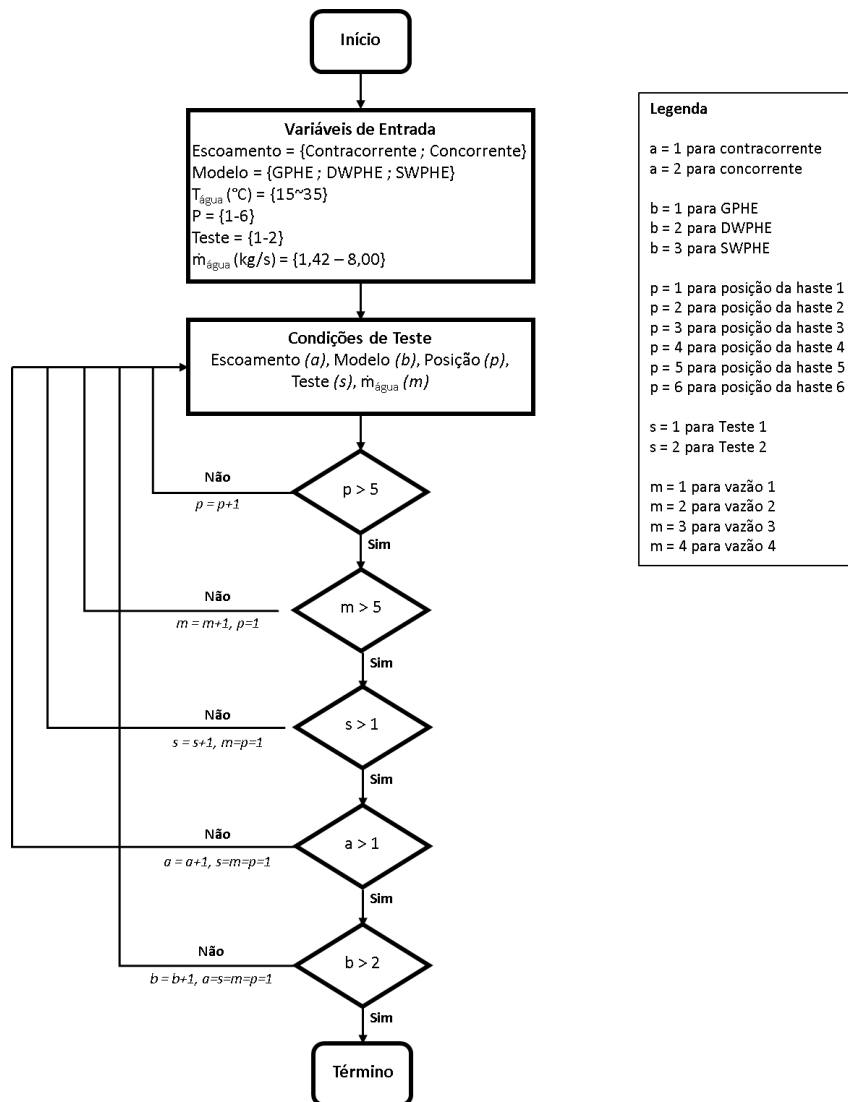


Fonte: Autor (2024).

As condições de teste para avaliar os efeitos de pressão serão idênticas às empregadas nos testes hidrodinâmicos. Entretanto, restringiremos os testes a apenas duas condições específicas: no primeiro cenário, a bancada será configurada em paralelo, sem qualquer diferença de pressão entre os ramais; no segundo cenário, a configuração será em série, ocasionando uma queda de pressão entre os ramais mediante a abertura da válvula de esfera em 50%.

A Figura 50 lustra as etapas dos testes, que resultam em um total de 288 pontos de teste para cada trocador. Além disso, será avaliado o efeito do sentido do escoamento (paralelo e contracorrente) no GPHE para verificar sua influência nos resultados e possibilitar simplificações nos testes com os outros modelos.

Figura 50 - Fluxograma do procedimento de teste de má distribuição.



Fonte: Autor (2024).

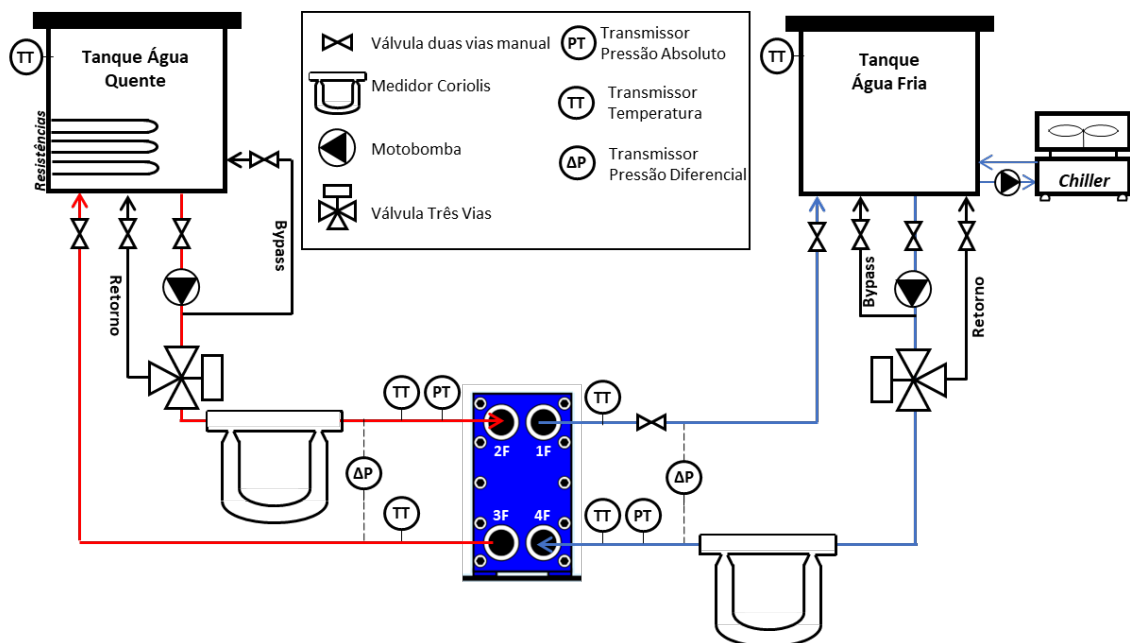
3.5.2 Procedimento experimental térmico

O procedimento para os testes térmicos é iniciado com o acionamento do *chiller* e das resistências elétricas do tanque, a fim de alcançar as temperaturas desejadas para o teste. Após atingir as temperaturas, as válvulas dos tanques para o trocador são abertas e as bombas são ligadas. Cada linha possui um medidor Coriolis para medição individual da vazão mássica, além dos sensores de temperatura nas entradas e saídas dos ramais. Após passarem pelos respectivos ramais do trocador, os fluidos retornam aos tanques correspondentes.

Para manter uma base comparativa com os testes hidrodinâmicos e de má distribuição, decidiu-se manter a quantidade de 39 placas em cada trocador. A temperatura do ramal de água fria foi estabelecida entre 12°C e 20°C, com uma variação de vazão mássica entre 2,12 kg/s e 6,40 kg/s. Para o ramal de água quente, a temperatura foi mantida entre 40°C e 50°C, com uma vazão mássica constante de 7,06 kg/s. Ressalta-se que os testes serão realizados apenas no sentido contracorrente, uma vez que esse é o sentido mais comumente utilizado na indústria.

A Figura 51 ilustra o esquema da bancada de teste utilizada para os experimentos térmicos.

Figura 51 – Fluxograma da bancada de teste para experimentos térmicos.



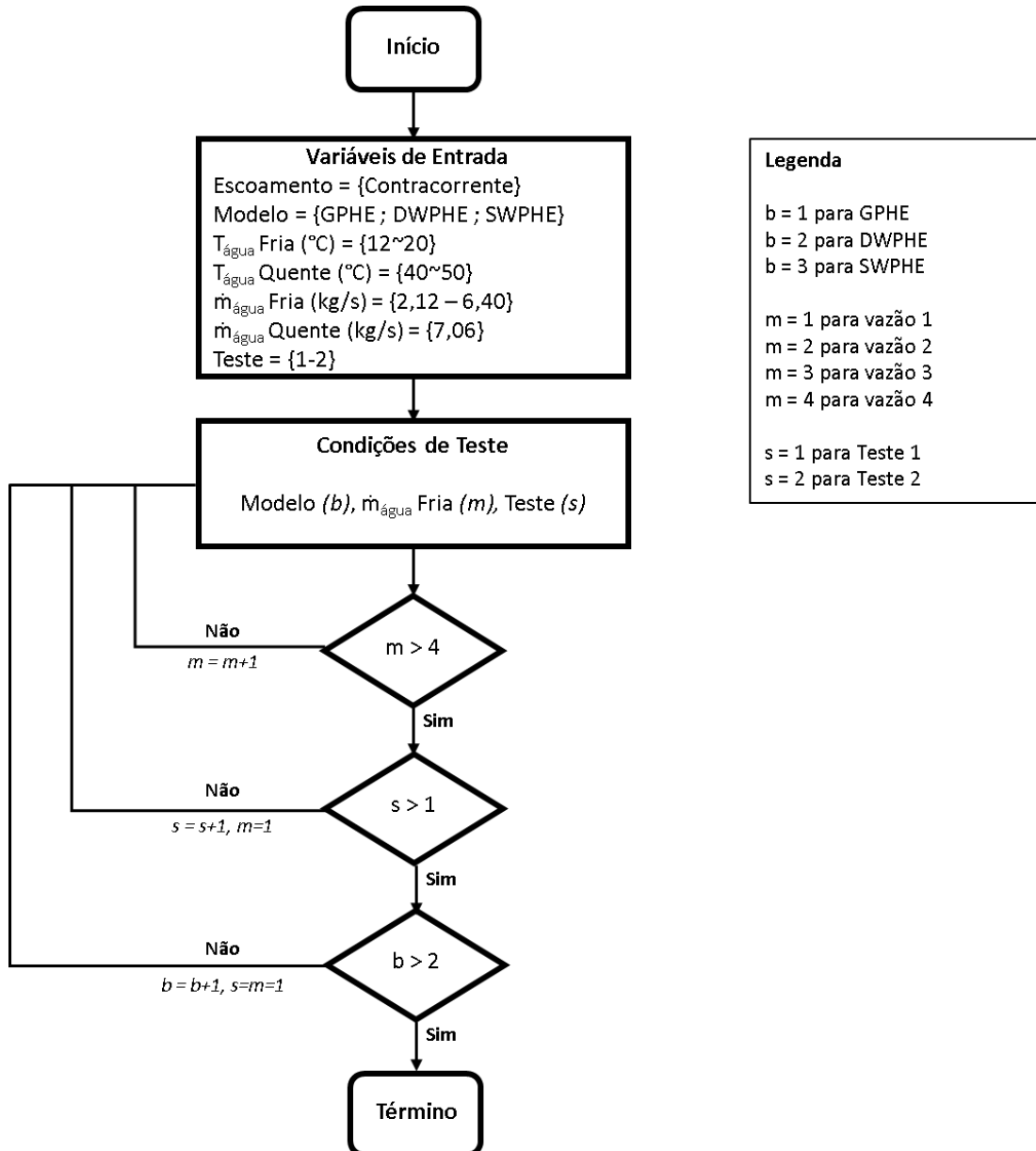
Fonte: Autor (2024).

Por conta da configuração dos ramais com sistemas individuais de vazão, não foi possível manter uma pressão de entrada igual nos dois ramais. Devido à vazão mais elevada no ramal de água quente, a pressão desse ramal será maior, resultando na expansão de seu canal. Esse assunto será descrito em maiores detalhes a seguir.

A vazão de água fria é controlada para não exceder a pressão de entrada do ramal quente, o que pode limitar a quantidade de pontos experimentais. A fim de investigar os efeitos da pressão, os ramais de maior pressão foram invertidos, sendo utilizado o estrangulamento no ramal de água fria por meio da válvula esfera mostrada na Figura 45. Essa válvula é instalada na saída do ramal frio e sua abertura é controlada para manter a vazão mássica do teste, enquanto aumenta a pressão de entrada no ramal até que se torne superior à do ramal quente.

A Figura 52 apresenta as etapas dos testes, que resultam em um total de 10 pontos de teste para cada trocador. A variável 'Teste' é definida com valor 1 para o ramal quente estrangulado e com valor 2 para o ramal quente expandido, permitindo uma análise comparativa entre os dois casos.

Figura 52 - Fluxograma do procedimento de teste térmico.



Fonte: Autor (2024).

Para avaliar os métodos utilizados na obtenção das correlações de troca térmica, um teste adicional foi realizado no GPHE. Nesse teste, a vazão de água fria foi mantida fixa, enquanto a vazão de água quente foi variada. Esse procedimento serve como uma validação da correlação desenvolvida, permitindo verificar sua aplicabilidade em diferentes condições.

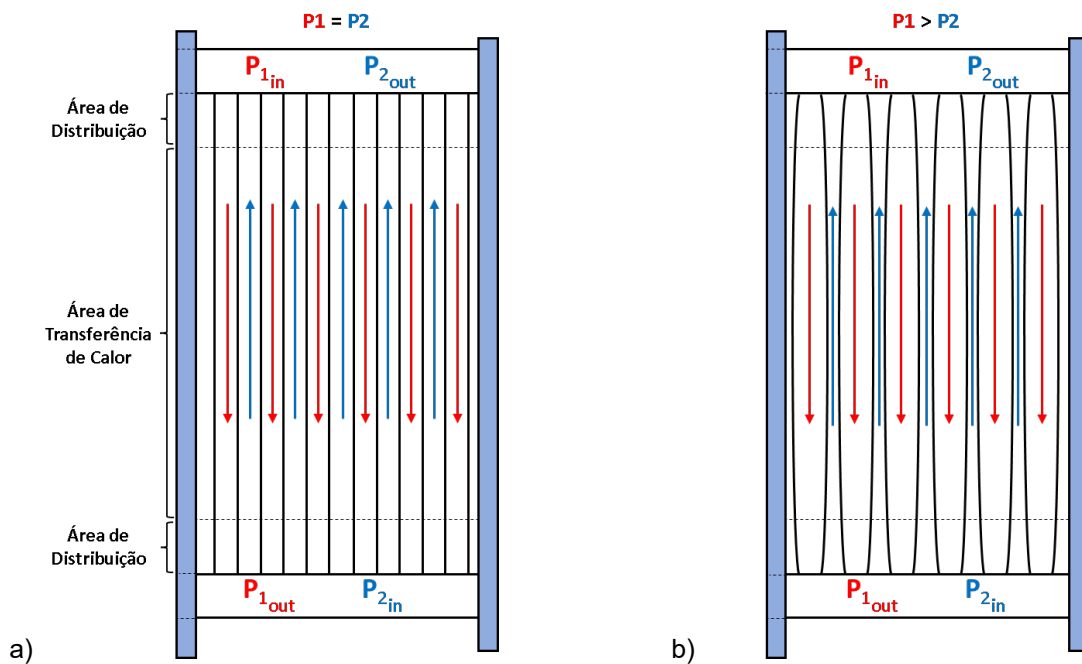
Devido à capacidade de troca térmica esperada para os equipamentos, que deve ser superior à carga térmica das resistências e do *chiller*, é necessário um período de recuperação prolongado entre os testes. Isso significa que nem todos os

equipamentos poderão ter esse teste extra de validação dentro do escopo deste trabalho devido ao tempo necessário para execução.

3.6 MÉTODO DE CORREÇÃO PARA O FATOR DE FRICÇÃO

A Figura 53 ilustra esquematicamente a deformação do canal esperada devido à diferença de pressão de entrada entre os ramais quente e frio. Neste esquema, a deformação é atribuída principalmente à área corrugada, responsável pela transferência de calor. No entanto, é importante destacar que a deformação também ocorre na área de distribuição e de uma forma ainda mais expressiva.

Figura 53 - Esquema de trocador: a) sem efeitos de pressão e b) com efeitos de pressão.



Fonte: Autor (2024).

A Figura 53a apresenta um cenário em que as pressões nos ramais quente e frio são iguais. Isso ocorre porque o teste é realizado com a configuração em paralelo, ou seja, ambos os ramais recebem o fluido simultaneamente. Nesse caso, não há uma diferença significativa de pressão de entrada entre os ramais.

Já na Figura 53b, a pressão no ramal quente é maior do que a do ramal frio, resultando em um efeito de expansão no primeiro e de estrangulamento no segundo. Embora os termos de ramal quente e frio, sejam utilizados nos testes hidrodinâmicos,

essas designações são simbólicas, uma vez que o mesmo fluido passa por ambos os ramais, portanto, o a mesma temperatura.

Para poder analisar vários casos com diferentes pressões entre os ramais, é determinado uma variável dP_{in} , apresentada através da equação abaixo:

$$dP_{in} = |P_{1in} - P_{2in}| \quad (29)$$

Com o diferencial de pressão entre os ramais, é esperado uma deformação da área de seção transversal do canal, que é definida pela equação abaixo.

$$A_{ch} = b \cdot W \quad (30)$$

A correção desse canal foi particularmente abordada por Matyash et al. (2022) e possui uma forte implicação na determinação do fator de fricção do trocador de calor. Com o objetivo de corrigir essa deformação em função das pressões de entrada dos ramais, neste estudo define-se um fator de correção ζ aplicado ao espaçamento do canal (b), visto que não é esperado uma alteração tão proporcionalmente significativa na largura da placa. Para sua definição, a queda de pressão ao longo do ramal frio na configuração em paralelo e contracorrente serão comparadas com o uso da eq. (4). Adotaremos um método iterativo para discernir o valor preciso do fator de correção, presumindo a uniformidade do fator de fricção em ambos os testes. Isso se baseia na premissa de que a alteração no canal é a única responsável por qualquer variação na queda de pressão entre os testes.

Abaixo é descrito os passos do método:

1. Para vazões mássicas variadas na configuração em paralelo, define-se uma equação do fator de fricção em função do número de Reynolds para os trocadores de calor;
2. Inicializa-se o procedimento com um valor de ζ aplicado ao b – utiliza-se 1,0, logo, considerando o espaçamento b sem efeitos de pressão ($dP_{in} = 0$);

3. Realiza-se o teste com o procedimento na configuração em série e registra-se as quedas de pressão dos fluidos e o diferencial de pressão das entradas dos ramais ($dP_{in} \neq 0$);
4. Para o canal expandido, adiciona-se um valor incremental de 10^{-8} mm no espaçamento b e calcula-se a queda de pressão através da eq. (4);
5. Se a queda de pressão calculada for maior que a do experimento, deve-se repetir o passo 4 até a diferença entre os valores for menor que 10^{-20} bar.

Para o canal estrangulado, realizamos o mesmo procedimento descrito anteriormente, com a diferença de que o fator incremental é subtraído do espaçamento b no passo 4. Com isso, obtém-se um fator de correção para o canal estrangulado e outro para o expandido.

O método iterativo consiste em estabelecer uma relação entre o fator de correção ζ e a diferença de pressão de entrada entre os ramais. Após calcular os fatores de correção em diferentes testes, aplicaremos uma regressão não linear para obter uma equação que permita calcular o fator de correção em qualquer diferencial de pressão de entrada entre os ramais.

3.7 MÉTODO DE WILSON PLOT – MODIFICADO

Nesta seção, será exposto o método *Wilson Plot* modificado, empregado em bibliografias especializadas sobre trocadores de calor. O objetivo da implementação dessa metodologia é destacar as limitações inerentes a esse método, para posteriormente, na próxima seção, apresentar as alterações propostas ao método.

A metodologia apresentada aqui está de acordo com o método empregado por c. Essa adaptação possibilita a determinação de três incógnitas: C_1 , C_2 e o expoente 'a' do número de Reynolds. Os autores direcionaram seus esforços para a precisão do cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do casco em um trocador de calor casco e tubos simples. Em sua abordagem com dois fluidos monofásicos em regime turbulento, eles desenvolveram expressões para determinar o coeficiente de transferência de calor nos lados dos tubos e do casco do trocador de calor. Esse processo será detalhado a seguir, iniciando com a definição do número de

Nusselt conforme eq. (14), e em seguida isolando o coeficiente convectivo resultando na equação abaixo:

$$h = \frac{kNu}{D_h} \quad (31)$$

O número de Nusselt pode também ser definido a partir do número de Reynolds e Prandtl, pelas equações abaixo:

$$Nu_1 = C_1 Re_1^a Pr_1^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (32)$$

$$Nu_2 = C_2 Re_2^b Pr_2^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_2}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (33)$$

Equações provenientes da correlação geral apresentada pela eq. (13), utilizadas por diversos autores como Incropera (2008) e Çengel (2006). Os índices 1 e 2 correspondem respectivamente ao fluido quente e frio.

Substituindo as eqs. (32) e (33) na eq. (14), assume-se que a viscosidade dinâmica média do fluido (μ) é equivalente a viscosidade dinâmica da parede (μ_w), logo $\left(\frac{\mu_{1/2}}{\mu_w} \right) \cong 1$ e um único D_h . Resultando nas seguintes equações:

$$h_1 = \frac{k_1}{D_h} C_1 Re_1^a Pr_1^{\frac{1}{3}} \quad (34)$$

$$h_2 = \frac{k_2}{D_h} C_2 Re_2^b Pr_2^{\frac{1}{3}} \quad (35)$$

Assumindo as áreas de trocas da eq. (12) equivalentes e inserindo as eqs. (34) e (35), obtemos:

$$\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w} = \frac{D_h}{k_1 C_1 Re_1^a Pr_1^{\frac{1}{3}}} + \frac{D_h}{k_2 C_2 Re_2^b Pr_2^{\frac{1}{3}}} \quad (36)$$

Manipula-se a eq. (36) para obtermos a forma geral de uma equação de primeiro grau ($y = mx + b$) e nos possibilitar uma regressão linear e obtenção dos coeficientes C_1 e C_2 :

$$\underbrace{\left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}\right)}_{y_1} \underbrace{\left(\frac{k_1 Re_1^a Pr_1^{\frac{1}{3}}}{D_h}\right)}_{x_1} = \underbrace{\frac{1}{C_2}}_{m_1} \underbrace{\left(\frac{k_1 Re_1^a Pr_1^{\frac{1}{3}}}{k_2 Re_2^b Pr_2^{\frac{1}{3}}}\right)}_{x_1} + \underbrace{\frac{1}{C_1}}_{b_1} \quad (37)$$

Manipula-se novamente a eq. (36) e aplica-se o logaritmo natural para obtermos uma nova forma da equação para aplicação de uma regressão linear:

$$y_s = \left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w} - \frac{D_h}{k_2 C_2 Re_2^b Pr_2^{\frac{1}{3}}}\right) \left(\frac{k_1 Pr_1^{\frac{1}{3}}}{D_h}\right) = \frac{1}{C_1 Re_1^a} \quad (38)$$

$$\underbrace{\ln\left(\frac{1}{y_s}\right)}_{y_2} = \underbrace{\ln(C_1 Re_1^a)}_{b_2} = \underbrace{\ln(C_1)}_{m_2} + \underbrace{a \ln(Re_1)}_{x_2} \quad (39)$$

Desta forma é possível aplicar um processo iterativo com o objetivo de determinar os coeficientes C_1 , C_2 e 'a', sendo o coeficiente 'b' adotado com o mesmo valor de 'a', devido ambos os fluidos serem iguais.

Abaixo é descrito os passos do método:

1. Definição do valor inicial de 'a': Inicia-se o método atribuindo um valor inicial para o parâmetro 'a'. Observou-se pelos testes de convergência valores de 0,1 a 1,5 como indicados para o processo;
2. Calcular x_1 e y_1 : Para várias vazões mássicas, calcule os valores de x_1 e y_1 usando a eq. (37);

3. Regressão linear da eq. (37): Aplica-se uma regressão linear à eq. (37) para obter as constantes m_1 e b_1 . Essa etapa é chamada de 'Iteração I';
4. Cálculo do coeficiente C_2 : Utilizando as constantes m_1 e C_1 obtidas na iteração I, calcula-se o coeficiente C_2 através da eq. (38);
5. Regressão linear da eq. (39): Aplica-se uma regressão linear à eq. (39) para obter um novo valor para o parâmetro 'a'. Essa etapa é chamada de 'Iteração II';
6. Verificação de convergência: Compara-se o valor inicial de 'a' com o novo valor calculado na Iteração II;
7. Atualização do valor de 'a': Realiza-se uma média entre o novo valor de 'a' e o valor anteriormente adotado.
8. Condição de convergência: Enquanto a diferença entre o valor calculado e o valor adotado de 'a' for maior que 10^{-10} , repete-se o procedimento a partir do passo 2.

3.8 MÉTODO DE WILSON PLOT - MODIFICADO DESENVOLVIDO PARA O TRABALHO

Devido às restrições para a aplicação do Método de *Wilson Plot*, mencionadas na seção anterior, bem como às limitações da bancada, é apresentado um método alternativo que se apresentou mais adequado para o presente experimento.

Contrariamente ao método exposto na seção anterior e a outras abordagens listadas na Tabela 3, este método estabelece uma relação entre os coeficientes convectivos dos fluidos ao longo dos testes, levando em consideração as propriedades físicas conhecidas e os números de Reynolds calculados. Isso permite contornar as restrições de manter constantes a vazão e a temperatura do fluido de não interesse, além de reduzir a necessidade da dominância da resistência térmica do fluido constante em relação ao fluido de interesse.

A modelagem da correlação inicia-se a partir das eqs. (34) e (35), definidas no método de Wilson Plot da seção anterior. As correlações da troca térmica para o fluido frio e quente serão tratadas como equivalentes quanto aos coeficientes, visto que se utilizam do mesmo fluido. Assim temos, $C_1=C_2$ e 'a'='b', onde 'b' se refere ao coeficiente do número de Reynolds e não a profundidade do canal. Resultando assim nas eqs. (40) e (41):

$$h_1 = \frac{k_1}{D_h} C Re_1^a Pr_1^{\frac{1}{3}} \quad (40)$$

$$h_2 = \frac{k_2}{D_h} C Re_2^a Pr_2^{\frac{1}{3}} \quad (41)$$

Relacionando os coeficientes convectivos declarados nas eqs. (40) e (41), obtemos a eq. (42).

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{k_1}{k_2} \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right)^a \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (42)$$

Observa-se que o termo D_h não aparece mais na equação, devido a termos mantidos iguais para os dois canais, desprezando expansão e contração dos ramais.

Reescrevemos a eq. (42) adotando a notação '^' para a relação das variáveis do fluido 1 e 2:

$$\frac{h_1}{h_2} = \hat{k}\hat{Re}^a\hat{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (43)$$

Substituindo a eq. (43) na eq. (12), considerando as áreas de troca equivalentes, obtemos a eq. (44) em função de h_2 :

$$\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w} = \frac{1}{\hat{k}\hat{Re}^a\hat{Pr}^{\frac{1}{3}}h_2} + \frac{1}{h_2} \quad (44)$$

Manipulando a eq. (44), obtemos:

$$\left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}\right) = \frac{1 + \hat{k}\hat{Re}^a\hat{Pr}^{\frac{1}{3}}}{\hat{k}\hat{Re}^a\hat{Pr}^{\frac{1}{3}}h_2} \quad (45)$$

Introduzindo o coeficiente σ , conforme definido na eq. (46):

$$\sigma = \hat{k}\hat{Re}^a\hat{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (46)$$

Substituindo a eq. (46) na eq. (45) e isolando h_2 , obtemos:

$$h_2 = \frac{1 + \sigma}{\sigma\left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}\right)} \quad (47)$$

Repete-se o procedimento com as eqs. (43) e (12), rearranjando os termos em função de h_1 :

$$h_1 = \frac{1 + \sigma}{\left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}\right)} \quad (48)$$

A relação entre os coeficientes convectivos é estabelecida por meio da eq. (42) juntamente com as eqs. (47) e (48):

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\frac{1 + \sigma}{\left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}\right)}}{\frac{1 + \sigma}{\sigma \left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_w}\right)}} \quad (49)$$

$$\frac{h_1}{h_2} = \sigma \quad (50)$$

Na eq. (50) é demonstrado que o coeficiente adotado é válido quando aplicado na equação geral da lei de resfriamento de Newton, restando apenas o coeficiente 'a' como desconhecido na eq. (46). Isso nos permite calcular os coeficientes de convecção utilizando as eqs. (47) e (48). Em seguida, podemos calcular o número de Nusselt para cada fluido utilizando a eq. (14).

Aplicando o logaritmo natural nas eqs. (32) e (33), assumindo que a viscosidade média do fluido (μ) é equivalente a viscosidade da parede (μ_w) e que teremos uma única correlação, podemos assumir 'a'=b'. Portanto, obtemos:

$$\ln\left(NuPr^{-\frac{1}{3}}\right) = \ln(C) + a \ln(Re) \quad (51)$$

Propõe-se um método iterativo para a determinação dos coeficientes convectivos, seguindo os passos abaixo:

1. Inicialização: Define-se um valor inicial para o parâmetro 'a', recomendando-se um valor entre 0,5 e 1,0, comumente utilizado em correlações como a de Dittus-Boelter (CIEŚLIŃSKI *et al.*, 2016);
2. Cálculo dos coeficientes convectivos: Para diferentes vazões mássicas, calculam-se os valores dos coeficientes convectivos utilizando a eq. (46);

3. Determinação dos coeficientes convectivos: Utilizando os valores obtidos no passo anterior, aplicam-se as eqs. (47) e (48) para calcular os coeficientes convectivos individuais;
4. Cálculo dos números de Nusselt: Utilizando os coeficientes convectivos obtidos, calcula-se os números de Nusselt utilizando a eq. (14);
5. Regressão linear: Aplica-se uma regressão linear à eq. (46) para obter os coeficientes 'C' e um novo valor para o parâmetro 'a';
6. Verificação de convergência: Compara-se o valor inicial de 'a' com o novo valor calculado no passo anterior;
7. Atualização do valor de 'a': Realiza-se uma média linear entre o novo valor de 'a' e o valor anteriormente adotado;
8. Condição de convergência: Enquanto a diferença entre o valor calculado e o valor adotado de 'a' for maior que 10^{-10} , repete-se o procedimento a partir do passo 2.

3.9 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

As incertezas experimentais associadas aos testes para o presente trabalho estarão associadas aos sensores utilizados para medição das variáveis, apresentados na Tabela 8. O termo 'RD' se refere ao percentual do valor lido e o termo 'BSL' ao desvio máximo do erro.

Tabela 8 - Incertezas dos instrumentos de medição

Item	Instrumento	Especificação	Incerteza
1	Sensor de vazão Coriolis	CMF 200M	0,05 (%RD)
2	Sensor de temperatura RTD	PT100-PMA-1/8-6-1/8-R-3	0,15+0,002T (°C)
3	Transdutor de pressão absoluto	PX409-250GI-EH	0,08 (%BSL)
4	Transdutor de pressão diferencial 1 e 2	PX409-050DWUI	0,08 (%BSL)
5	Transdutor de pressão diferencial 3 e 4	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 9 apresenta de forma resumida as incertezas das medições indiretas.

Tabela 9 - Incertezas dos parâmetros de medição.

Parâmetros	Cálculo de incerteza	Incerteza Máxima
Taxa de transferência de calor	$u(\dot{q}) = \dot{q} \sqrt{[u(\dot{m})/\dot{m}]^2 + [u(\Delta T)/\Delta T]^2}$	$\pm 5,51\%$
Diferença média logarítmica de temperatura	$u(\Delta_{LMTD}) = \Delta_{LMTD} \sqrt{\left[\frac{\partial \Delta_{LMTD}}{\partial \Delta T_1} u(\Delta T_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial \Delta_{LMTD}}{\partial \Delta T_2} u(\Delta T_2)\right]^2}$	$\pm 3,11\%$
Coef. global de troca térmica	$u(U) = U \sqrt{[u(\dot{q})/\dot{q}]^2 + [u(\Delta T_{LMTD})/\Delta T_{LMTD}]^2}$	$\pm 8,31\%$
Coef. convectivo	$u(h) = h \sqrt{[u(U)/U]^2}$	$\pm 8,31\%$
Número de Nusselt	$u(Nu) = Nu \sqrt{[u(h)/h]^2}$	$\pm 8,31\%$
Número de Reynolds	$u(Re) = Re \sqrt{[u(\dot{m})/\dot{m}]^2}$	$\pm 5,70$
Fator de fricção	$u(f) = f \sqrt{[u(Re)/Re]^2 + [u(\Delta P_{canal})/\Delta P_{canal}]^2}$	$\pm 19,56\%$

Fonte: Autor (2024).

As incertezas das propriedades físicas e dos parâmetros geométricos foram desconsideradas.

4 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos por meio dos testes realizados de acordo com a metodologia estabelecida para as três configurações de trocadores. A seção foi dividida em três partes distintas, cada uma abordando um aspecto específico dos resultados: hidrodinâmicos, má distribuição e térmicos.

Os testes foram conduzidos utilizando água como fluido nos dois ramais do trocador. Essa escolha foi baseada nas propriedades bem conhecidas da água, além de ser um fluido prontamente disponível na bancada de testes existente e de baixo custo.

4.1 DESEMPENHO HIDRODINÂMICO

4.1.1 Influência do aperto

Com o objetivo de minimizar a influência de tensões desiguais nos resultados experimentais dos trocadores de calor torna-se necessário determinar o parâmetro de aperto adequado para o equipamento. Ao manter a simetria geométrica entre os canais de escoamento dos fluidos é possível considerar, com precisão, o fator de fricção resultante.

Ao estabelecer um aperto homogêneo para todos os tirantes, busca-se equalizar as forças de contato entre as placas do trocador de calor, garantindo uma distribuição uniforme da pressão por toda sua superfície. Ao alcançar tal uniformidade, os efeitos das tensões desiguais são mitigados, permitindo uma análise mais precisa dos fatores que influenciam o desempenho do trocador de calor. Esse processo engloba, de maneira crucial, a devida consideração do fator de fricção, que desempenha um papel determinante tanto na determinação da queda de pressão como na efetividade de transferência de calor do equipamento.

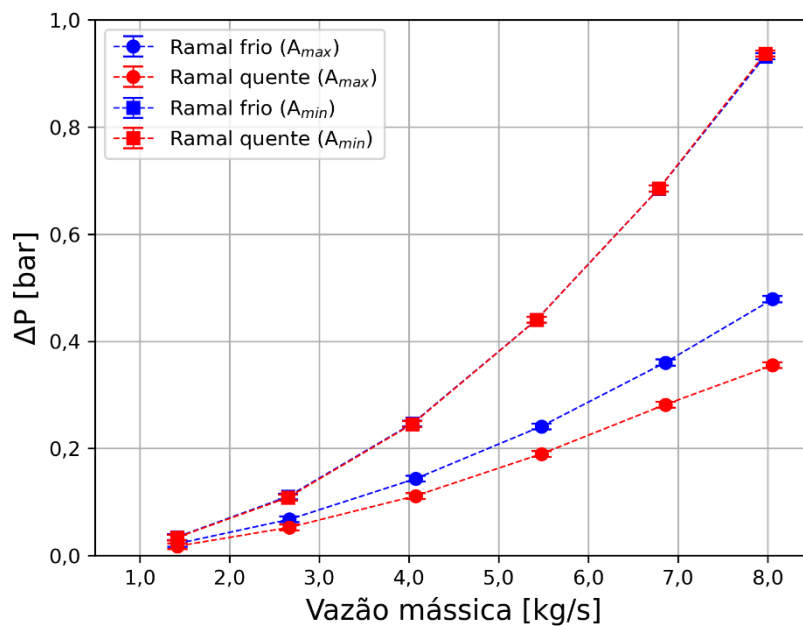
Portanto, com a escolha de um aperto adequado para o trocador de calor, é possível minimizar as influências indesejadas das tensões desiguais, permitindo uma análise mais precisa e confiável do seu desempenho térmico e hidrodinâmico.

A determinação do aperto a ser utilizado será realizada por meio do teste descrito na seção 3.5.1, utilizando o procedimento na configuração em paralelo.

Sendo que nessa configuração, as pressões de entrada de ambos os fluidos são equivalentes. Inicialmente, o teste será realizado em um dos trocadores de parede simples, GPHE, conforme indicado na Tabela 6. Os resultados obtidos neste trocador serão extrapolados para os demais trocadores, permitindo inferir o aperto adequado a ser aplicado em cada um deles.

A Figura 54 ilustra as diferenças nas quedas de pressão do trocador com o aperto A_{min} (137 mm) e A_{max} (147 mm) obtidas no teste.

Figura 54 - Diferenças de queda de pressão entre A_{min} e A_{max} do GPHE para configuração em paralelo.



Fonte: Autor (2024).

Ao utilizar o aperto A_{max} , observa-se uma discrepância na queda de pressão entre o ramal quente e o ramal frio. Essa disparidade, possivelmente, decorre de uma variação no canal hidráulico induzida pela pressão do escoamento, proporcionando uma distribuição de tensão inadequada no pacote de placas.

Por outro lado, ao optar pelo valor de aperto A_{min} , observa-se uma sobreposição das curvas de queda de pressão, indicando a simetria geométrica entre os canais do trocador de calor. Isso sugere que, com o aperto máximo aplicado, há uma distribuição uniforme das dimensões das tensões, reduzindo a variação da queda de pressão entre os ramais.

É relevante notar que no caso do aperto A_{min} , há uma maior queda de pressão para a mesma vazão mássica, um resultado esperado devido à redução do diâmetro

hidráulico do canal e uma menor influência dos efeitos de expansão e estrangulamento. Resultados semelhantes foram observados por Matyash et al.(2022) e Lychakov et al. (2017), conforme detalhado na seção 2.4.

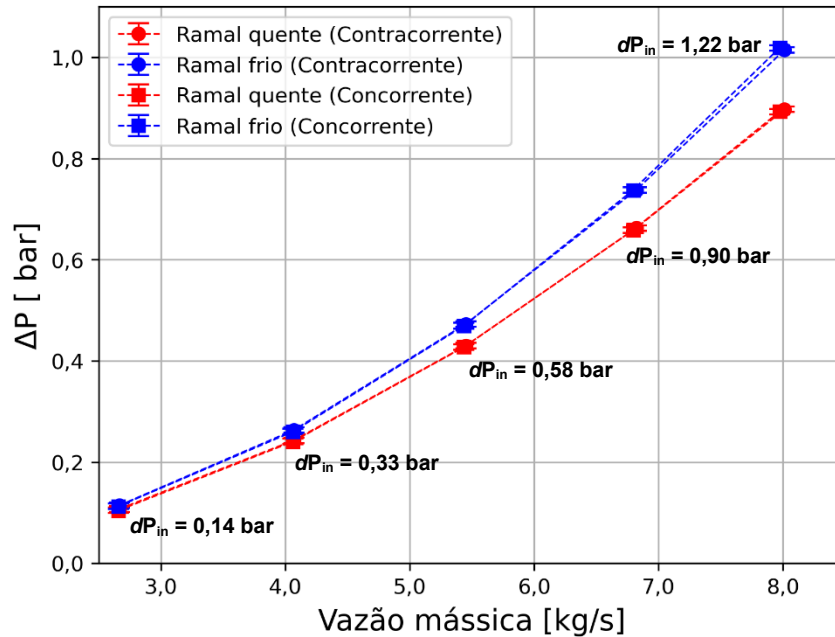
Portanto, os resultados obtidos com os diferentes valores de aperto ressaltam a importância de considerar cuidadosamente o aperto adequado no trocador de calor, a fim de evitar os efeitos adversos tanto na parte hidráulica quanto na parte térmica do equipamento. Com base nesses resultados, a condição de aperto A_{min} será adotada para todos os trocadores, em todos os testes desse trabalho.

4.1.2 Influência escoamento contracorrente e paralelo

Nesta seção, serão apresentados os resultados obtidos para a queda de pressão nos trocadores de calor. Inicialmente, serão discutidos os resultados dos testes realizados com escoamento concorrente e contracorrente no GPHE. Essas configurações são amplamente utilizadas na indústria devido às suas características e desempenhos térmicos distintos, embora não seja esperada uma diferença significativa no desempenho hidrodinâmico entre elas.

A Figura 55 apresenta os dados experimentais coletados, revelando o aumento da queda de pressão conforme a vazão mássica se eleva. Esse comportamento era previsto e está de acordo com a eq. (4), que descreve a queda de pressão como proporcional ao quadrado da velocidade mássica de escoamento. Além disso, nota-se que não há uma diferença expressiva de valores entre o sentido de escoamento paralelo.

Figura 55 - Queda de pressão versus vazão mássica para GPHE com diferenciais de pressão entre os ramais.



Fonte: Autor (2024).

A pequena diferença nas quedas de pressão entre o ramal quente e o ramal frio é atribuída à diferença de pressão entre os ramais (dP_{in}). Para ambos os sentidos de escoamento, os testes foram realizados com a configuração da bancada em série entre os ramais, como descrito no experimento detalhado na seção 3.5.1.

Com o procedimento na configuração em série, o escoamento do fluido passa pelo ramal quente antes de ser direcionado para o ramal frio. Esse encadeamento do escoamento resulta em diferentes pressões de entrada do escoamento dos fluidos, causando um efeito de expansão e estrangulamento dos ramais.

O teste experimental foi realizado exclusivamente no GPHE para avaliar o impacto do sentido de escoamento e a possibilidade de extrapolação dos resultados para os outros modelos de trocadores. Os resultados observados sugerem que ambos os sentidos de escoamento apresentam um comportamento hidrodinâmico semelhante, podendo extrapolar os resultados para ambos os sentidos de escoamento.

4.1.3 Análise da queda de pressão – comparação entre os trocadores

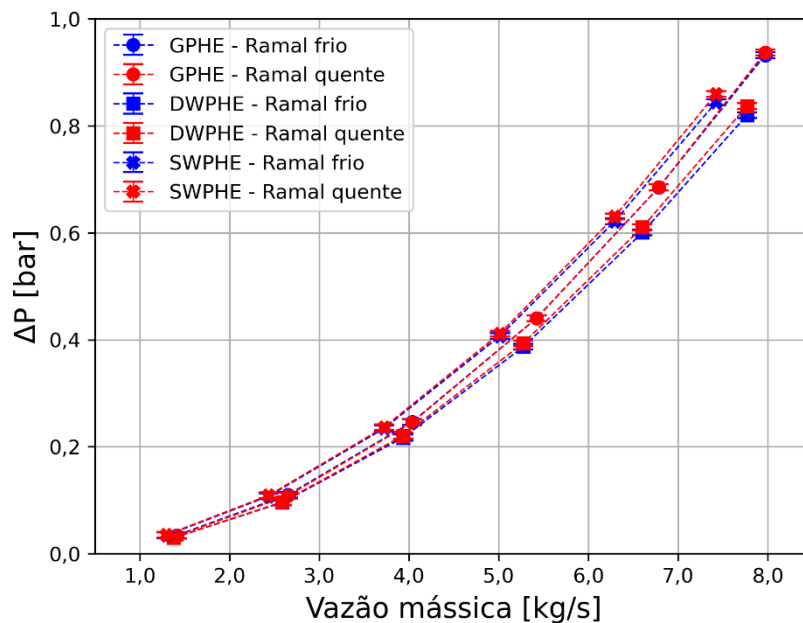
Para a determinação das correlações do fator de fricção foram utilizadas algumas hipóteses, mesmo procedimento adotado por Shah e Sekulic (2003).

1. Escoamento distribuído uniformemente entre os canais (sem má distribuição);
2. Escoamento adiabático;
3. Compressão de A_{\min} para cada trocador, conforme Tabela 6;
4. Queda de pressão medida no canal – utilizando as agulhas.

Com o objetivo de obter o fator de fricção intrínseco ao trocador de calor, foi necessário mitigar os efeitos decorrentes das variações de pressão nos ramais, provocados pelo estrangulamento e expansão dos canais. Para isso, foram realizados testes com a bancada na configuração em paralelo ($dP_{in} = 0$). Desse modo, os resultados obtidos refletem, sobretudo, as características inerentes do escoamento e da geometria do trocador de calor.

A Figura 56 ilustra as quedas de pressões à medida que a vazão mássica varia, em todos os trocadores tratados nesse estudo.

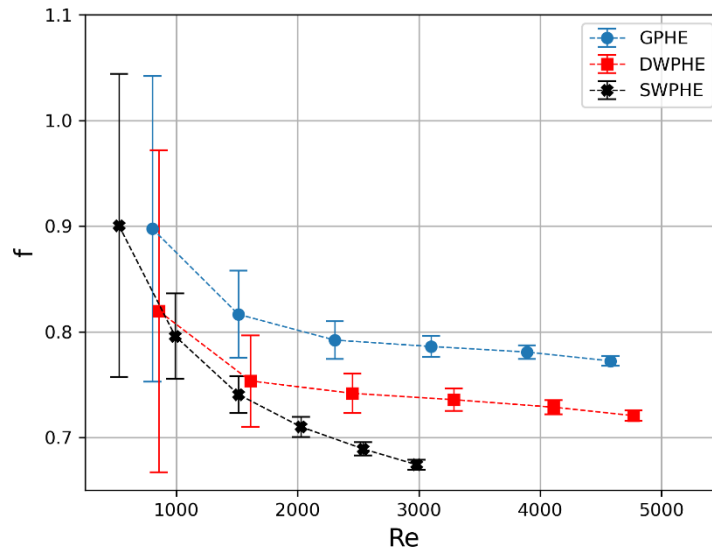
Figura 56 – Queda de pressão na configuração em paralelo para GPHE, DWPHE e SWPHE.



Fonte: Autor (2024).

Com as quedas de pressão dos trocadores, foram determinadas as curvas dos fatores de fricção em função do número de Reynolds, utilizando o fator de fricção apresentado na eq. (4). A Figura 57 ilustra as curvas para cada configuração do trocador.

Figura 57 – Bancada na configuração em paralelo: comparação fator de fricção para os diferentes trocadores.



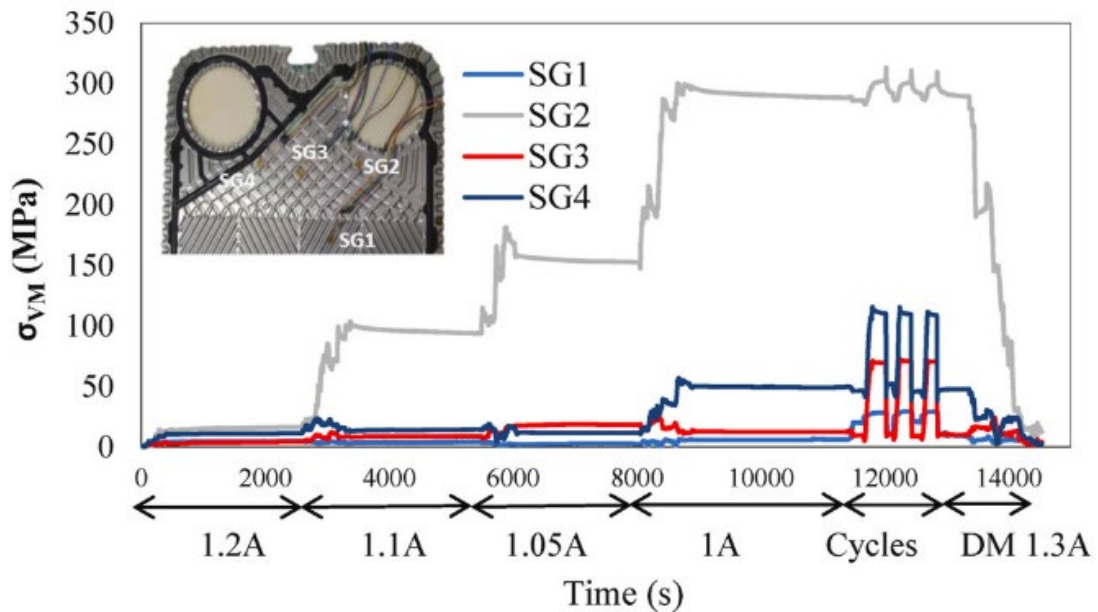
Fonte: Autor (2024).

Pode-se notar que o SWPHE (linha preta) apresenta uma curva de fator de fricção com um perfil diferente, possivelmente causada pela menor profundidade do canal b , que irá diminuir o D_h e elevar o ΔP_{canal} , que aumentaria o f . No entanto, afeta também a vazão mássica no canal, que tem seu quadrado inversamente proporcional ao fator de fricção, de acordo com a eq. (4), contribuindo para diminuição do fator de fricção.

Por outro lado, é interessante observar que os trocadores GPHE e DWPHE apresentam um perfil de curva similar do fator de fricção. Embora ambos os trocadores tenham dimensões similares, ainda apresentam uma diferença entre seus fatores de fricção, possivelmente causado por suas características construtivas distintas. Devido a existência de uma camada de ar entre as placas do DWPHE, mesmo com as pressões similares entre os ramais, é possível ocorrer uma expansão de ambos os canais. Resulta-se assim uma maior área de passagem e menores fatores de fricção resultantes. Martins et al. (2022) examinaram o impacto de diferentes pressões nas tensões resultantes no trocador de calor a placas, considerando diversas condições

do aperto nominal (A) do conjunto de placas. Em todos os casos, destaca-se a predominância das tensões resultantes na região de distribuição, principalmente para a condição de aperto nominal (1A) e praticamente desapertado (1.3A), conforme exemplificado na Figura 58. Essa observação do efeito é também corroborada por Donati (2023) em sua pesquisa.

Figura 58 - Efeito da pressão dos fluidos e aperto do trocador na tensão de Von Mises em função do tempo.



Fonte: Martins et al. (2022).

4.1.4 Efeitos da diferença de pressão de entrada entre os ramais

Com o objetivo de investigar os efeitos da pressão diferencial entre os ramais, foram conduzidos testes em cada trocador, seguindo o procedimento descrito na seção 3.5.1, tanto com a bancada na configuração em paralelo quanto em série. As hipóteses adotadas são as mesmas do procedimento anterior.

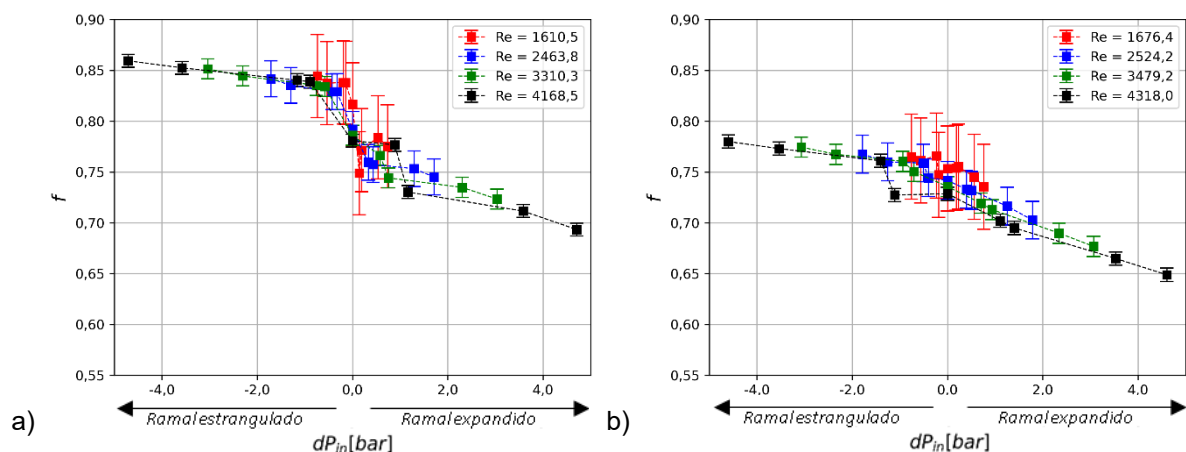
No procedimento com a bancada na configuração paralela, os resultados obtidos não demonstram diferenças significativas de pressão entre os ramais, permitindo, assim, a determinação do fator de fricção nas condições estabelecidas. Contudo nos testes com a bancada em série, os resultados obtidos revelaram variações significativas devido a diferenças entre as pressões de entrada dos ramais.

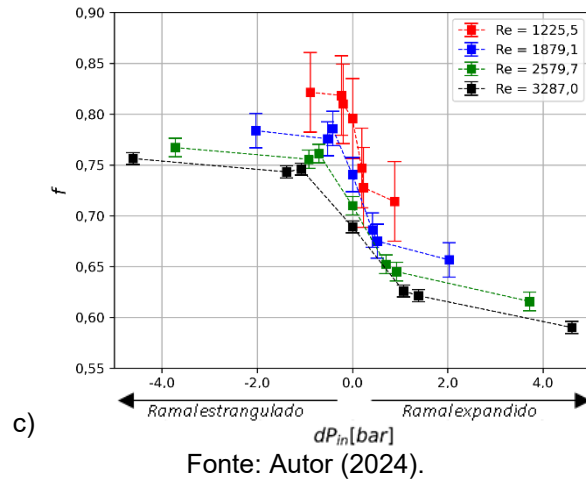
Nos trocadores GPHE e DWPHE, foram conduzidas quatro séries de testes, variando a vazão mássica em cada uma delas. Cada série foi sujeita a cinco variações

de pressão na entrada entre os ramais, totalizando 20 pontos para análise. No entanto, devido ao SWPHE possuir uma queda de pressão mais acentuada, foi possível obter somente quatro pontos para cada vazão, visto que as pressões dos testes atingiam os limites permitidos pela bancada. Os resultados detalhados desses testes estão apresentados no APÊNDICE B em forma de tabelas.

A Figura 59 ilustra graficamente os resultados, apresentando a relação entre o número de Fanning e a diferença de pressão de entrada entre os ramais. A variação de pressão da entrada negativa indica que o ramal está sendo estrangulado, enquanto os valores positivos indicam o canal expandido. Observa-se uma tendência de diminuição do número de Fanning à medida que ocorre a expansão do ramal de maior pressão, em contraposição à queda no canal estrangulado. Esses resultados corroboram a dinâmica apresentada na Figura 53, que ilustra a deformação do canal da placa devido à diferença de pressão entre os ramais, uma vez que as correntes compartilhavam a mesma linha de água. Mesmo com o aperto A_{min} , há a influência da diferença de pressão de entrada deforma elasticamente as placas. A pressão interna mais elevada expande os canais desse ramal, enquanto os canais do outro ramal são estrangulados. Esse aumento ou diminuição na área da seção transversal altera a velocidade do escoamento e justifica as diferenças no fator de fricção. Esse argumento é respaldado pelo trabalho de Martins et al (2022), que mediram deformações significativas, especialmente na região de distribuição, para diferentes apertados de pacotes de placas. Os estudos de Ahn e Kim (2016) e Lychakov et al. (2017) também relataram um problema semelhante.

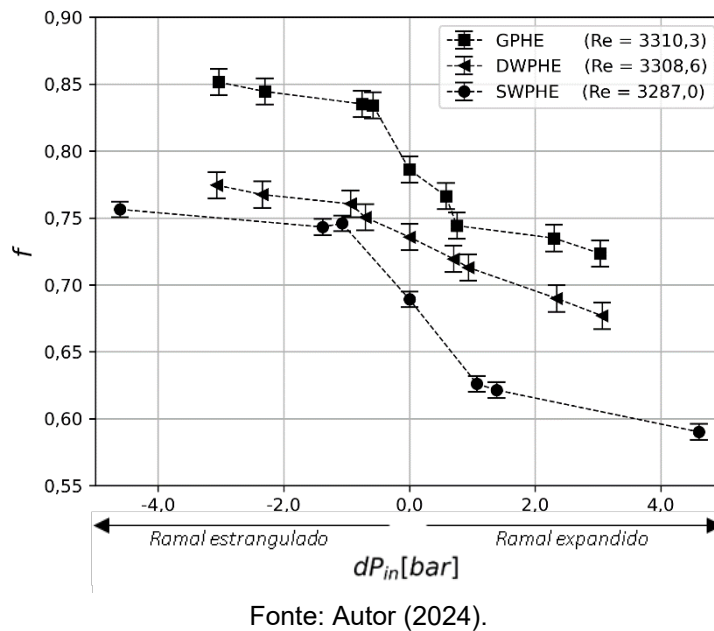
Figura 59 - Relação entre fator de fricção e diferencial de pressão de entrada: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.





A Figura 60 apresenta a curva dos três trocadores para números de Reynolds semelhantes, possibilitando assim a comparação do comportamento de cada trocador em relação ao diferencial de pressão entre os ramais.

Figura 60 - Relação entre fator de fricção e diferencial de pressão de entrada para os trocadores.



O DWPHE, embora tenha dimensões similares ao GPHE, apresenta uma curva mais suave, demonstrando uma maior resistência à diferença de pressão entre os ramais. Esse comportamento pode ser atribuído à presença das placas duplas, que similar a uma placa de maior espessura, conferem uma maior resistência mecânica a essa construção das placas.

Por outro lado, o SWPHE exibe uma curva mais acentuada do que os demais trocadores, o que indica que é um trocador mais sensível à diferença de pressão entre os ramais. Esse comportamento pode ser justificado pelas dimensões das gaxetas, que podem permitir uma mobilidade maior no canal gaxetado, tornando o trocador mais suscetível a variações no diferencial de pressão entre os ramais.

4.1.5 Modelo de correção do fator de fricção – em função do b

Nesta seção, abordaremos os resultados obtidos anteriormente sobre a queda de pressão nos canais expandidos e estrangulados. Em vez de corrigir o fator de fricção com base na queda de pressão experimentalmente obtida, iremos ajustar a área do canal para refletir a queda de pressão com os efeitos do dP_{in} . Para isso, utilizaremos o método de correção do espaçamento do canal conforme detalhado na seção 3.6.

Com base nos resultados experimentais e na aplicação do modelo analítico, será possível estabelecer uma correção para o espaçamento do canal b , em função do diferencial de pressão entre os ramais (dP_{in}). A Tabela 10 apresenta os fatores de correção ζ_{est} e ζ_{exp} em função do dP_{in} , obtidos através de uma regressão não linear dos experimentos. Para cada modelo de trocador, se obtém uma fórmula para cálculo do fator de correção a ser aplicado ao espaçamento do canal b , juntamente com as condições de teste em que esses fatores são aplicáveis.

Tabela 10 – Modelo para correção do canal b .

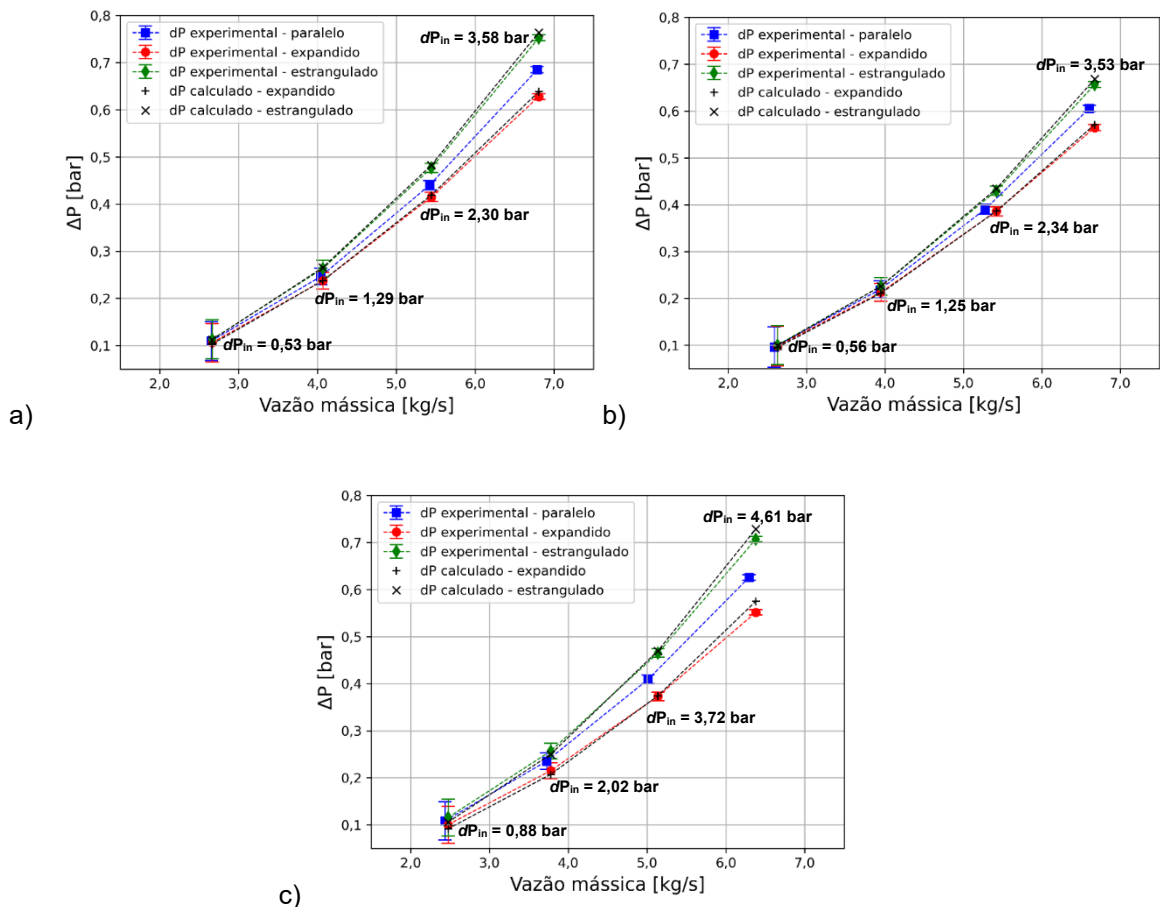
Configuração Trocador	Fatores de Correção	Condição
GPHE	$\zeta_{est} = 0,0007dP_{in}^2 - 0,0077dP_{in} + 0,9876$ $\zeta_{exp} = 0,0007dP_{in}^2 + 0,0034dP_{in} + 1,0136$	$800 \leq Re \leq 4700$ $\bar{\beta} = 60^\circ$
DWPHE	$\zeta_{est} = 0,0008dP_{in}^2 - 0,0091dP_{in} + 0,9975$ $\zeta_{exp} = -0,0008dP_{in}^2 + 0,0126dP_{in} + 0,9983$	$1600 \leq Re \leq 4500$ $\bar{\beta} = 60^\circ$
SWPHE	$\zeta_{est} = 0,0005dP_{in}^2 - 0,0062dP_{in} + 0,9864$ $\zeta_{exp} = -0,0015dP_{in}^2 + 0,014dP_{in} + 1,0225$	$1000 \leq Re \leq 3400$ $\bar{\beta} = 60^\circ$

Fonte: Autor (2024).

Aplicando os fatores de correção no espaçamento do canal b , é possível obter a queda de pressão corrigida em função da vazão mássica por meio da eq. (4). Nesse formato, é adotado o fator de fricção puro, ou seja, sem a influência de diferenciais de pressão entre os ramais, o qual foi obtido nos testes em paralelo.

A Figura 61 ilustra as curvas de queda de pressão em relação à vazão mássica para os testes realizados com os ramais em paralelo ($dP_{in} = 0$) e com diferença de pressão entre os ramais ($dP_{in} \neq 0$). Para as curvas com diferença de pressão entre os ramais, utilizamos os resultados do Teste 4, sendo os com maiores diferenciais de pressão entre os ramais para cada vazão. Os resultados obtidos nos demais testes, apresentam comportamento semelhante, sendo eles disponíveis no APÊNDICE B. Juntamente estão representadas as curvas da queda de pressão com o fator de fricção puro ($dP_{in} = 0$), com os fatores de correção apresentados na Tabela 10 aplicados ao espaçamento do canal b .

Figura 61 - Curvas das quedas de pressão calculadas com fator de correção e experimentais em paralelo e com efeitos de expansão para a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



Fonte: Autor (2024).

Os gráficos foram plotados em relação à vazão mássica, uma vez que o número de Reynolds pode ser calculado tanto com o valor puro de b quanto com o valor corrigido. De qualquer forma, observa-se que o modelo de correção utilizado apresenta resultados promissores ao corrigir a queda de pressão em função do diferencial de pressão de entrada entre os ramais.

A Tabela 11 apresenta o desvio médio entre as quedas de pressão calculadas pelo modelo de correlação apresentado e os dados experimentais.

Tabela 11 - Desvio médio entre quedas de pressão experimentais e calculadas.

Configuração Trocador	Ramal	Desvio médio
GPHE	Expandido	1,42%
	Estrangulado	1,09%
DWPHE	Expandido	1,23%
	Estrangulado	1,15%
SWPHE	Expandido	4,24%
	Estrangulado	3,85%

Fonte: Autor (2024).

O modelo de correção proposto é robusto e capaz de fornecer estimativas precisas da queda de pressão nos trocadores de calor, independentemente das condições específicas de teste.

4.1.6 Correlações da literatura

A Figura 62 ilustra a comparação entre o número de Fanning obtido experimentalmente e as correlações da literatura mencionadas na 2.2.1.2. Os dados experimentais utilizados correspondem aos resultados obtidos no Teste 1, no qual não há os efeitos de expansão e estrangulamento, disponível no APÊNDICE B.

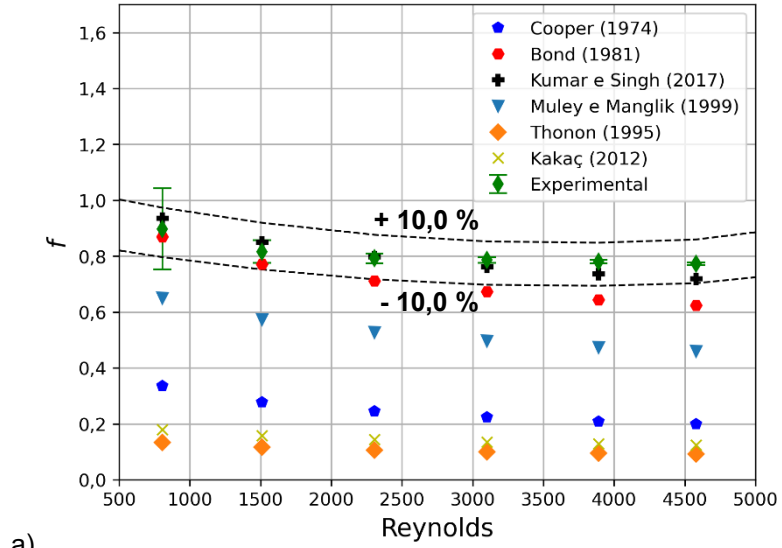
Observa-se um desvio significativo dos fatores de fricção obtidos nos experimentos em relação às correlações da literatura, mesmo quando considerados os critérios adequados para a aplicação dessas correlações. Esse resultado está em consonância com as descobertas de Smith et al. (2015), que também identificaram

um desvio notável entre as correlações existentes e os dados experimentais de trocadores de calor a placas.

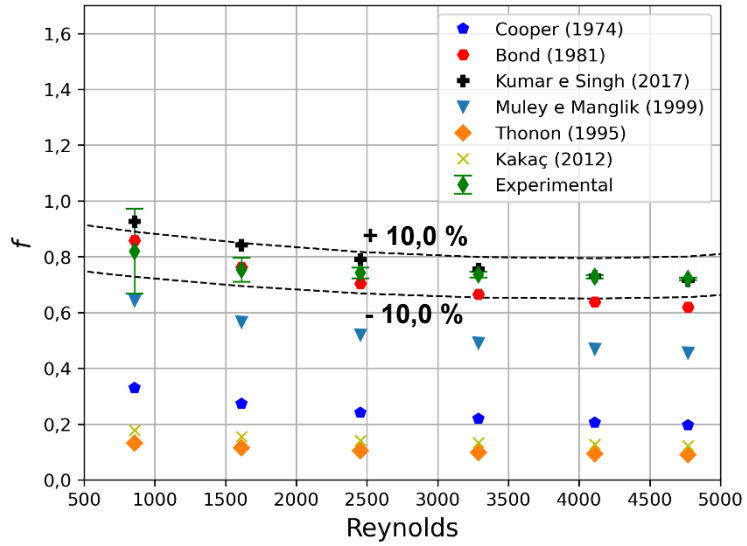
Portanto, torna-se evidente a existência de uma discrepância significativa entre a maioria das correlações da literatura e os resultados experimentais, onde se destacam as correlações de Kumar e Singh (2017) e Bond (1981), que apresentaram bons resultados para todos os trocadores. Uma das principais hipóteses para a divergência observada na maioria das correlações é a influência das pressões de escoamento nos ramais, uma variável frequentemente negligenciada e não mantida uniforme entre os fluidos nas correlações estabelecidas.

Os modelos de trocadores abordados neste estudo, sendo considerados de pequeno porte, exibem variações consideráveis, compreendendo entre 1,2% e 10,0% nos fatores de fricção obtidos experimentalmente. Essa oscilação está intrinsecamente ligada ao valor do diferencial de pressão entre os ramais (dP_{in}) e ao tipo de trocador, conforme discutido em detalhes no APÊNDICE B.

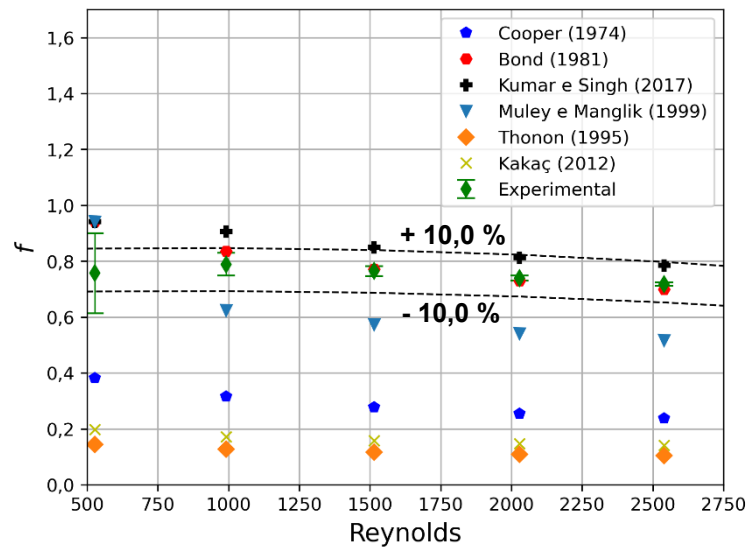
Figura 62 – Fatores de fricção calculado por correlações da literatura e obtidos experimentalmente para: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



a)



b)



c)

Fonte: Autor (2024).

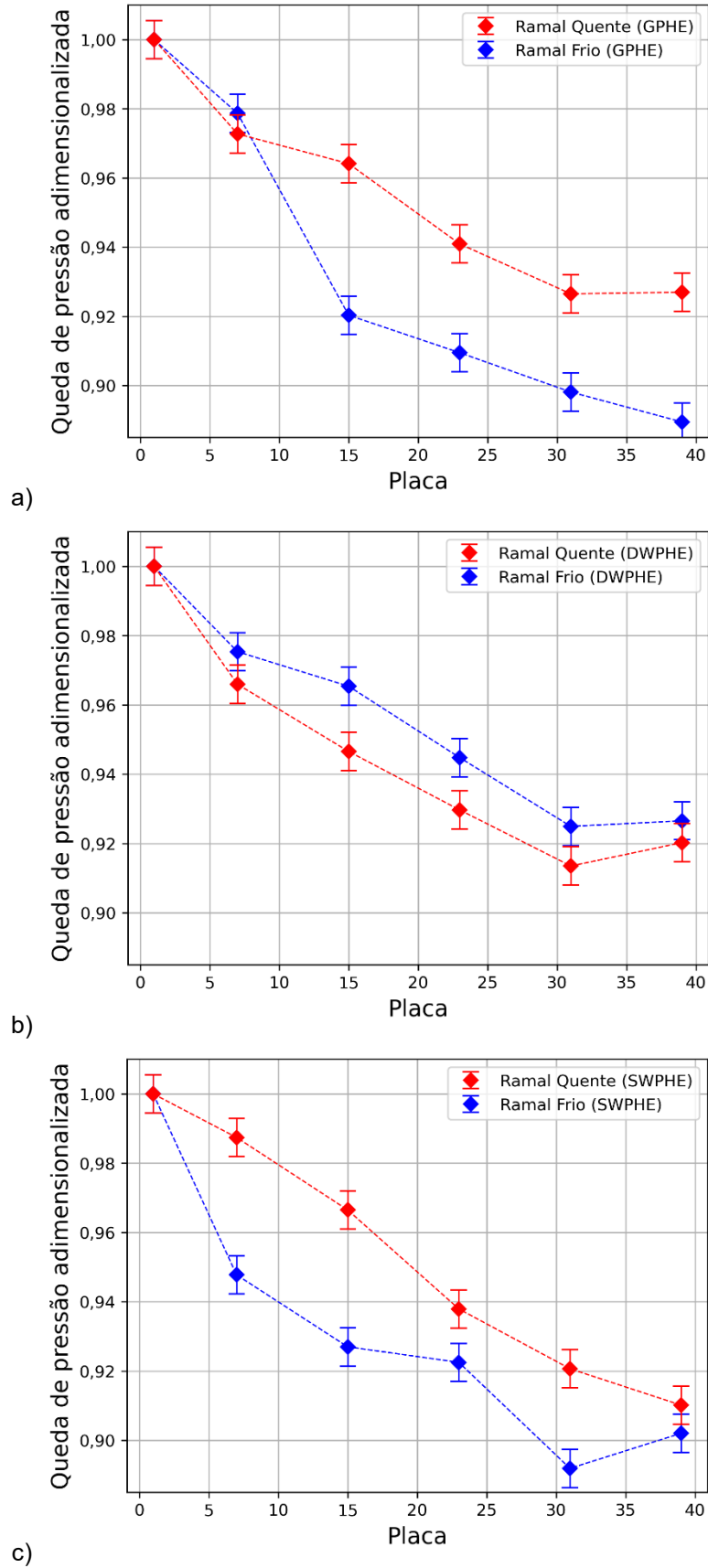
4.2 MÁ DISTRIBUIÇÃO

Nesta seção, será realizada uma avaliação da distribuição de escoamento nos três tipos de trocadores abordados neste trabalho. Utilizando o modelo proposto por Bassiouny e Martin (1984), apresentado na 2.3. Serão avaliados os efeitos de expansão e estrangulamento na distribuição da vazão nos canais, conforme testes descritos na 3.5.1.

4.2.1 Configuração em paralelo

A Figura 63 ilustra os diferenciais de pressão adimensionalizados ao longo dos feixes de placas para os trocadores GPHE, DWPHE e SWPHE, com uma vazão próxima entre os trocadores, respectivamente de 6,12 kg/s ($Re = 4087,1$), 6,02 kg/s ($Re = 4331,9$) e 5,89 kg/s ($Re = 3570,1$). Observa-se um comportamento consistente nos três equipamentos, caracterizado por uma diminuição gradual do diferencial de pressão adimensionalizada em função do valor global ao longo das placas, ou seja, o valor do diferencial de pressão na primeira placa. Essa variação é esperada devido à alteração do escoamento ao longo dos canais, influenciada pela redução da vazão mássica nas regiões das distribuições de entrada e saída dos trocadores.

Figura 63 - Diferencial de pressão adimensionalizado por canal: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



Fonte: Autor (2024).

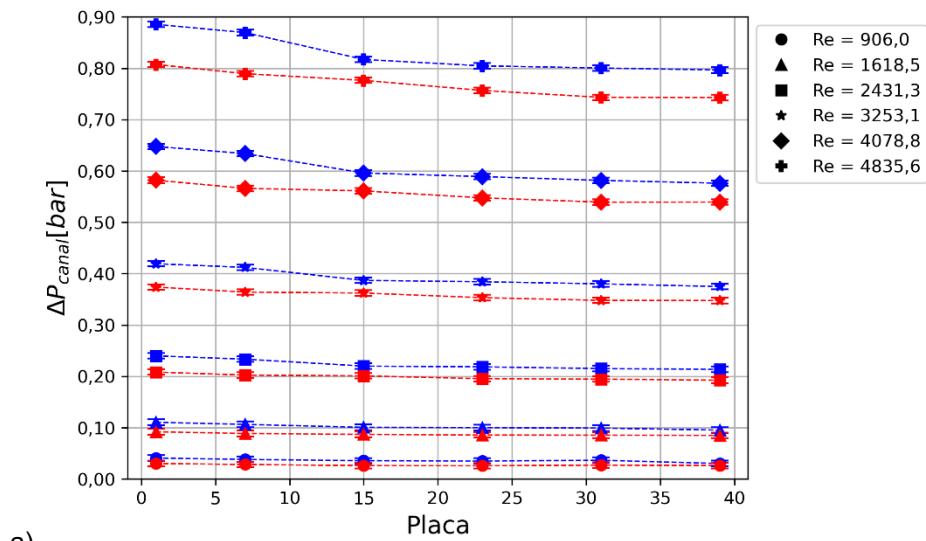
Nos três trocadores analisados neste estudo, o primeiro canal de escoamento é destinado ao ramal frio, enquanto o último canal é destinado ao ramal quente. É interessante notar que o diferencial de pressão de maior valor é localizado no primeiro canal, uma vez que está exposto à vazão mássica total nos distribuidores de entrada e saída.

Apesar dos resultados das quedas de pressão apresentadas pelas agulhas na seção anterior demonstrarem uma simetria geométrica e correta distribuição, ainda é possível observar comportamentos diferentes entre os ramais e os próprios trocadores. Essas diferenças podem ser atribuídas a fatores como a falta de simetria geométrica entre as placas ou a divisão incorreta da vazão mássica pelo 'Y'. Outras possíveis causas dessas discrepâncias seriam os vórtices criados na saída dos canais e a movimentação das hastes durante os testes.

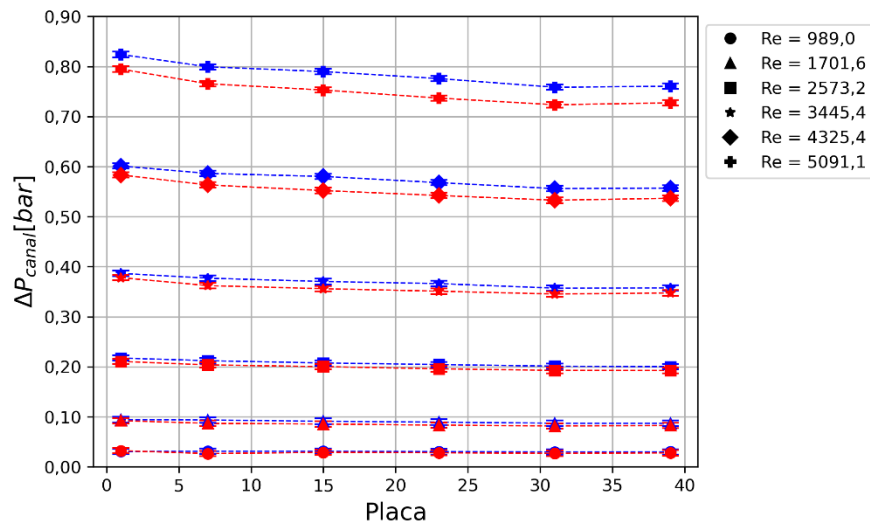
O GPHE apresentou a maior alteração no diferencial de pressão entre os três trocadores, com o ramal frio apresentando uma redução do diferencial de pressão de aproximadamente 11,06% no último canal. Por sua vez, o SWPHE exibiu uma queda do diferencial de pressão contínua no ramal quente, que é destinado ao lado soldado. Essa característica é esperada para uma condição ideal, com a redução gradual da vazão mássica ao longo das placas, permitindo identificar a influência das gaxetas nessas medições de pressão. O DWPHE apresentou um comportamento mais próximo do ideal, ou seja, com pouca alteração ao longo dos canais, o que pode ser atribuído à maior resistência mecânica proporcionada pelas placas duplas.

A Figura 64 apresenta a análise do comportamento da má distribuição em diferentes números de Reynolds, revelando um aumento no diferencial de pressão tanto no primeiro quanto no último canal conforme os números de Reynolds aumentam. Vale ressaltar que, para uma melhor representação gráfica, o diferencial de pressão de pressão não foi adimensionalizado.

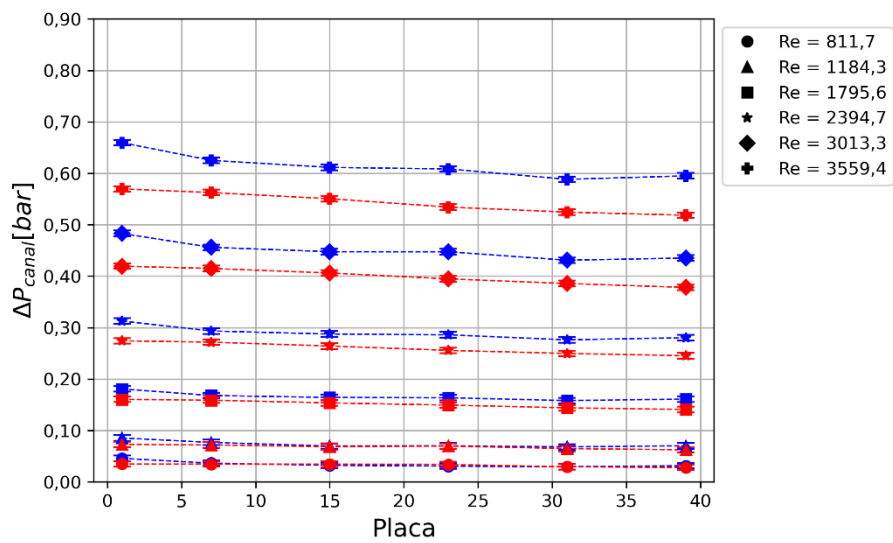
Figura 64 – Diferencial de pressão ao longo dos canais em função do número de Reynolds: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



a)



b)



c)

Fonte: Autor (2024).

Em todos os trocadores, é evidente a influência do número de Reynolds na distribuição de pressão ao longo dos canais do trocador de calor. Com o aumento do número de Reynolds, a intensidade do escoamento se torna maior, o que pode levar a uma distribuição desigual das velocidades do fluido e, conseqüentemente, a uma variação nas quedas de pressão entre os canais.

Ao analisar o desempenho do GPHE, conforme ilustrado na Figura 64, observa-se uma uniformidade na distribuição do fluido ao longo das placas na faixa de Reynolds de 931 a 2498, resultando em um menor diferencial de pressão do primeiro para o último canal. No entanto, à medida que o número de Reynolds aumenta, ocorre um aumento no diferencial de pressão, principalmente nos primeiros canais, seguido de uma relativa uniformidade.

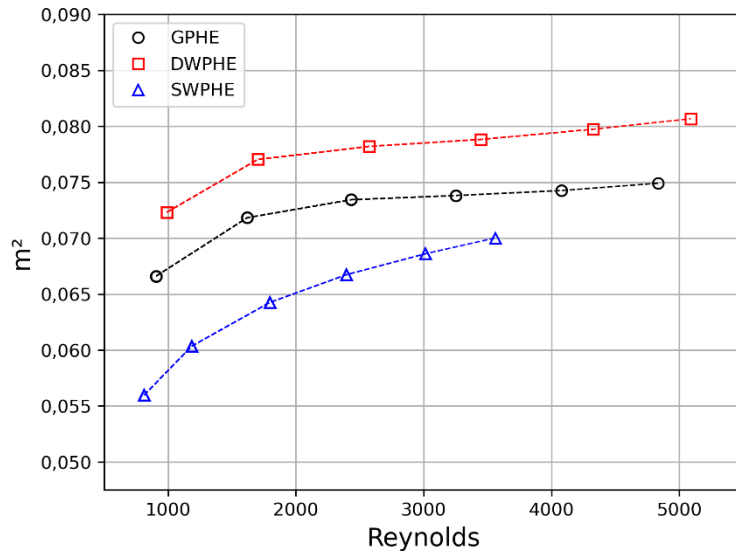
Por outro lado, o DWPHE apresenta uma maior uniformidade em todas as faixas de número de Reynolds, sem um aumento significativo do diferencial de pressão nos primeiros canais, como observado no GPHE. Podendo ser um resultado de sua maior resistência mecânica causada pela placa de parede dupla, juntamente com a leve expansão de ambos os ramais devido a existência da película de ar entre as placas.

Por fim, o SWPHE exibe um comportamento similar ao GPHE para o ramal frio (gaxetado), com um aumento do diferencial de pressão nos primeiros canais nas mesmas faixas de número de Reynolds. No entanto, para o ramal quente (soldado), o comportamento é mais próximo do DWPHE, reforçando a hipótese da influência das gaxetas e da resistência da placa nesse tipo de trocador.

Com base nos diferenciais de pressão, é possível calcular o parâmetro de má distribuição m^2 usando o método proposto por Bassiouny e Martin (1984). Os valores dos fatores de atrito obtidos na seção 4.1.3 foram utilizados para os cálculos.

A Figura 65 mostra a variação do parâmetro adimensional m^2 em função do número de Reynolds para cada trocador. Observa-se que o valor de m^2 está dentro da faixa de -0,1 a 0,1, o que indica um escoamento relativamente uniforme, de acordo com Bassiouny e Martin (1984). Para cálculo dele é adotado o valor médio entre o ramal quente e frio.

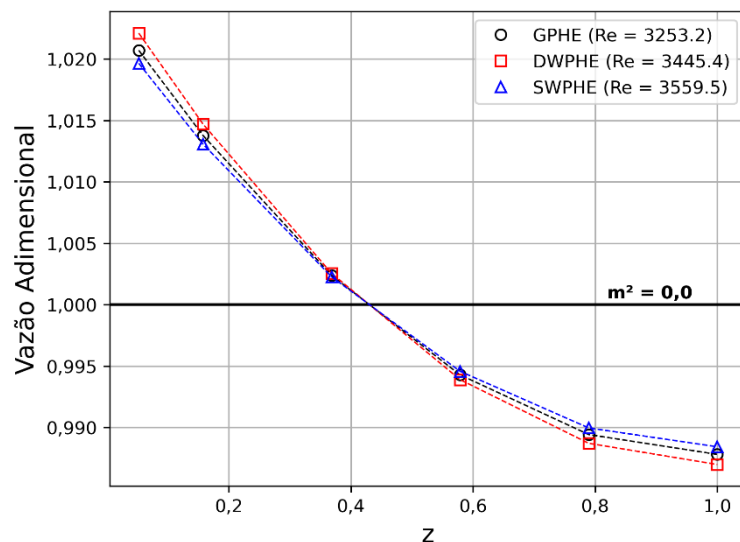
Figura 65 – Parâmetro adimensional m^2 calculado nesse estudo por número de Reynolds.



Fonte: Autor (2024).

É possível observar valores relativamente baixos do parâmetro adimensional m^2 para todos os trocadores. Na Figura 66, estão representadas as distribuições de vazão adimensional, calculada pela eq. (23), em função do número de canais adimensional, obtida através da eq. (24), para uma faixa específica do número de Reynolds.

Figura 66 - Vazão adimensional para diferentes tipos de trocadores.



Fonte: Autor (2024).

O parâmetro m^2 está inversamente relacionado ao fator de fricção e está associado às dimensões das placas. Como ilustrado na Figura 57, todos os tipos de

trocadores apresentam valores próximos desse fator, indicando um comportamento semelhante entre os equipamentos.

Apesar dos valores do parâmetro m^2 estarem relativamente próximos entre os trocadores e que a má distribuição possa ser considerada desprezível, visto estar dentro da faixa de -0,1 a 0,1 indicada por Bassiouny e Martin (1984), é importante ressaltar o comportamento distinto de cada trocador em relação às alterações dos diferenciais de pressão ao longo do feixe de placas medidos pela haste.

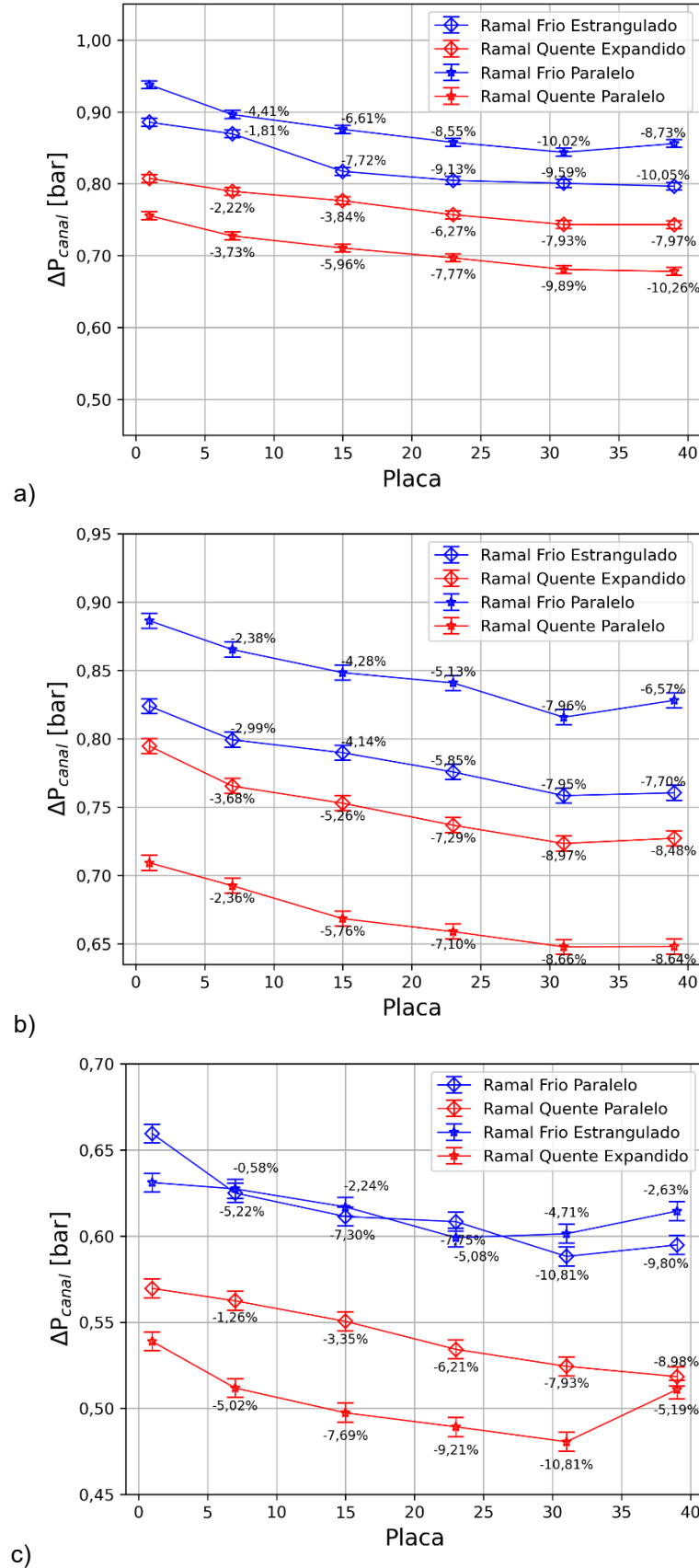
4.2.2 Efeitos da pressão de entrada na má distribuição

A fim de examinar os efeitos do diferencial de pressão na má distribuição, foram conduzidos testes com o procedimento na configuração em série, conforme detalhado na seção 3.5.1. Os resultados experimentais obtidos nessas análises estão apresentados no APÊNDICE E.

A diferença de pressão entre os ramais tem um impacto direto nas dimensões dos canais de passagem da placa, resultando em alterações nas perdas de pressão dos ramais, conforme observado nos resultados da seção 4.1.4. Quando há expansão do ramal de maior pressão, ocorre uma diminuição nas quedas de pressão, enquanto o ramal estrangulado sofre um aumento. Efeito que foi observado com a medição com as agulhas nos canais.

A Figura 67 ilustra a comparação dos efeitos da queda de pressão sem o diferencial de pressão entre os ramais, obtido na seção anterior, com um diferencial de pressão entre os ramais.

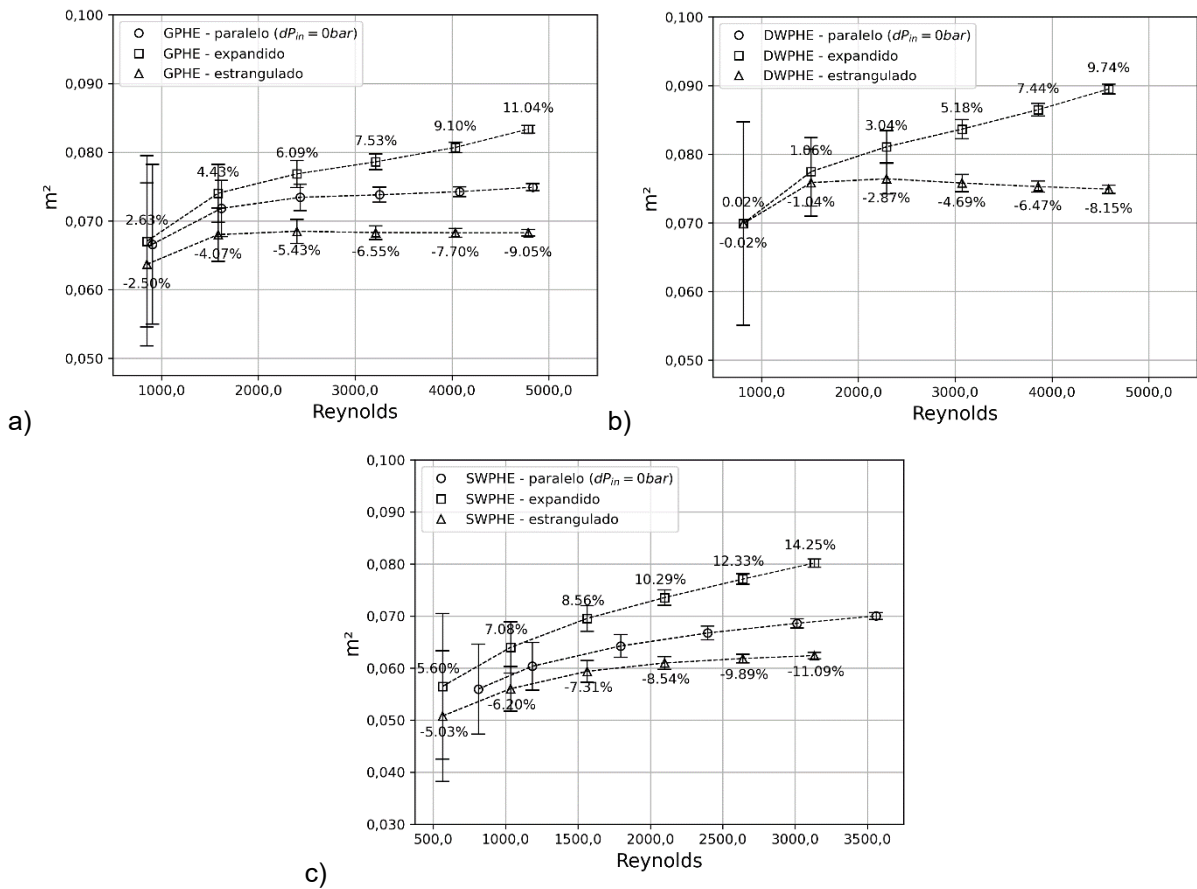
Figura 67 – Comparativo de diferencial de pressão ao longo dos canais com e sem expansão e estrangulamento: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



Fonte: Autor (2024).

Ao analisar o comportamento do diferencial de pressão ao longo do feixe de placas, nota-se que os efeitos do diferencial de pressão entre os ramais não se limitam apenas às quedas de pressão entre os canais, conforme visto na seção 4.1.4. É possível verificar uma influência na má distribuição do fluido, resultando em variações nos diferenciais de pressão conforme demonstrado anteriormente. Essas variações têm um impacto direto no parâmetro m^2 , conforme ilustrado na Figura 68.

Figura 68 - Comparativo do parâmetro m^2 ao longo dos canais com e sem expansão e estrangulamento: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



Fonte: Autor (2024).

Os efeitos do diferencial de pressão exercem um impacto significativo na má distribuição dos canais do trocador de calor. Verifica-se um aumento expressivo na má distribuição nos canais expandidos e uma diminuição nos canais estrangulados em comparação com o escoamento paralelo, o que é ilustrado por meio de percentuais nos gráficos.

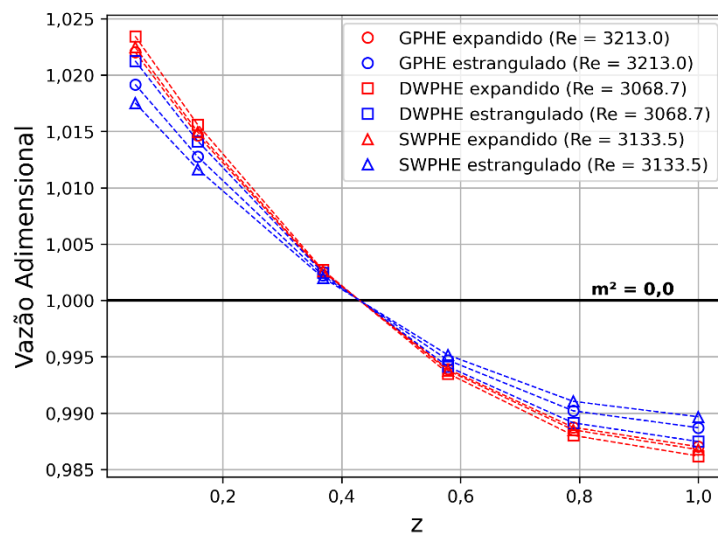
A relação entre o diferencial de pressão entre os ramais, a área do canal e o fator de fricção, como apresentada na seção 4.1.4, é responsável por esse efeito

observado. De acordo com a eq. (21), a área do canal é diretamente proporcional e o fator de fricção é inversamente proporcional ao parâmetro m^2 . Dado que o termo que envolve a área do canal é quadrático na equação, ele se torna o fator predominante que influencia o comportamento mencionado anteriormente.

Com o aumento do número de Reynolds, torna-se mais evidente a diferença de comportamento entre os ramais. Essa diferença não está diretamente relacionada ao valor absoluto do número de Reynolds, mas sim ao maior diferencial de pressão que ocorre entre os ramais nessa faixa de Reynolds, conforme apresentado no APÊNDICE E.

Da mesma forma que ilustrado na Figura 66, a Figura 69 apresenta a vazão adimensional para faixas de números de Reynolds similares sob os efeitos dos diferenciais de pressão.

Figura 69 - Vazão adimensional em função da distância axial do canal dos trocadores sob efeitos do diferencial de pressão.



Fonte: Autor (2024).

É interessante notar que os diversos tipos de trocadores de calor analisados apresentam um comportamento bastante semelhante, o que pode ser atribuído à sua similaridade dimensional e a um comportamento similar dos valores do parâmetro m^2 em função do número de Reynolds. Essa constatação sugere que as características específicas dos trocadores estudados neste trabalho não exercem um impacto significativo na má distribuição nas condições analisadas.

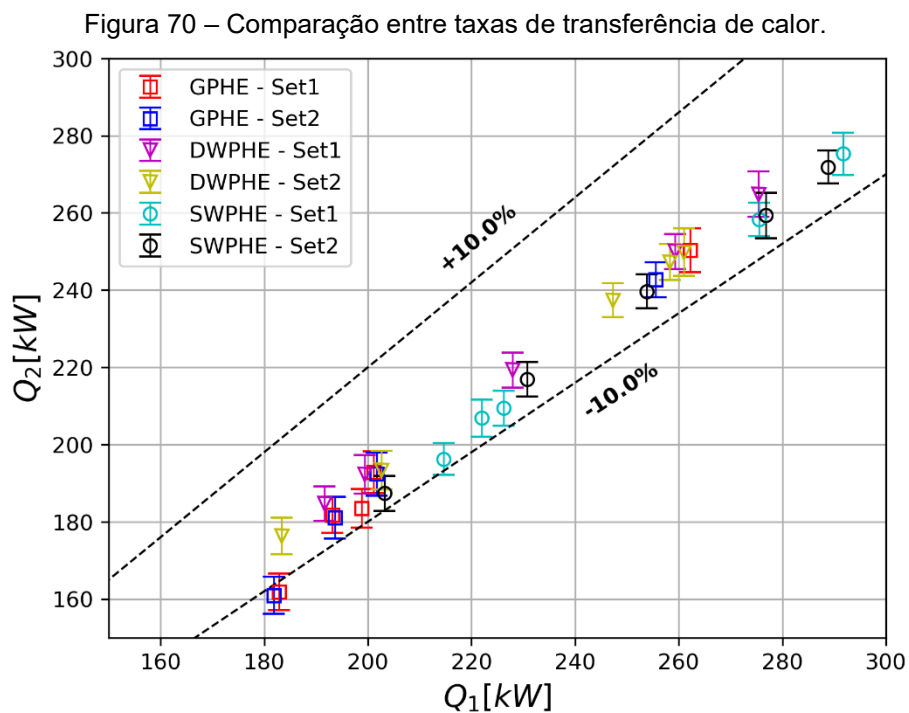
Dado que a quantidade de placas é relativamente baixa e a má distribuição é praticamente desprezível, pelo valor do parâmetro m^2 resultante, os diferentes tipos de trocadores demonstram comportamentos semelhantes em relação à distribuição do fluido para as condições experimentais. No entanto, é válido destacar o comportamento mais sensível do SWPHE em função do diferencial de pressão. Comportamento possivelmente devido a construção distinta do seu canal, especialmente pelo canal gaxetado, que conta com elastômero de dimensão bem distinta quando comparado ao elastômero do GPHE e DWPHE.

Por outro lado, em cenários com uma grande quantidade de placas e uma má distribuição mais acentuada, pode-se esperar que as diferenças entre os tipos de trocadores se tornem mais significativas.

4.3 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO

Nesta seção serão apresentados os resultados experimentais obtidos em relação à transferência de calor nos trocadores das três configurações analisadas. Utilizando dados de temperatura e vazão mássica, foi possível calcular a taxa de transferência de calor de ambos os ramais, permitindo assim sua comparação. Cabe destacar que a temperatura do ramal quente variou entre 35 e 48°C, enquanto a do ramal frio variou entre 12 e 23°C. Além disso, a vazão do ramal quente foi mantida constante em um valor médio de 7,06 kg/s, enquanto a vazão da água fria variou entre 2,12 e 6,40 kg/s. Todos os testes foram realizados na configuração em contracorrente.

Duas séries de testes foram conduzidas para cada combinação de temperatura e vazão, alternando-se os ramais expandido e estrangulado, detalhados na Tabela 12 e Tabela 13. Na série denominada Teste 1, o canal expandido, que é aquele de maior pressão, foi utilizado como ramal quente. Já na série denominada Teste 2, o canal expandido foi utilizado como ramal frio. A fim de verificar a coerência das medições, foram comparadas as taxas de transferência de calor dos ramais quentes e frios, conforme pode ser observado na Figura 70. Foi possível constatar valores entre 180 e 291 kW.



Fonte: Autor (2024).

A diferença entre as taxas de transferência de calor permaneceu dentro das margens de incerteza de medição, $\pm 10\%$, independentemente do tipo de trocador testado, indicando que o balanço de energia é válido. No entanto, as discrepâncias nos valores da taxa de transferência de calor entre os ramos quente e frio podem ser atribuídas às limitações das capacidades da bancada em relação à transferência de calor do equipamento. Isso resultou em uma maior variação nas temperaturas ao longo do experimento, o que, juntamente com as perdas de energia do ramal quente para o ambiente, resulta em uma maior incerteza associada ao resultado.

O coeficiente global de transferência de calor foi calculado a partir do valor médio da taxa de transferência de calor do fluido quente e frio, respectivamente representados por \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 , utilizando a equação abaixo.

$$\dot{Q}_{m\u00e9dio} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} \quad (52)$$

4.3.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor foi avaliado em função da taxa de transferência de calor, da média logarítmica das diferenças de temperatura dos fluidos e da área de troca térmica, conforme eq. (8).

A Tabela 12 apresenta os valores experimentais referentes ao cálculo do coeficiente global de troca térmica no Teste 1, onde os índices 1 e 2 indicam o ramal quente e frio, respectivamente. Nesse experimento, a pressão no ramal frio é mantida constantemente superior à do ramal quente. Essa disparidade é viabilizada pela própria característica da curva da bomba de água fria.

Já na Tabela 13 são apresentados os resultados do experimento com o ramal quente expandido, intitulado como Teste 2. Nestas condições experimentais, a pressão do ramal quente é mantida em níveis superiores à do ramal frio, sendo essa diferença alcançada através do estrangulamento da válvula, conforme ilustrado na Figura 45.

Tabela 12 – Valores testes experimentais para ramal frio expandido.

Configuração Trocador	Variáveis	Valores				
GPHE (Teste 1)	\dot{m}_2 (kg/s)	2,15	3,02	4,07	5,07	5,51
	$T_{2,in}$ (°C)	19,10	21,10	18,36	21,76	20,50
	$T_{2,out}$ (°C)	39,61	36,90	29,76	31,28	31,93
	$P_{2,in}$ (bar)	2,17	2,57	2,81	3,79	4,28
	\dot{m}_1 (kg/s)	6,66	6,68	6,64	6,64	6,68
	$T_{1,in}$ (°C)	43,16	41,87	35,62	37,86	40,52
	$T_{1,out}$ (°C)	37,35	35,32	29,08	30,93	31,56
	$P_{1,in}$ (bar)	1,98	2,00	1,99	2,00	2,01
	dP_{in} (bar)	0,19	0,57	0,82	1,79	2,27
	\bar{U} (W/m ² K)	3909	4422	4743	5135	5329
DWPHE (Teste 1)	\dot{m}_2 (kg/s)	2,16	3,04	4,10	5,21	6,29
	$T_{2,in}$ (°C)	16,18	18,57	18,40	18,05	18,28
	$T_{2,out}$ (°C)	37,49	34,35	31,74	29,99	28,78
	$P_{2,in}$ (bar)	2,64	2,79	4,26	3,42	4,51
	\dot{m}_1 (kg/s)	7,06	7,06	7,04	7,04	7,05
	$T_{1,in}$ (°C)	44,44	42,84	42,31	42,99	42,97
	$T_{1,out}$ (°C)	38,20	36,34	34,87	34,51	33,99
	$P_{1,in}$ (bar)	2,21	2,20	2,21	2,20	2,21
	dP_{in} (bar)	0,43	0,59	2,05	1,22	2,30
	\bar{U} (W/m ² K)	2934	3172	3420	3532	3677
SWPHE (Teste 1)	\dot{m}_2 (kg/s)	2,22	3,06	4,19	5,22	6,41
	$T_{2,in}$ (°C)	16,66	19,16	21,42	20,37	19,22
	$T_{2,out}$ (°C)	39,87	36,91	34,14	33,03	30,13
	$P_{2,in}$ (bar)	2,41	2,55	2,78	3,73	5,14
	\dot{m}_1 (kg/s)	7,00	6,99	6,98	6,96	6,97
	$T_{1,in}$ (°C)	43,89	42,23	4,30	41,42	39,74
	$T_{1,out}$ (°C)	37,20	35,07	33,23	32,55	30,30
	$P_{1,in}$ (bar)	2,06	2,06	2,06	2,07	2,08
	dP_{in} (bar)	0,35	0,49	0,72	1,66	3,06
	\bar{U} (W/m ² K)	4207	4665	5114	5433	5680

Fonte: Autor (2024).

Tabela 13 - Valores testes experimentais para ramal quente expandido.

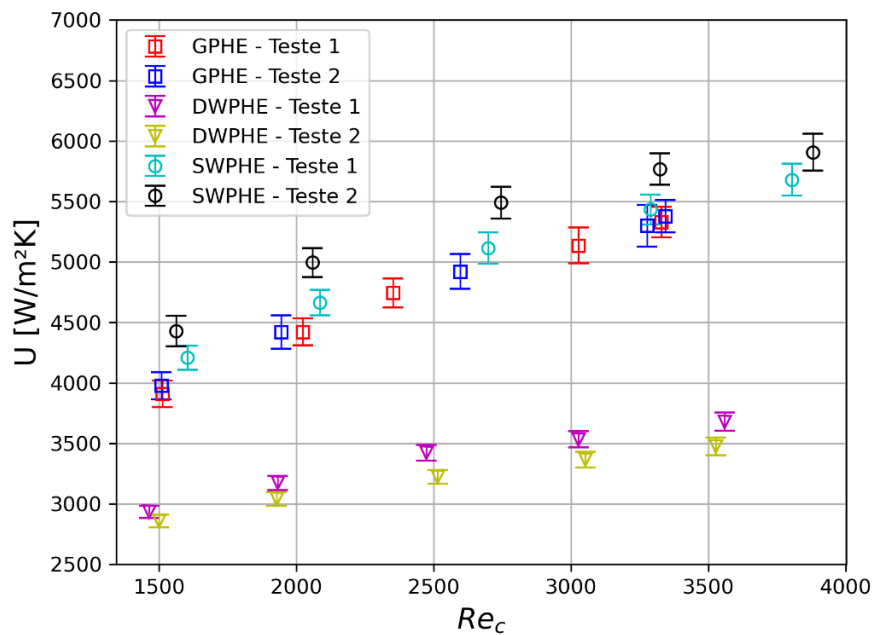
Configuração Trocador	Variáveis	Valores				
GPHE (Teste 2)	\dot{m}_2 (kg/s)	2,15	2,98	4,03	5,09	5,48
	$T_{2,in}$ (°C)	18,93	22,52	23,45	25,46	21,14
	$T_{2,out}$ (°C)	39,28	35,62	34,97	34,97	32,33
	$P_{2,in}$ (bar)	1,15	1,28	1,50	1,77	1,89
	\dot{m}_1 (kg/s)	6,70	6,72	6,70	6,68	6,67
	$T_{1,in}$ (°C)	42,69	39,54	40,46	41,29	40,55
	$T_{1,out}$ (°C)	36,96	34,30	34,01	34,41	31,87
	$P_{1,in}$ (bar)	1,94	1,95	1,96	1,96	1,96
	dP_{in} (bar)	0,79	0,67	0,46	0,19	0,07
	\bar{U} (W/m ² K)	3976	4418	4920	5299	5378
DWPHE	\dot{m}_2 (kg/s)	2,19	3,02	4,08	5,15	6,22

(Teste 2)	$T_{2,in}$	(°C)	17,92	18,37	18,24	18,89	18,79	
	$T_{2,out}$	(°C)	38,09	34,48	32,78	30,91	28,84	
	$P_{2,in}$	(bar)	1,14	1,25	1,46	1,71	2,02	
	\dot{m}_1	(kg/s)	7,03	7,03	7,03	7,03	7,01	
	$T_{1,in}$	(°C)	45,12	43,53	45,06	44,45	43,04	
	$T_{1,out}$	(°C)	39,12	36,97	37,00	36,04	34,53	
	$P_{1,in}$	(bar)	2,13	2,13	2,13	2,14	2,14	
	dP_{in}	(bar)	0,99	0,88	0,67	0,43	0,12	
	\bar{U}	(W/m ² K)	2857	3040	3223	3366	3474	
	SWPHE (Teste 2)	\dot{m}_2	(kg/s)	2,12	2,95	4,05	5,20	6,40
		$T_{2,in}$	(°C)	18,03	19,32	21,63	20,39	20,79
$T_{2,out}$		(°C)	41,16	38,09	36,67	33,71	31,15	
$P_{2,in}$		(bar)	1,14	1,26	1,46	1,71	2,00	
\dot{m}_1		(kg/s)	7,28	7,25	7,23	7,16	7,10	
$T_{1,in}$		(°C)	44,31	42,74	42,86	41,80	39,75	
$T_{1,out}$		(°C)	38,15	35,60	34,94	32,73	31,02	
$P_{1,in}$		(bar)	1,78	1,81	1,84	1,91	1,97	
dP_{in}		(bar)	0,64	0,55	0,38	0,20	0,03	
\bar{U}		(W/m ² K)	4427	4995	5490	5765	5907	

Fonte: Autor (2024).

A Figura 71 ilustra a variação do coeficiente global de troca térmica em relação ao número de Reynolds do ramal frio. Observa-se um aumento no coeficiente global de troca térmica, conforme o número de Reynolds aumenta, o que era esperado, uma vez que estão diretamente relacionados à velocidade do escoamento.

Figura 71 - Coeficiente global de troca térmica em função do número de Reynolds do ramal frio.



Fonte: Autor (2024).

A proximidade dos valores dos coeficientes globais de troca térmica do SWPHE e GPHE para números de Reynolds similares é notável. Apesar do parâmetro b ser menor, o SWPHE apresenta números de Reynolds superiores ao GPHE para a mesma vazão mássica, sem, contudo, afetar significativamente a transferência de calor.

Em contraste, o DWPHE exibe coeficientes globais consideravelmente inferiores quando comparados aos demais trocadores. Mesmo com uma espessura de placas final maior do que os outros trocadores, tal diferença não seria justificável. Surge, então, a hipótese de uma camada de ar entre as paredes das placas, introduzindo uma resistência térmica adicional ao modelo representado na Figura 24.

Ao considerar a condutividade do ar a pressão atmosférica e temperatura de 25°C, com $k_{ar} = 0,02551$ W/mK, segundo Çengel e Ghajar (2012); pode-se calcular a espessura (e) dessa camada de ar equivalente à diferença entre os coeficientes globais do GPHE e DWPHE. Adotaremos como referência os coeficientes globais do GPHE, uma vez que seus números de Reynolds experimentais são mais próximos dos DWPHE. A manipulação da eq. (12) resulta na eq. (53), que, junto aos dados experimentais, nos permitirá determinar a espessura de camada de ar entre as placas.

$$e = \left(\frac{1}{U_{DWPHE}} - \frac{1}{U_{GPHE}} + \frac{t_{GPHE} - t_{DWPHE}}{k} \right) k_{ar} \quad (53)$$

onde e é a espessura da camada de ar no trocador, U_{DWPHE} é o coeficiente global de troca térmica experimental do DWPHE, U_{GPHE} é o coeficiente global de troca térmica experimental do GPHE, t_{DWPHE} é a espessura da placa do DWPHE, t_{GPHE} é a espessura da placa do GPHE, k é a condutividade térmica da placa do trocador de calor e k_{ar} é a condutividade térmica do ar.

Esta abordagem nos permite calcular uma espessura média da camada de ar, desconsiderando o efeito causado pelas espessuras diferentes das placas. Com isso obtemos os valores médios das camadas de ar de $1,885 \times 10^{-6}$ m para o Teste 1 e $2,345 \times 10^{-6}$ m para o Teste 2. O Teste 1, sujeito a um diferencial de pressão mais elevado entre os ramais, pode resultar em um estreitamento da câmara entre as placas, contribuindo para uma camada de ar resultante menor.

Apesar de a camada de ar ser pequena, sua baixa condutividade a torna significativa quando comparada com a resistência própria da placa de aço inoxidável. Para oferecer uma perspectiva mais clara, a Tabela 14 compara as resistências térmicas das placas e da camada de ar.

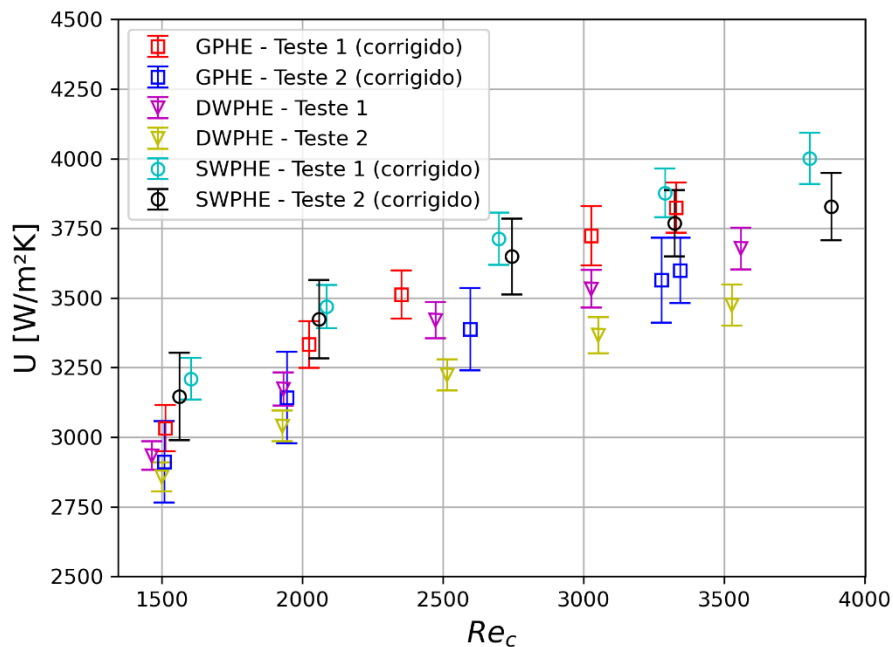
Tabela 14 - Comparação das resistências térmicas de placa e camada de ar.

Configuração Trocador	Resistência por placa (m^2K/W)	Resistência da camada de ar (m^2K/W)
DWPHE	$4,706 \times 10^{-5}$	$7,389 \times 10^{-5}$

Fonte: Autor (2024).

A adição dessa resistência extra, nos trocadores GPHE e SWPHE, resulta em valores semelhantes para o coeficiente global em todos os casos, ilustrado na Figura 72. Isso era esperado devido à similaridade entre as configurações das placas, com uma pequena influência da maior espessura da placa para o DWPHE. No entanto, isso indica uma influência significativa dessa camada de ar na transferência de calor nos trocadores estudados.

Figura 72 - Coeficiente global de troca térmica em função do número de Reynolds do ramal frio com a resistência térmica do ar.



Fonte: Autor (2024).

4.3.2 Resultados do Método Wilson Plot Modificado

Nesta seção, serão expostos os resultados obtidos por meio do método *Wilson Plot* modificado, amplamente abordado em bibliografias especializadas sobre trocadores de calor a placas. O objetivo aqui é destacar as limitações inerentes a esse método, para posteriormente (próxima seção), apresentar os resultados decorrentes das alterações propostas ao método.

Para garantir as condições ideais de aplicação do método de *Wilson Plot* modificado, a vazão do ramal quente é mantida constante nos experimentos e maior que a do ramal frio. Isso resulta em uma aproximação do número de Reynolds do ramal quente a uma constante durante as medições.

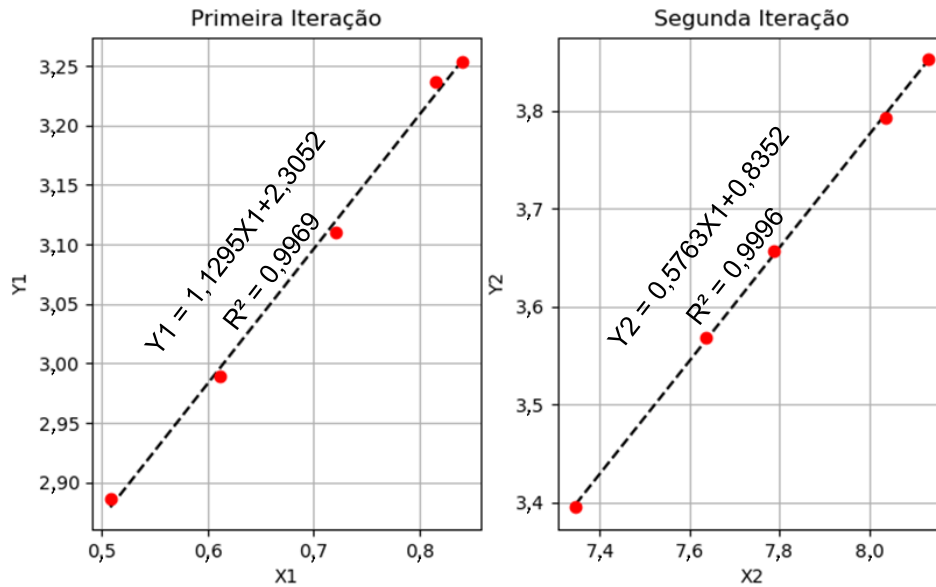
No entanto, é importante ressaltar que o número de Reynolds ainda pode sofrer pequenas variações em função de possíveis alterações na vazão ou nas propriedades do fluido frio, que podem ocorrer devido às variações de temperatura durante o experimento.

Embora haja pequenas variações do número de Reynolds do ramal quente, não possuem uma influência significativa no coeficiente global de troca térmica. Sendo a variação na vazão do fluido é a principal responsável pelas alterações no coeficiente global de troca térmica. Com essa hipótese, podemos aplicar as técnicas para determinação do coeficiente de troca térmica de cada ramal do trocador.

Com os cálculos dos coeficientes globais de troca térmica apresentados na seção anterior, foi utilizado a técnica *Wilson Plot* Modificado – apresentado na 3.7. Conforme já declarado em seções anteriores, a técnica considera a variação do coeficiente global de troca térmica devido à variação de vazão de apenas um ramal, chamado ramal de interesse, mantendo o outro ramal inalterado.

Na Figura 73, é possível visualizar os gráficos da interação para Y_1 e Y_2 , acompanhados pelo coeficiente de determinação R^2 . Esses gráficos correspondem à aplicação do método para o modelo de trocador de placas simples, GPHE, com o ramal frio expandido. Resultados similares são obtidos para todas as outras configurações.

Figura 73 - Iterações do método Wilson Plot para trocador de placas simples.



Fonte: Autor (2024).

Com a convergência obtida entre as iterações, é possível obter o valor da constante a que representa o expoente do número de Reynolds no método. A partir desta é possível extrair o coeficiente linear e angular da reta, permitindo o cálculo das constantes C_1 e C_2 que são os coeficientes do número de Reynolds para cálculo de Nusselt, conforme eqs. (32) e (33).

O método descrito é aplicado em todas as configurações de trocadores abordadas neste trabalho, para ambos os testes realizados em cada um. Os valores das constantes obtidas são apresentados na Tabela 15.

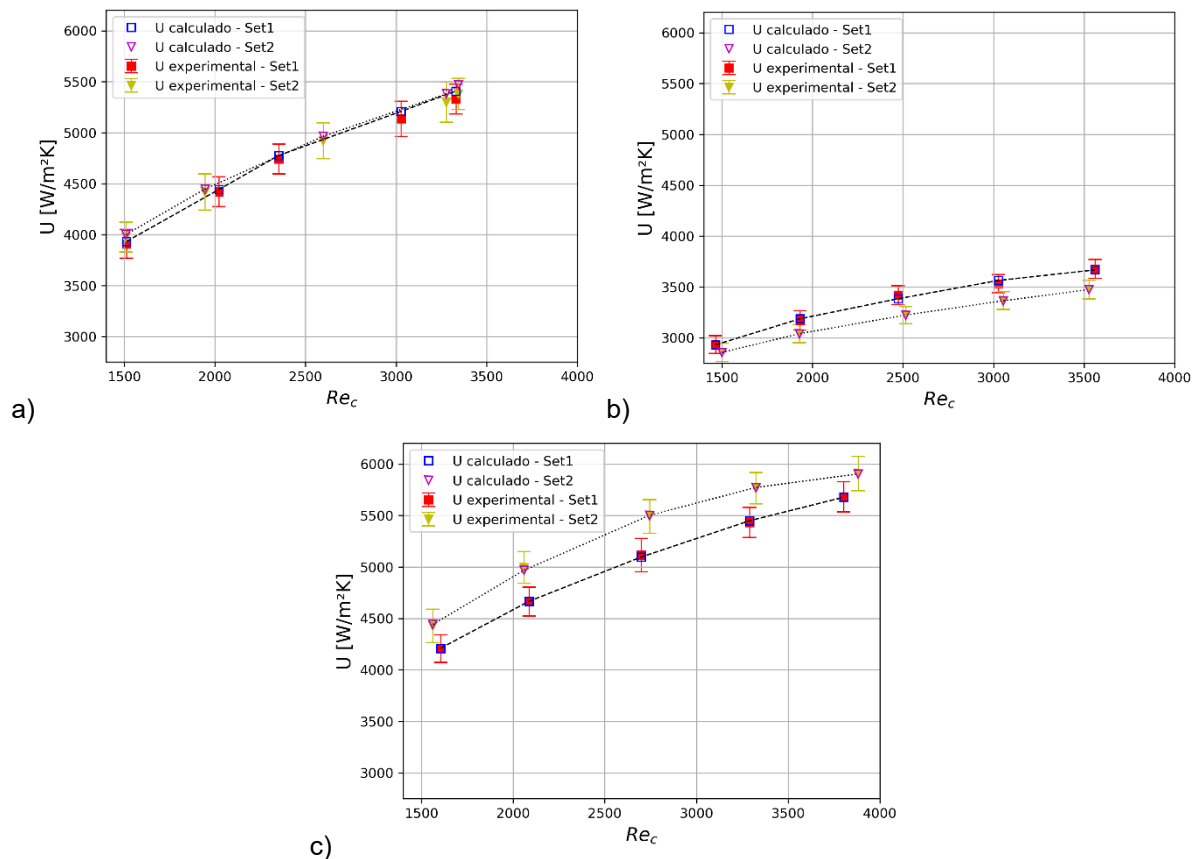
Tabela 15 - Coeficientes do método Wilson Plot Modificado.

Configuração	Ramal expandido	Constantes		
		a	C_1	C_2
GPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	0,5730	0,4255	0,8684
	Quente (<i>Teste 2</i>)	0,6189	0,3314	0,4734
DWPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	0,6318	0,3207	0,1587
	Quente (<i>Teste 2</i>)	0,3385	1,8967	3,2756
SWPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	0,7387	0,1564	0,1115
	Quente (<i>Teste 2</i>)	0,9929	0,0310	0,1043

Fonte: Autor (2024).

Quando comparamos os coeficientes globais de troca térmica experimentais com os obtidos através dos coeficientes do método, os resultados são satisfatórios, como demonstrado na Figura 74.

Figura 74 - Comparação coeficientes globais de troca térmica experimentais e obtidos pelo método de Wilson Plot para a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



Fonte: Autor (2024).

Para validar a correlação de Nusselt obtida para o trocador de parede simples, foram realizados testes adicionais com condições completamente opostas às aplicadas no método Wilson Plot, ou seja, a vazão do ramal quente foi mantida constante, porém, menor que a vazão do ramal frio. Uma vez que as correlações devem atender a uma variedade de condições de troca térmica para que os resultados sejam considerados aceitáveis. O teste foi conduzido com uma faixa de Reynolds semelhante, exigindo uma precisão comparável àquela dos testes que originaram os coeficientes. Esse mesmo procedimento foi adotado para o DWPHE e SWPHE.

A Tabela 16 apresenta os valores para os dois testes adicionais efetuados, onde a vazão constante foi mantida menor que a vazão variável, ou seja, a resistência térmica predominante é a variável no experimento. Esses dois experimentos se

contrapõem ao padrão usualmente adotado pelo método de *Wilson Plot* e suas variáveis, tendo como objetivo uma situação crítica e oposta ao método para sua validação.

A diferença entre o Teste 3 e o Teste 4 está associada às pressões de entrada dos ramais quente e frio. No Teste 3, o ramal frio possui uma pressão de entrada superior à do ramal quente, enquanto no Teste 4 a situação é invertida.

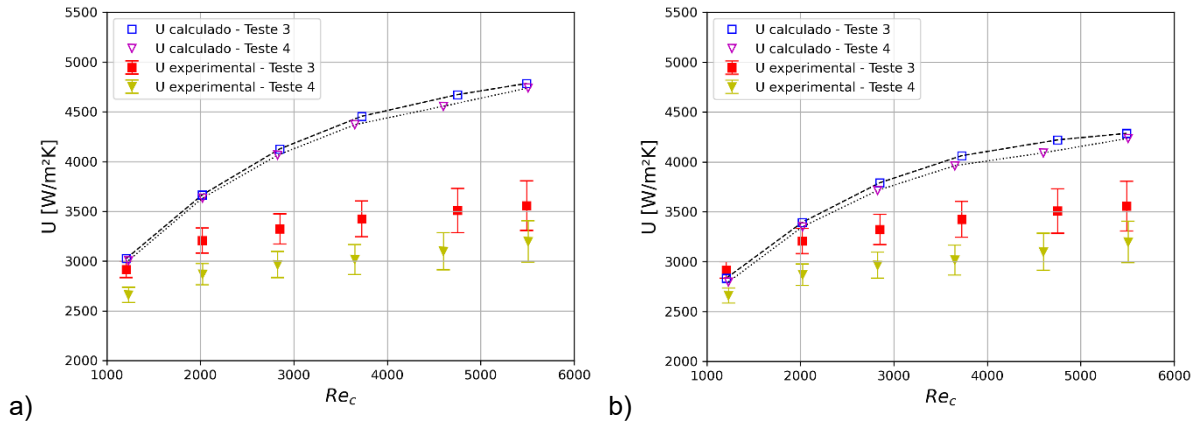
Tabela 16 - Valores dos testes experimentais para ramal quente expandido.

Configuração Trocador	Variáveis	Valores					
GPHE (Teste 3)	\dot{m}_1	(kg/s)	2,13	4,09	6,27	8,47	10,69
	$T_{1,in}$	(°C)	15,22	15,05	13,82	13,85	15,34
	$T_{1,out}$	(°C)	28,76	22,78	19,26	17,96	18,4
	$P_{1,in}$	(bar)	1,14	1,46	2,02	2,81	3,81
	\dot{m}_2	(kg/s)	1,16	1,16	1,16	1,16	1,15
	$T_{2,in}$	(°C)	44,63	44,19	44,73	44,96	44,18
	$T_{2,out}$	(°C)	19,11	17,16	15,46	15,22	16,45
	$P_{2,in}$	(bar)	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04
	dP_{in}	(bar)	0,10	0,42	0,98	1,77	2,77
	\bar{U}	(W/m ² K)	2997	3296	3416	3518	3605
GPHE (Teste 4)	\dot{m}_1	(kg/s)	2,21	4,15	6,3	8,5	10,52
	$T_{1,in}$	(°C)	15,5	14,59	13,61	13,24	14,85
	$T_{1,out}$	(°C)	28,01	22,17	18,76	17,04	17,73
	$P_{1,in}$	(bar)	1,16	1,48	2,08	2,92	3,92
	\dot{m}_2	(kg/s)	1,05	1,04	1,04	1,05	1,05
	$T_{2,in}$	(°C)	45,11	46,18	46,12	45,71	44,74
	$T_{2,out}$	(°C)	19,19	16,85	15,33	14,7	16,05
	$P_{2,in}$	(bar)	4,96	4,96	4,96	4,97	4,97
	dP_{in}	(bar)	3,80	3,48	2,88	2,05	1,05
	\bar{U}	(W/m ² K)	2734	2948	3046	3100	3184

Fonte: Autor (2024).

Ao adotar a correlação de Nusselt provenientes do método de *Wilson Plot* modificado, dos *Teste 1* e *Teste 2* da Tabela 15, foi observada uma grande variação nos coeficientes globais de troca térmica em comparação com os resultados obtidos nos experimentos para o *Teste 3* e *Teste 4*, conforme demonstrado na Figura 75.

Figura 75 - Comparação coeficientes globais de troca térmica do Teste 3 e Teste 4 com os coeficientes obtidos do a) Teste 1 e do b) Teste 2 com experimentais.



Fonte: Autor (2024).

Com a aplicação dos coeficientes obtidos pelo método de *Wilson Plot* para o *Teste 3* e *Teste 4*, não se obtém uma precisão satisfatória, levantam-se então hipóteses dessa imprecisão:

- A resistência térmica do fluido quente não é tão predominante para a aplicação do método;
- Há poucos pontos de testes comparado com a quantidade de variáveis a serem determinadas;
- Embora os fluidos quente e frio sejam o mesmo, os expoentes 'a' e 'b' não podem ser equiparados. Ocasionando a diferença de valores dos coeficientes C_1 e C_2 e os respectivos coeficientes de troca térmica;
- Pequenas flutuações na vazão de fluido quente, que deveriam ser constantes, podem ter causado essa divergência nos resultados, demonstrando uma grande sensibilidade da aplicação do método;
- Devido às limitações da bancada de teste, a falta de constância nas temperaturas de entrada dos fluidos pode ter interferido na aplicação precisa do método, o que também pode indicar uma alta sensibilidade do método utilizado
-

Ao empregar o método de *Wilson Plot* modificado para o cálculo dos coeficientes e ao aplicá-lo aos resultados experimentais, observamos os valores apresentados na Tabela 17, que evidenciam uma discrepância em comparação com os valores previamente obtidos. Essa disparidade reforça as suposições feitas

anteriormente sobre a sensibilidade do método, bem como a necessidade da predominância térmica de um dos fluidos como pré-requisito. Notavelmente, esse requisito carece de um valor mínimo mensurado por qualquer autor, podendo ser uma lacuna na literatura quanto a aplicação do método.

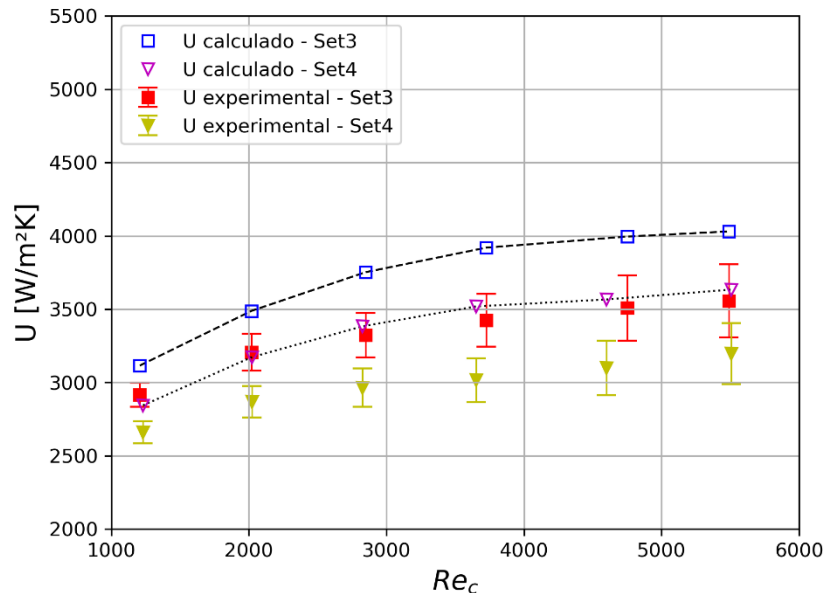
Tabela 17 - Coeficientes do método Wilson Plot Modificado para Testes 3 e 4.

Configuração	Ramal expandido	Constantes		
		a	C_1	C_2
GPHE	Frio (<i>Teste 3</i>)	0,4235	1,9198	1,5449
	Quente (<i>Teste 4</i>)	0,3789	2,4426	1,8938

Fonte: Autor (2024).

A Figura 76 compara os coeficientes globais obtidos experimentalmente com aqueles calculados usando os coeficientes da Tabela 17. Esses resultados sugerem que os coeficientes obtidos pelo método são aplicáveis somente aos dados experimentais de referência, não produzindo resultados eficazes quando extrapolados para outras condições experimentais.

Figura 76 - Comparação coeficientes globais de troca térmica experimentais e com os coeficientes do Teste 3 e Teste 4 para GPHE.



Fonte: Autor (2024).

4.3.3 Método desenvolvido para o trabalho

Com base nos resultados obtidos pelo método do *Wilson Plot modificado*, foi desenvolvido o procedimento apresentado na seção 3.8 e aplicado aos testes experimentais apresentados na Tabela 12 e Tabela 13.

A Tabela 18 exibe os coeficientes obtidos por meio da implementação desse método para cada teste realizado no trocador. Destaca-se uma variação notável na magnitude dos coeficientes, especialmente nos testes que envolvem condições opostas de vazão (Teste 3 e Teste 4) realizados no trocador de placas convencional.

Tabela 18 - Coeficientes do método desenvolvido para o trabalho.

Configuração Trocador	Ramal expandido	Constantes	
		C	a
GPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	0,1710	0,7159
	Quente (<i>Teste 2</i>)	0,2085	0,6925
	Frio (<i>Teste 3</i>)	3,1353	0,3349
	Quente (<i>Teste 4</i>)	3,9417	0,2879
DWPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	0,8777	0,4660
	Quente (<i>Teste 2</i>)	1,2428	0,4161
SWPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	0,2717	0,6548
	Quente (<i>Teste 2</i>)	0,4045	0,6138

Fonte: Autor (2024).

Para validar o método, serão adotados os coeficientes médios provenientes do Teste 1 e Teste 2 de cada trocador para as constantes 'C' e 'a'. Com isso, temos uma única correlação para cada modelo do trocador, apresentadas na Tabela 19.

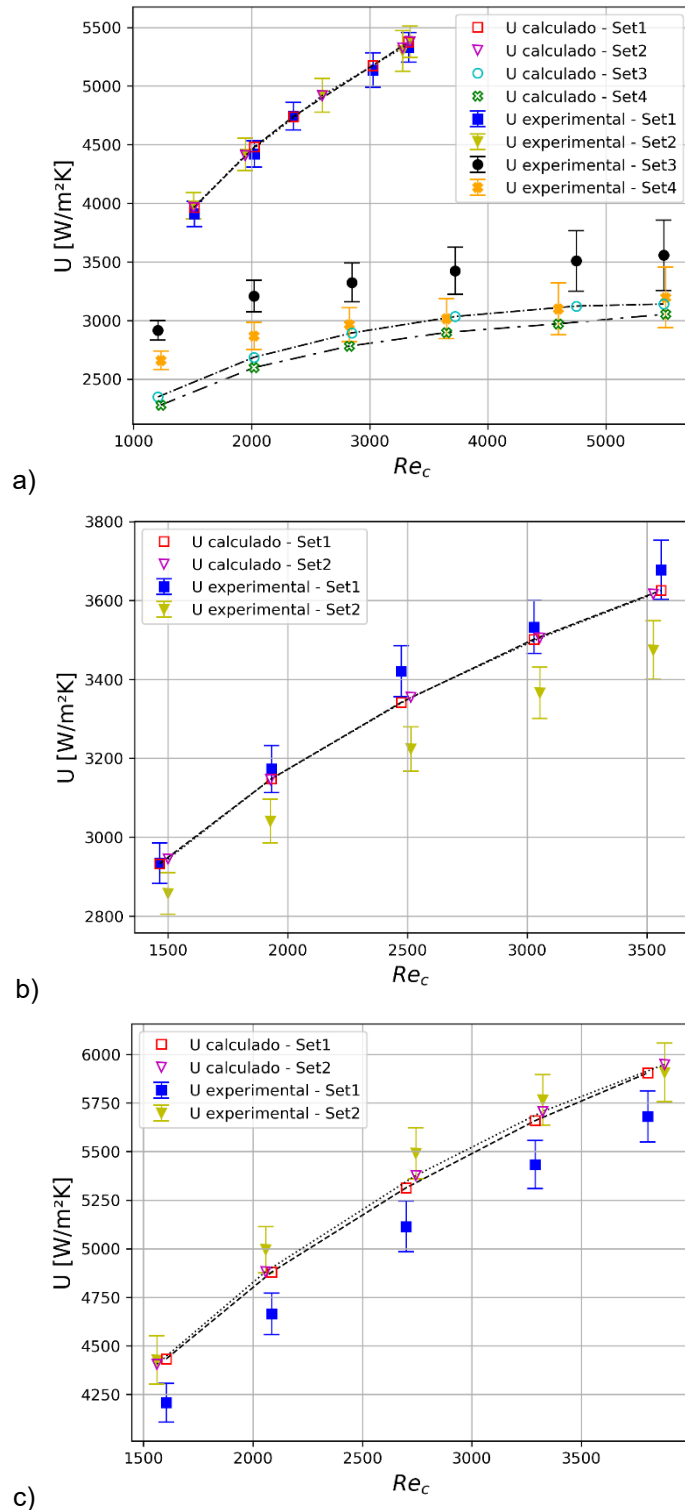
Tabela 19 - Correlações de Nusselt em função da configuração do trocador.

Configuração Trocador	Correlação	Condição
GPHE	$Nu = 0,1897Re^{0,7042}Pr^{\frac{1}{3}}$	$800 \leq Re \leq 6000, 3,8 \leq Pr \leq 8$ $\bar{\beta} = 60$
DWPHE	$Nu = 1,0602Re^{0,4411}Pr^{\frac{1}{3}}$	$1500 \leq Re \leq 6000, 3 \leq Pr \leq 6$ $\bar{\beta} = 60$
SWPHE	$Nu = 0,3381Re^{0,6343}Pr^{\frac{1}{3}}$	$1500 \leq Re \leq 6000, 3 \leq Pr \leq 6$ $\bar{\beta} = 60$

Fonte: Autor (2024).

A Figura 77 compara os coeficientes globais obtidos nos testes experimentais com aqueles obtidos pelas correlações obtidas pelo método proposto. É possível observar que o método apresenta bons resultados mesmo com uma correlação geral para todos os testes. A variação no Teste 3 e Teste 4 era esperado, visto que no método de *Wilson Plot* modificado também apresentava um maior desvio.

Figura 77 - Comparação coeficientes globais de troca térmica experimentais e obtidos pelo método desenvolvido para o trabalho para a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



Fonte: Autor (2024).

A avaliação da precisão do método proposto para determinação dos coeficientes globais de troca térmica foi realizada por meio da comparação dos valores

calculados com aqueles obtidos nos testes experimentais. A Tabela 20 apresenta o percentual de diferença entre esses dois conjuntos de dados.

Como parte da análise comparativa, o mesmo procedimento é aplicado aos coeficientes obtidos através do método de *Wilson Plot* Modificado, utilizando uma média dos coeficientes apresentados na Tabela 15. Isso nos permite realizar uma comparação das correlações geradas por cada método para cada configuração de trocador.

Tabela 20 - Desvio médio entre coeficientes globais calculados e experimentais.

Configuração Trocador	Ramal expandido	Desvio médio método proposto	Desvio médio <i>Wilson Plot Mod.</i>
GPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	0,87%	3,37%
	Quente (<i>Teste 2</i>)	0,02%	2,11%
	Frio (<i>Teste 3</i>)	13,79%	21,31%
	Quente (<i>Teste 4</i>)	7,07%	33,64%
DWPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	1,09%	55,25%
	Quente (<i>Teste 2</i>)	3,76%	62,84%
SWPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	4,39%	45,67%
	Quente (<i>Teste 2</i>)	1,03%	38,64%

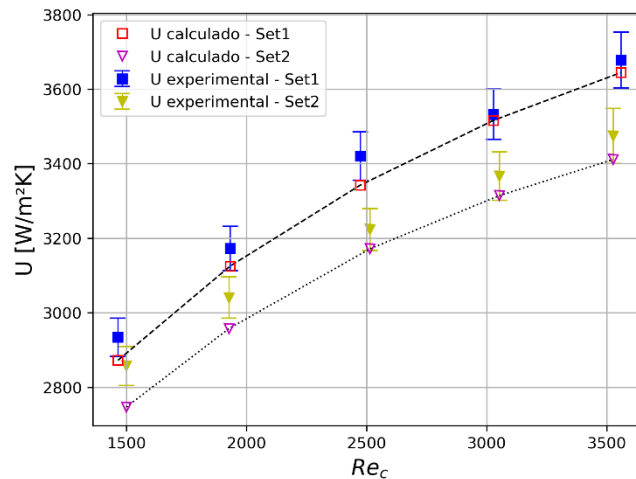
Fonte: Autor (2024).

Os resultados indicam que o método apresentou uma precisão satisfatória na maioria dos casos, com variações inferiores a 5%. Entretanto, foram observadas diferenças mais significativas em alguns testes realizados no trocador de placas convencional, especialmente nas condições opostas de vazão (*Teste 3* e *Teste 4*), sugerindo a necessidade de uma investigação mais aprofundada desses casos específicos.

Uma das principais vantagens desse método reside em sua capacidade de determinar os coeficientes individuais de troca térmica sem imposições rigorosas nos testes, diferentemente do método do *Wilson Plot* modificado. A eliminação da necessidade de um ramal com vazão constante e sua predominância térmica sobre o outro é particularmente notável. Além disso, destaca-se a utilidade desse método ao desenvolver uma única correlação que engloba ambos os ramais do trocador de calor de placas, simplificando significativamente a análise dos resultados.

Para validar a hipótese anteriormente apresentada sobre a presença de uma camada de ar nos trocadores DWPHE, os coeficientes globais são calculados utilizando a correlação do GPHE, conforme mostrado na Tabela 19, junto com a espessura da camada de ar calculada. A Figura 78 ilustra a comparação entre os coeficientes com a correção da camada de ar e os valores experimentais.

Figura 78 – Coeficientes globais de troca térmica experimentais e obtidos pelo método desenvolvido para o trabalho com a correção da camada de ar DWPHE.



Fonte: Autor (2024).

Fazendo uma comparação com a correlação desenvolvida pelo método para o equipamento, observamos uma precisão similar, conforme detalhado na Tabela 21.

Tabela 21 – Comparação dos desvios médios entre coeficientes globais calculados e experimentais com correção da camada de ar.

Configuração Trocador	Ramal expandido	Desvio médio método proposto	Desvio médio com correção
DWPHE	Frio (<i>Teste 1</i>)	1,09%	1,46%
	Quente (<i>Teste 2</i>)	3,76%	2,31%

Fonte: Autor (2024).

Através da aplicação do método proposto nos estudos de caso para determinação dos coeficientes globais de troca térmica em trocadores de calor de placas, observaram-se resultados promissores. Mais testes ainda precisam ser realizados para trocadores de maior porte para concretizar a utilização do método. Além disso, a capacidade de identificar e atribuir as discrepâncias nos coeficientes

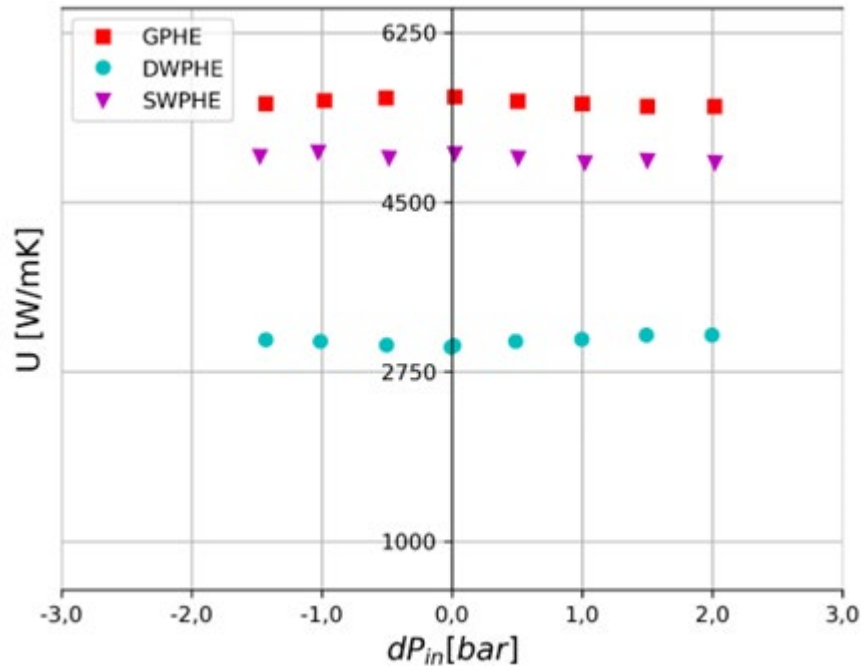
globais do DWPHE à presença da camada de ar entre as placas oferece uma contribuição significativa para o avanço da pesquisa na área.

4.3.4 Efeitos do diferencial de pressão

Na seção 4.1.4, destaca-se que a variação das pressões na entrada dos fluidos desempenha um papel significativo no escoamento, exercendo impacto direto na queda de pressão de ambos os fluidos. Em busca de uma análise térmica mais abrangente, foram conduzidos dois testes adicionais para cada trocador. O objetivo principal foi manter a média logarítmica das diferenças de temperaturas (LMTD) constante, permitindo apenas variações nas pressões de entrada dos ramais. Em um dos testes, a pressão foi mantida superior no ramal frio. No ramal quente, manteve-se sempre a LMTD de 5 K.

A Figura 79 ilustra os coeficientes globais de troca térmica para os três trocadores estudados. Como pode ser visto, a variação da pressão de entrada pouco altera o coeficiente global dos trocadores, quando se consideram os efeitos de expansão e estrangulamento. É importante destacar que esse efeito ocorreu para um trocador de pequeno porte. Trocadores com placas de maior porte, podem ter efeitos mais intensos com relação a diferença de pressão entre os ramais, podendo apresentar um efeito considerável também na parte térmica, sendo necessário uma análise mais criteriosa. Outro ponto, diz respeito à diferença entre os resultados térmicos e hidrodinâmicos devido às diferenças da pressão de entrada entre os ramais. Como pode ser visto, a influência desse parâmetro é muito mais significativa no aspecto hidrodinâmico do que no térmico.

Figura 79 – Coeficiente global de transferência de calor em função do dP_{in} – Re 2700.



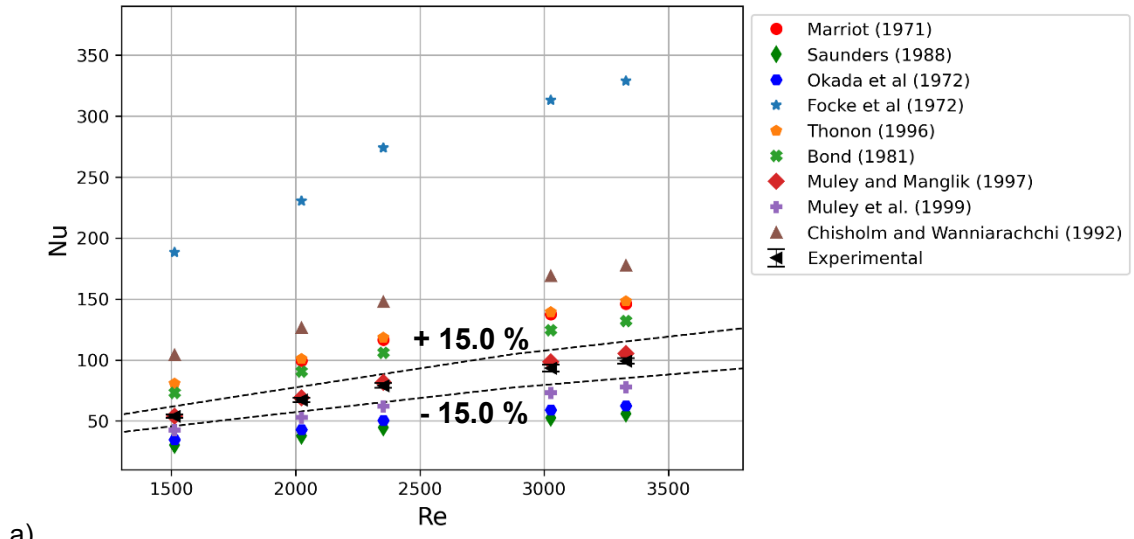
Fonte: Autor (2024).

4.3.5 Correlações da literatura

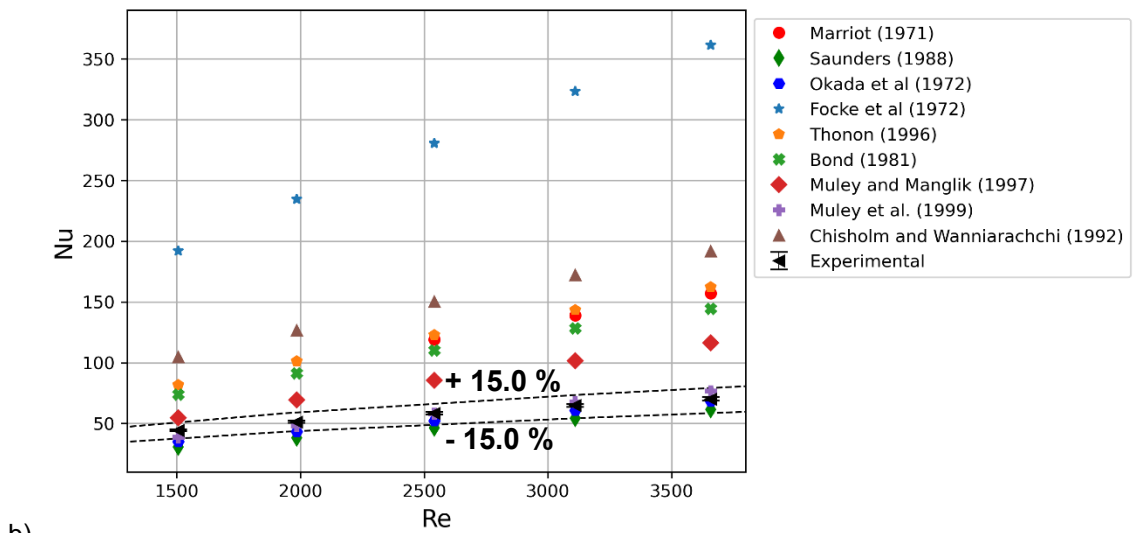
Na Figura 80 é realizado um comparativo entre os números de Nusselt obtidos nos experimentos e aqueles derivados de correlações da literatura, conforme destacado na seção 2.2.2.3. Utilizam-se os dados experimentais do Teste 1, empregando a metodologia desenvolvida neste trabalho, para efeitos comparativos com as correlações da literatura.

Observa-se uma diferença significativa, superior a 15,0%, entre os resultados experimentais e a maioria das correlações disponíveis na literatura. A correlação proposta por Muley e Manglik (1997) demonstrou resultados bastante próximos à correlação desenvolvida para as placas de parede simples e semi-soldada, mesmo considerando que o SWPHE apresenta um canal menor do que o GPHE. No entanto, ao aplicar essa mesma correlação para as placas de parede dupla, torna-se evidente a diferença de desempenho entre os equipamentos, ressaltando a influência dessa construção em sua performance térmica.

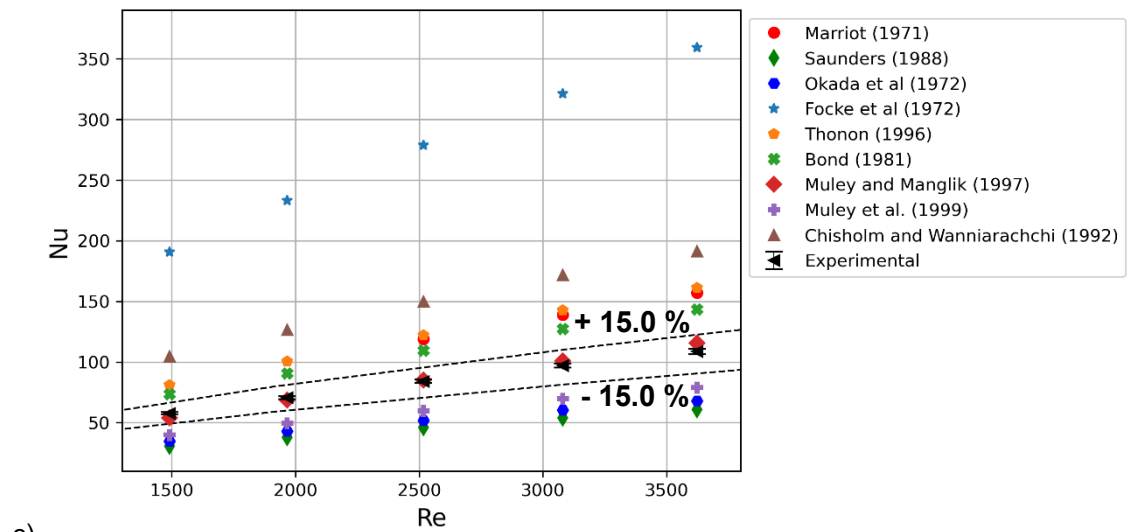
Figura 80 – Comparação entre números de Nusselt obtidos de correlações da literatura e obtidos experimentalmente: a) GPHE, b) DWPHE e c) SWPHE.



a)



b)



c)

Fonte: Autor (2024).

Para as placas duplas, nota-se que as correlações desenvolvidas por Muley et al. (1999), Saunders (1988) e Okada et al (1972) apresentam resultados muito próximo da correlação desenvolvida. Embora as estruturas dessas correlações sejam semelhantes, não há diferenças significativas entre as variáveis utilizadas, exceto pelos coeficientes adotados. Isso sugere que a correlação geral desenvolvida para o número de Nusselt é aceitável para essa placa, sendo necessário a correção adequada dos coeficientes para a característica da placa.

5 CONCLUSÃO

No decorrer desta pesquisa, os objetivos planejados foram abordados, culminando em uma análise abrangente dos desempenhos térmicos e hidrodinâmico de trocadores de calor com placas de construções especiais, notadamente, paredes duplas e semi-soldadas, comparando-os com os de parede simples. Juntamente foi avaliado a influência e o comportamento de cada trocador exposto a escoamentos com diferentes pressões, podendo levar a deformação de seus canais.

Os principais resultados obtidos podem ser sintetizados da seguinte forma:

- A utilização do aperto máximo nos trocadores de calor se mostrou essencial para garantir resultados precisos nos testes, assegurando a simetria geométrica entre os ramais;
- Observou-se uma variação significativa nos fatores de fricção devido ao diferencial de pressão entre os ramais, com uma alteração de cerca de 10,0% para o GPHE e SWPHE e 6,7% para o DWPHE. Essa menor variação no DWPHE é atribuída à sua maior resistência em comparação com os demais trocadores;
- A comparação dos fatores de fricção experimentais com correlações da literatura destacou que a maioria das correlações apresenta variações acima da faixa de $\pm 10,0\%$. Sendo um possível efeito de não considerar a variação das pressões dos ramais ou da má distribuição;
- Foram propostas correlações para corrigir a profundidade do canal em função do diferencial de pressão entre os ramais, visando corrigir quedas de pressão calculada devidas com a deformação da área de seção transversal. Os resultados mostraram boa concordância, com uma margem de erro dentro da faixa de 1,5% para o GPHE e DWPHE e 5,0% para o SWPHE;
- A má distribuição alterou-se ao comparar trocadores sem e com diferenciais de pressão, com valores próximos a $\pm 11,0\%$ para o GPHE e DWPHE e $\pm 15,0\%$ para o SWPHE. No entanto, nas configurações estudadas, a má distribuição revelou-se desprezível para influenciar nos resultados térmicos e hidrodinâmicos;

- O SWPHE exibiu um rendimento térmico similar ao GPHE para números de Reynolds correspondentes, indicando que a influência da profundidade dos canais ocorre principalmente na própria área de seção transversal e nos números de Reynolds resultantes;
- Os efeitos do diferencial de pressão entre os ramais não demonstraram diferenças significativas no desempenho térmico;
- Foram propostas correlações térmicas para cada trocador através do método de Wilson Plot Modificado de Briggs e Young (1969). No entanto, os resultados obtidos apresentaram desvios consideráveis em relação aos testes experimentais, com valores próximos de até $\pm 35,0\%$ para o GPHE, $\pm 63,0\%$ para o DWPHE e $\pm 46,0\%$ para o SWPHE;
- A baixa precisão do método de Wilson Plot Modificado é devido as limitações experimentais e características específicas da bancada. Condições ideais, como uma ampla faixa de Reynolds, resistência térmica dominante de um fluido, não foram totalmente atendidas;
- Introduzimos um novo método para criar correlações para cada trocador, resultando em desvios significativamente menores, de até $\pm 14,0\%$ para o GPHE, $\pm 4,0\%$ para o DWPHE e $\pm 5,0\%$ para o SWPHE;
- O DWPHE apresentou um rendimento térmico inferior ao GPHE, resultante uma resistência térmica adicional. Foi proposto uma espessura da camada de ar entre as placas, equivalente à resistência extra encontrada no trocador de calor. Isso permitiu o uso da mesma correlação do GPHE, reduzindo o desvio para $\pm 3,0\%$.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para pesquisas futuras, recomenda-se a consideração de fatores de correção adicionais para as novas características identificadas e os efeitos do diferencial de pressão entre os ramais, com o propósito de desenvolver uma única correlação mais abrangente.

Esses fatores podem ser incorporados para aprimorar a precisão das correlações térmicas, proporcionando uma compreensão mais refinada do impacto da geometria da placa no desempenho global do trocador de calor. Nos casos dos DWPHE, da influência dessa camada de ar. Este enfoque pode representar uma direção valiosa para estudos subsequentes, contribuindo para o desenvolvimento contínuo de modelos mais precisos e aplicáveis a uma variedade de configurações de trocadores de calor.

REFERÊNCIAS

AHN, Joon; KIM, Hyouck Ju. 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**, [s. l.], v. 30, n. 5, p. 2325–2333, 2016.

AYUB, Zahid H. Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. **Heat Transfer Engineering**, [s. l.], v. 24, n. 5, p. 3–16, 2003.

BABA, Mohammad Sikindar; RAJU, A. V.Sita Rama; RAO, M. Bhagvanth. Heat transfer enhancement and pressure drop of Fe₃O₄ -water nanofluid in a double tube counter flow heat exchanger with internal longitudinal fins. **Case Studies in Thermal Engineering**, [s. l.], v. 12, p. 600–607, 2018.

BASSIOUNY, M I L; MARTIN, H. Flow Distribution and Pressure Drop in. [s. l.], n. 4, 1984.

BERMO. **Catálogo de Especificação Técnica Trocador de Calor a Placas**. [S. l.], 2023. Disponível em: <https://bermo.com.br>. Acesso em: 23 maio 2023.

BERMO. **Tipos de placas para trocador de calor**. [S. l.], 2023.

BOBBILI, Prabhakara Rao; SUNDEN, Bengt; DAS, Sarit K. An experimental investigation of the port flow maldistribution in small and large plate package heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 26, n. 16, p. 1919–1926, 2005.

BOND, MP. Plate heat exchangers for effective heat transfer. **Chemical Engineer**, [s. l.], p. 162–167, 1981.

BRIGGS, D E; YOUNG, Edwin H. Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers. **Chemical Engineering Progress Symposium Series**, [s. l.], v. 65, n. 92, p. 35–45, 1969.

CENGEL, Yunus A. Heat Transference a Practical Approach. **MacGraw-Hill**, [s. l.], v. 4, n. 9, p. 874, 2004. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-20279-7_5.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica** -. 5th. ed. São Paulo: [s. n.], 2006.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Livro Transferência de Calor - Çengel.pdf**. [S. l.: s. n.], 2012.

CHISHOLM, D.; WANNIARACHCHI, A. S. Maldistribution in single-pass mixed channel plate heat exchangers, in Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries. **HTDASME**, [s. l.], v. 201, p. 95–99, 1992.

CHURCHILL, S. W.; USAGI, R. **A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena**. [S. l.: s. n.], 1972.

CIEŚLIŃSKI, Janusz T. *et al.* Heat transfer in plate heat exchanger channels: Experimental validation of selected correlation equations. **Archives of Thermodynamics**, [s. l.], v. 37, n. 3, p. 19–29, 2016.

COOPER, A. Cooper, A., Recover More Heat with Plate Heat Exchangers, The Chemical Engineer, no. 285, pp. 280 – 285, 1974. **The Chemical Engineer**, [s. l.], v. 285, p. 275–279, 1974.

COOPER, A.; USHER, J.D. Plate Heat Exchangers. *In*: HEWITT, G.F. (org.). **Handbook of Heat Exchanger Design**. New York: Begell House: [s. n.], 1992.

DAHLGREN A, KALLROT M, Stromblad M. **Plate heat exchanger**. Concessão: 1985.

DONATI, Danylle Cristina Xavier. **Experimental and Numerical Study of the Modeling of the Fluid-Structure Phenomenon in Plate Heat Exchangers**. 2023. 157 f. - Universidade Federal de Santa Catarina, [s. l.], 2023.

FERNANDES, Carla S. *et al.* Laminar flow in chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, [s. l.], v. 46, n. 9 SPEC. ISS., p. 825–833, 2007.

FERNANDES, Carla S.; DIAS, Ricardo P.; MAIA, Joao M. New Plates for Different Types of Plate Heat Exchangers. **Recent Patents on Mechanical Engineering**, [s. l.], v. 1, n. 3, p. 198–205, 2010.

FERNÁNDEZ-SEARA, José *et al.* A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 27, n. 17–18, p. 2745–2757, 2007.

FERNÁNDEZ-SEARA, José *et al.* Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson plot method. **European Journal of Physics**, [s. l.], v. 26, n. 3, p. N1–N11, 2005. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/0143-0807/26/3/N01>.

FERNANDO, Primal *et al.* A minichannel aluminium tube heat exchanger - Part

I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the Wilson plot method. **International Journal of Refrigeration**, [s. l.], v. 31, n. 4, p. 669–680, 2008.

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**, [s. l.], v. 28, n. 8, p. 1469–1479, 1985.

GUT, Jorge. **CONFIGURAÇÕES ÓTIMAS PARA TROCADORES DE CALOR A PLACAS**. 2003. 244 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, [s. l.], 2003.

HAN, Dong-hyouch; LEE, Kyu-jung; KIM, Yoon-ho. Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations. [s. l.], v. 23, p. 1209–1225, 2003.

HESSELGREAVES, J.E. **Selection , Design and Operation**. [S. l.: s. n.], 1998. v. 03

HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. **HANDBOOK OF HEAT TRANSFER**. Boca Raton: CRC Press, 1994. v. 113

HOLFELD, Anna. **EXTENDED SURFACE HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP - Literature Survey**. [s. l.], n. October, 2012.

HUANG, Jianchang; SHEER, Thomas J.; BAILEY-MCEWAN, Michael. Performance of plate heat exchangers used as refrigerant liquid-overfeed evaporators. **2010 14th International Heat Transfer Conference, IHTC 14**, [s. l.], v. 4, p. 183–191, 2010.

INCROPERA, F.P.; BERGMAN, T.L.; DEWITT, D.P. **Introdução à condução**. 6ªed. [S. l.: s. n.], 2008.

JUNIOR, Armando Albertazzi G.; SOUSA, André R. de. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. [S. l.: s. n.], 2017.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers selection, rating and thermal design**. 2. ed. Boca Raton: [s. n.], 2002-. ISSN 03783820.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition**. [S. l.: s. n.], 2012. v. 6

KAZI, Salim Newaz. Modeling and Design of Plate Heat Exchanger. *In*: **HEAT TRANSFER STUDIES AND APPLICATIONS**. [S. l.]: IntechOpen, 2015. p. 406.

KIM, Man Bae; PARK, Chang Yong. An experimental study on single phase convection heat transfer and pressure drop in two brazed plate heat exchangers with different chevron shapes and hydraulic diameters. **Journal of Mechanical Science and Technology**, [s. l.], v. 31, n. 5, p. 2559–2571, 2017.

KLEMES, Jiri Jaromir *et al.* **Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification**. [S. l.: s. n.], 2015.

KOO, Kyoungmin *et al.* An experimental study on the thermal and fouling characteristics in a washable shell and helically coiled heat exchanger by the Wilson plot method. **Journal of Mechanical Science and Technology**, [s. l.], v. 30, n. 6, p. 2805–2812, 2016.

KUMAR, Bhupal; SINGH, S. N. Study of pressure drop in single pass U-type plate heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, [s. l.], v. 87, p. 40–49, 2017.

LAVAL, Alfa. **WideGap plate heat exchangers**. [S. l.], 2023. Disponível em: <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/types/widegap/>. Acesso em: 10 set. 2023.

LI, Qi *et al.* Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], v. 15, n. 9, p. 4855–4875, 2011.

LI, Wenzhe; HRNJAK, Pega. Single-phase flow distribution in plate heat exchangers: Experiments and models. **International Journal of Refrigeration**, [s. l.], v. 126, p. 45–56, 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.01.026>.

LYCHAKOV, V. D. *et al.* Gasketed plate heat exchangers breathing effect. **Journal of Physics: Conference Series**, [s. l.], v. 891, n. 1, 2017.

MARRIOTT, J. Where and How to Use Plate Heat Exchangers. **Chemical Engineering**, [s. l.], v. 5, n. 127–134, p. 1971, 1971.

MARTIN, Holger. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, [s. l.], v. 35, n. 4, p. 301–310, 1996.

MARTINS, G. S.M. *et al.* Structural analysis of gasketed plate heat exchangers. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, [s. l.], v. 197, p. 104634, 2022.

MATYASH, A. S.; LYCHAKOV, V. D.; ZAKIRA, E. S. Experimental Investigation into the Effect of Elastic Deformation of Plates on the Friction Resistance

of Plate Heat Exchanger Experimental Investigation into the Effect of Elastic Deformation of Plates on the Friction Resistance of Plate Heat Exchangers. **Thermal Engineering**, [s. l.], v. 69, n. 8, p. 596–600, 2022.

MEYER, Josua; PAEPE, Michel De. **The Art of Measuring in the Thermal Sciences**. 1. ed. Boca Raton: CRC Press, 2020.

MULEY, A. AND MANGLIK, R. M. Enhanced heat transfer characteristics of single phase flows. [s. l.], v. 4, p. 187, 1997.

MULEY, A. AND MANGLIK, R. M. Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates. **Journal of Heat Transfer**, [s. l.], v. 121, n. February 1999, p. 110–117, 1999.

MULEY, A; MANGLIK, R; JOURNAL, H Metwally. Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger. [s. l.], v. 121, n. 4, p. 2826051, 1999.

OKADA, Katsuto *et al.* Design and heat transfer characteristics of new plate heat exchanger. **Heat transfer Japanese research**, [s. l.], v. 1, p. 1972, 1972.

PIGNOTTI, Alberto; TAMBORENEA, Pablo I. Thermal effectiveness of multipass plate exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 31, n. 10, p. 1983–1991, 1988.

POREDOŠ, Primož *et al.* An experimental heat-transfer study for a heat-recovery unit made of corrugated tubes. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 53, n. 1, p. 49–56, 2013.

REPPICH, Marcus. Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries. **International Journal of Thermal Sciences**, [s. l.], v. 38, n. 11, p. 999–1008, 1999.

ROHSENOW, Warren M.; HARTNETT, James R; CHO, Young I. **HANDBOOK OF HEAT TRANSFER**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

ROSE, John W. Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. **Experimental Thermal and Fluid Science**, [s. l.], v. 28, n. 2–3, p. 77–86, 2004.

RYBIŃSKI, Witold; MIKIELEWICZ, Jarosław. Statistical method for the determination of the minichannel heat exchanger's thermal characteristics. **Energy**, [s. l.], v. 158, p. 139–147, 2018.

SANTOS, F. J.dos *et al.* Combined effects of inlet conditions and assembly

accuracy on Nusselt and friction factors of plate heat exchangers. **International Journal of Thermal Sciences**, [s. l.], v. 197, n. November 2023, p. 108797, 2023. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108797>.

SAUNDERS, E.A.D. **Heat Exchangers : Selection, Design & Construction**. Harlow: [s. n.], 1988.

SELIGMAN, R.J.S. The plate heat exchanger in the food industries, part I: genesis of an idea. **Chemistry and Industry**, [s. l.], v. 38, p. 1602–1603, 1964.

SHAH, Ramesh K. Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data. *In:* , 1990, Jerusalem, Israel. **9th International Heat Transfer Conference**. Jerusalem, Israel: [s. n.], 1990. p. 51–56. Disponível em: <https://ihtcdigitallibrary.com/conferences/6ec9fdc764f29109,0d523146527b8872,28fb8e2331892895.html>.

SHAH, Ramesh K.; KANDLIKAR, Satish G. Influence of the number of thermal plates on plate heat exchanger performance. **Current Research in Heat and Mass Transfer**, New York: Hemisphere P.C., 1988. p. 227–241.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIĆ, Dusan P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. [S. l.: s. n.], 2003.

SHEEBA, A.; ABHIJITH, C. M.; JOSE PRAKASH, M. Experimental and numerical investigations on the heat transfer and flow characteristics of a helical coil heat exchanger. **International Journal of Refrigeration**, [s. l.], v. 99, p. 490–497, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.12.002>.

SMITH, S.; JOHNSON, A.; ANDERSON, B. Comparison of Friction Factor Correlations for Plate Heat Exchangers. **Journal of Heat Transfer**, [s. l.], v. 40, n. 1, p. 123–145, 2015.

THONON, Bernard; MERCIER, Pierre. Les échangeurs à plaques: dix ans de recherche au GRETh. **Revue Générale de Thermique**, [s. l.], v. 35, n. 416, p. 561–568, 1996.

THONON, Bernard; MERCIER, Pierre; FEIDT, Michel. Flow Distribution in Plate Heat Exchangers and Consequences on Thermal and Hydraulic Performances. [s. l.], n. January, 1992.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. [S. l.: s. n.], 2013.

TRIBBE, Christian; MÜLLER-STEINHAGEN, H. M. Gas/Liquid Flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers - Part I: Pressure Drop Measurements. **Heat Transfer Engineering**, [s. l.], v. 22, p. 5–11, 2001.

TYCHANICZ-KWIECIE, Maria. THE APPLICATION OF THE WILSON PLOT METHOD TO CONVECTIVE HEAT TRANSFER –. **SCIENTIFIC LETTERS OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY – MECHANICS**, [s. l.], v. 94, p. 77–89, 2022.

UHIA, Francisco J.; CAMPO, Antonio; FERNANDEZ-SEARA, Jose. Uncertainty analysis for experimental heat transfer data obtained by the wilson plot method application to condensation on horizontal plain tubes. **Thermal Science**, [s. l.], v. 17, n. 2, p. 471–487, 2013.

USHER, J.D. Mechanical design of plate heat exchangers. *In*: HEWITT, G.F. (org.). **Handbook of Heat Exchanger Design**. New York: Begell House: [s. n.], 1992.

VITILLO, F. **Experimental and numerical contribution to heat transfer enhancement in compact plate heat exchangers**. [S. l.: s. n.], 2015.

WANG, C. C.; CHIOU, C. B.; LU, D. C. Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, [s. l.], v. 17, n. 5, p. 500–508, 1996.

WANG, L; SUNDÉN, B.; MANGLIK, R. M. **Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance**. Boston: Wit Press, 2007. *E-book*. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=P3gTR8YHLHgC&printsec=frontcover&dq=wang+plate+heat+exchanger&hl=pt-BR&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=wang+plate+heat+exchanger&f=false.

WILSON, E.E. A basis of rational design of heat transfer apparatus WILSON,. **ASME Journal of Heat Transfer**, [s. l.], v. 37, p. 47–70, 1915.

XYLEM. **Xylem**. [S. l.], 2023. Disponível em: <https://www.xylem.com/en-us/>. Acesso em: 27 ago. 2023.

APÊNDICE A – ANÁLISES DE INCERTEZA

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): estas incertezas são avaliadas utilizando métodos estatísticos e estão relacionadas a erros aleatórios. Geralmente, são calculadas a partir do desvio padrão da média.

– Tipo B (u_B): estas incertezas são 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 representada pela contribuição das incertezas do Tipo A e Tipo B, e pode ser expresso como:

$$u(x) = \sqrt{u_A^2(x) + u_B^2(x)} \quad (\text{A.1})$$

onde que ($u_A(x) = s/\sqrt{n}$) 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 eq. (A.2).

$$\frac{u(x)^4}{\vartheta_{ef}} = \frac{u_1^4}{\vartheta_1} + \frac{u_2^4}{\vartheta_2} + \dots + \frac{u_i^4}{\vartheta_i} \quad (\text{A.2})$$

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

A incerteza expandida é calculada com base na incerteza combinada, e é expresso pela seguinte eq. (A.3).

$$U(x) = u(x)t \quad (\text{A.3})$$

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

Segundo 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 , conforme a expressão abaixo:

$$G = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (\text{A.4})$$

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 definido como:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_3} u(X_3)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n)\right)^2 \quad (\text{A.5})$$

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 calculada a incerteza das variáveis presentes nos testes térmico, hidrodinâmico e de má distribuição.

I1 – Incerteza da vazão mássica (\dot{m})

A incerteza da vazão mássica (\dot{m}) pode ser calculada diretamente com a eq. (A.1) expresso da seguinte maneira:

$$u(\dot{m}) = \sqrt{\left(\frac{s_{\dot{m}}}{\sqrt{n_{\dot{m}}}}\right)^2 + u_B^2(\dot{m})} \quad (\text{A.6})$$

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.

I2 – Incerteza da taxa de transferência de calor (\dot{q})

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

$$\dot{q} = \dot{m}c\Delta T \quad (\text{A.7})$$

Aplicando a incerteza combinada para a taxa de transferência de calor, obtém-se:

$$\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2 + \left[\frac{u(c)}{c}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right]^2} \quad (\text{A.8})$$

Sendo que o calor específico é um valor conhecido e tabelado, assume-se que sua incerteza é nula. Aplicando as simplificações na Eq. (A.8), obtém-se que:

$$\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right]^2} \quad (\text{A.9})$$

I3 – 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:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{A.10})$$

Aplicando a incerteza combinada para a diferença média logarítmica de temperatura (ΔT_{LMTD}), temos que:

$$\frac{u(\Delta T_{LMTD})}{\Delta T_{LMTD}} = \sqrt{\left[\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_1} u(\Delta T_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_2} u(\Delta T_2)\right]^2} \quad (\text{A.11})$$

tal que as derivadas parciais são calculadas como:

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_1} = \frac{1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} - \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)/\Delta T_1}{\left[\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right]^2} \quad (\text{A.12})$$

$$\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial \Delta T_2} = \frac{1}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} - \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)/\Delta T_2}{\left[\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)\right]^2} \quad (\text{A.13})$$

14 – Incerteza do coeficiente global de transferência de calor (U)

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

$$U = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{LMTD}} \quad (\text{A.14})$$

Aplicando a incerteza combinada para o coeficiente global de transferência de calor, obtém-se:

$$\frac{u(U)}{U} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{q})}{\dot{q}}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta T_{LMTD})}{\Delta T_{LMTD}}\right]^2} \quad (\text{A.15})$$

15 – Incerteza do coeficiente de transferência de calor (h)

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

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{t}{k_w} + \frac{1}{h_2} \quad (\text{A.16})$$

Adotando a simplificação de que $h_1 = h_2$ devido a configuração da bancada experimental, a eq. (A.16) é simplificada de modo que:

$$\frac{1}{U} = \frac{2}{h} + \frac{t}{k_w} \quad (\text{A.17})$$

Aplicando a incerteza combinada para o coeficiente de transferência de calor, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(h)}{h} = \sqrt{\left[\frac{u(U)}{U}\right]^2 + \left[\frac{u(k_w)}{k_w}\right]^2 + \left[\frac{u(t)}{t}\right]^2} \quad (\text{A.18})$$

Sendo que a condutividade térmica da placa (k_w) e espessura da placa (t) são valores conhecidos e tabelados, assume-se que suas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na eq. (A.18), obtém-se que:

$$\frac{u(h)}{h} = \sqrt{\left[\frac{u(U)}{U}\right]^2} \quad (\text{A.19})$$

I6 – Incerteza do número de Nusselt (Nu)

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

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (\text{A.20})$$

Aplicando a incerteza combinada para o número de Nusselt, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(Nu)}{Nu} = \sqrt{\left[\frac{u(h)}{h}\right]^2 + \left[\frac{u(k)}{k}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2} \quad (\text{A.21})$$

Sendo que a condutividade térmica do fluido (k) e diâmetro hidráulico (D_h) são valores conhecidos e tabelados assume-se que suas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na eq. (A.21), obtém-se que:

$$\frac{u(Nu)}{Nu} = \sqrt{\left[\frac{u(h)}{h}\right]^2} \quad (\text{A.22})$$

17 – Incerteza de medição da pressão diferencial (ΔP)

A incerteza de medição da pressão diferencial (ΔP) pode ser calculada diretamente com a eq. (A.1) expresso da seguinte maneira:

$$u(\Delta P) = \sqrt{\left(\frac{S_{\Delta P}}{\sqrt{n_{\Delta P}}}\right)^2 + u_B^2(\Delta P)} \quad (\text{A.23})$$

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.

18 – Incerteza do número de Reynolds (Re)

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

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{b W \mu} \quad (\text{A.24})$$

Aplicando a incerteza combinada para o número de Reynolds em função da vazão mássica, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(Re)}{Re} = \sqrt{\left[\frac{u(\mu)}{\mu}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(W)}{W}\right]^2 + \left[\frac{u(b)}{b}\right]^2 + \left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2} \quad (\text{A.25})$$

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 eq. (A.25), tem-se:

$$\frac{u(Re)}{Re} = \sqrt{\left[\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right]^2} \quad (\text{A.26})$$

19 – 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:

$$f = \frac{2\Delta P_{canal} D_h \rho}{4L_p G_c^2 N_p} = \frac{\Delta P_{canal} D_h^3 \rho}{2L_p Re^2 \mu^2} \quad (\text{A.27})$$

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

$$\frac{u(f)}{f} = \sqrt{\left[\frac{u(\rho)}{\rho}\right]^2 + \left[\frac{u(\mu)}{\mu}\right]^2 + \left[\frac{u(D_h)}{D_h}\right]^2 + \left[\frac{u(L_p)}{L_p}\right]^2 + \left[\frac{u(Re)}{Re}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta P_{canal})}{\Delta P_{canal}}\right]^2} \quad (\text{A.28})$$

Sendo que a densidade (ρ), a viscosidade dinâmica (μ), diâmetro hidráulico (D_h) e o comprimento efetivo do escoamento (L_p) são valores conhecidos e tabelados assume-se que essas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na eq. (A.28), obtém-se:

$$\frac{u(f)}{f} = \sqrt{\left[\frac{u(Re)}{Re}\right]^2 + \left[\frac{u(\Delta P_{canal})}{\Delta P_{canal}}\right]^2} \quad (\text{A.29})$$

I10 – Incerteza do fator m^2 de má distribuição

O parâmetro m^2 pode ser definido em função do fator de fricção (f) e de parâmetros dimensionais da placa, expresso da seguinte forma:

$$m^2 = \frac{1}{\zeta_c} \left(\frac{N_c A_c}{A'}\right)^2 = \frac{1}{4f} \frac{L_p}{D_e} \left(\frac{N_c A_c}{A'}\right)^2 \quad (\text{A.30})$$

Aplicando a incerteza combinada para o parâmetro m^2 , obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{u(m^2)}{m^2} = \sqrt{\left[\frac{u(f)}{f}\right]^2 + \left[\frac{u(A_c)}{A_c}\right]^2 + \left[\frac{u(A')}{A'}\right]^2 + \left[\frac{u(L_p)}{L_p}\right]^2 + \left[\frac{u(D_e)}{D_e}\right]^2} \quad (\text{A.31})$$

Sendo que a área de seção transversal (A_c), a área do bocal de entrada (A'), o comprimento efetivo do escoamento (L_p) e o diâmetro equivalente (D_e) são valores conhecidos e tabelados assume-se que essas incertezas são nulas. Aplicando as simplificações na eq. (A.28), obtém-se:

$$\frac{u(m^2)}{m^2} = \sqrt{\left[\frac{u(f)}{f}\right]^2} \quad (\text{A.30})$$

APÊNDICE B – VARIAÇÃO DO NÚMERO DE FANNING COM RELAÇÃO AOS DIFERENCIAIS DE PRESSÃO

Tabela A1 - Variação do número de Fanning com relação aos diferenciais de pressão para GPHE.

Teste	Variáveis	Média Vazão Mássica (kg/s)				
		2,67	4,07	5,44	6,80	
Teste 1	$T_{1,in}$	(°C)	29,63	29,75	29,66	29,86
	$P_{1,in}$	(bar)	1,00	1,00	1,00	0,99
	$T_{2,in}$	(°C)	32,31	32,43	32,57	32,73
	$P_{2,in}$	(bar)	1,00	1,00	1,00	1,00
	$f_{1,2}$	(-)	0,85	0,82	0,81	0,80
	ΔP_{in}	(bar)	0,00	0,00	0,00	0,01
Teste 2	$T_{1,in}$	(°C)	29,55	29,59	29,65	29,72
	$P_{1,in}$	(bar)	1,33	1,74	2,32	3,03
	f_1	(-)	0,80	0,79	0,78	0,80
	$T_{2,in}$	(°C)	29,42	29,46	29,53	29,60
	$P_{2,in}$	(bar)	1,18	1,41	1,74	2,15
	f_2	(-)	0,86	0,85	0,86	0,86
ΔP_{in}	(bar)	0,15	0,33	0,58	0,89	
Teste 3	$T_{1,in}$	(°C)	30,98	31,03	31,12	31,31
	$P_{1,in}$	(bar)	1,37	1,84	2,49	3,31
	f_1	(-)	0,82	0,79	0,78	0,76
	$T_{2,in}$	(°C)	30,85	30,90	30,99	31,20
	$P_{2,in}$	(bar)	1,18	1,41	1,73	2,14
	f_2	(-)	0,86	0,85	0,86	0,86
ΔP_{in}	(bar)	0,19	0,43	0,76	1,16	
Teste 4	$T_{1,in}$	(°C)	31,86	31,94	32,11	32,43
	$P_{1,in}$	(bar)	1,72	2,71	4,05	5,74
	f_1	(-)	0,81	0,77	0,76	0,73
	$T_{2,in}$	(°C)	31,73	31,83	32,02	32,37
	$P_{2,in}$	(bar)	1,18	1,41	1,75	2,16
	f_2	(-)	0,86	0,86	0,87	0,88
ΔP_{in}	(bar)	0,53	1,29	2,30	3,58	
Teste 5	$T_{1,in}$	(°C)	33,24	33,35	33,71	33,96
	$P_{1,in}$	(bar)	1,92	3,12	4,78	6,87
	f_1	(-)	0,80	0,77	0,74	0,71
	$T_{2,in}$	(°C)	33,12	33,24	33,63	33,91
	$P_{2,in}$	(bar)	1,18	1,41	1,75	2,16
	f_2	(-)	0,87	0,87	0,88	0,88
ΔP_{in}	(bar)	0,74	1,71	3,03	4,71	

Tabela A2 - Variação do número de Fanning com relação aos diferenciais de pressão para DWPHE.

Teste	Variáveis	Média Vazão Mássica (kg/s)				
		2,63	4,00	5,38	6,70	
Teste 1	$T_{1,in}$	(°C)	33,34	33,35	33,34	33,26
	$P_{1,in}$	(bar)	1,36	1,81	2,44	3,24
	$T_{2,in}$	(°C)	33,20	33,22	33,24	33,15
	$P_{2,in}$	(bar)	1,37	1,83	2,46	3,27
	$f_{1,2}$	(-)	0,77	0,76	0,76	0,75
	ΔP_{in}	(bar)	0,01	0,02	0,02	0,03
Teste 2	$T_{1,in}$	(°C)	33,36	33,39	33,44	31,79
	$P_{1,in}$	(bar)	1,38	1,84	2,49	3,33
	f_1	(-)	0,77	0,75	0,74	0,72
	$T_{2,in}$	(°C)	33,21	33,25	33,35	31,73
	$P_{2,in}$	(bar)	1,20	1,44	1,79	2,23
	f_2	(-)	0,77	0,76	0,77	0,75
	ΔP_{in}	(bar)	0,18	0,40	0,70	1,11
Teste 3	$T_{1,in}$	(°C)	33,82	33,86	33,94	34,11
	$P_{1,in}$	(bar)	1,43	1,95	2,76	3,64
	f_1	(-)	0,78	0,75	0,73	0,71
	$T_{2,in}$	(°C)	33,68	33,74	33,84	34,04
	$P_{2,in}$	(bar)	1,20	1,44	1,82	2,24
	f_2	(-)	0,79	0,78	0,78	0,78
	ΔP_{in}	(bar)	0,23	0,51	0,94	1,40
Teste 4	$T_{1,in}$	(°C)	34,49	34,57	34,76	35,13
	$P_{1,in}$	(bar)	1,76	2,70	4,17	5,79
	f_1	(-)	0,77	0,74	0,71	0,68
	$T_{2,in}$	(°C)	34,37	34,48	34,72	35,13
	$P_{2,in}$	(bar)	1,20	1,44	1,83	2,25
	f_2	(-)	0,78	0,78	0,79	0,79
	ΔP_{in}	(bar)	0,56	1,25	2,34	3,53
Teste 5	$T_{1,in}$	(°C)	35,19	35,32	35,54	35,87
	$P_{1,in}$	(bar)	1,97	3,26	4,90	6,85
	f_1	(-)	0,76	0,72	0,70	0,67
	$T_{2,in}$	(°C)	35,07	35,24	35,51	35,90
	$P_{2,in}$	(bar)	1,21	1,48	1,83	2,25
	f_2	(-)	0,79	0,79	0,80	0,80
	ΔP_{in}	(bar)	0,76	1,78	3,07	4,60

Tabela A3 - Variação do número de Fanning com relação aos diferenciais de pressão para SWPHE.

Teste	Variáveis		Média Vazão Mássica (kg/s)			
			2,45	3,76	5,07	6,33
Teste 1	$T_{1,in}$	(°C)	14,33	14,30	14,12	14,01
	$P_{1,in}$	(bar)	1,39	1,88	2,56	3,43
	f_1	(-)	0,81	0,75	0,72	0,70
	$T_{2,in}$	(°C)	14,04	14,00	13,83	13,72
	$P_{2,in}$	(bar)	1,39	1,88	2,55	3,42
	f_2	(-)	0,82	0,76	0,73	0,71
	ΔP_{in}	(bar)	0,00	0,00	0,01	0,01
Teste 2	$T_{1,in}$	(°C)	19,77	19,54	19,67	19,87
	$P_{1,in}$	(bar)	1,39	1,86	2,48	3,28
	f_1	(-)	0,77	0,70	0,67	0,64
	$T_{2,in}$	(°C)	19,81	19,34	19,44	19,64
	$P_{2,in}$	(bar)	1,19	1,45	1,78	2,20
	f_2	(-)	0,83	0,81	0,78	0,76
	ΔP_{in}	(bar)	0,20	0,42	0,70	1,07
Teste 3	$T_{1,in}$	(°C)	20,61	20,63	21,18	21,34
	$P_{1,in}$	(bar)	1,43	1,98	2,75	3,63
	f_1	(-)	0,75	0,69	0,66	0,64
	$T_{2,in}$	(°C)	20,41	20,39	20,94	21,11
	$P_{2,in}$	(bar)	1,20	1,46	1,83	2,24
	f_2	(-)	0,84	0,80	0,77	0,76
	ΔP_{in}	(bar)	0,23	0,52	0,92	1,38
Teste 4	$T_{1,in}$	(°C)	22,09	22,27	22,63	23,70
	$P_{1,in}$	(bar)	2,09	3,50	5,57	6,90
	f_1	(-)	0,73	0,67	0,63	0,60
	$T_{2,in}$	(°C)	21,85	22,03	22,43	23,53
	$P_{2,in}$	(bar)	1,21	1,47	1,85	2,29
	f_2	(-)	0,84	0,80	0,79	0,78
	ΔP_{in}	(bar)	0,88	2,03	3,72	4,61

APÊNDICE C – QUEDA DE PRESSÃO POR AGULHAS

Tabela A4 - Queda de pressão dos ramais por teste no GPHE.

Teste	Variáveis		Média Vazão Mássica (kg/s)			
			2,67	4,07	5,44	6,80
Teste 1	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,110	0,247	0,440	0,685
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,108	0,246	0,440	0,685
Teste 2	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,104	0,241	0,427	0,659
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,113	0,260	0,469	0,738
Teste 3	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,108	0,242	0,427	0,656
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,113	0,260	0,471	0,741
Teste 4	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,106	0,237	0,415	0,628
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,113	0,263	0,477	0,752
Teste 5	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,106	0,236	0,410	0,613
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,115	0,267	0,483	0,759

Tabela A5 - Queda de pressão dos ramais por teste no DWPHE.

Teste	Variáveis		Média Vazão Mássica (kg/s)			
			2,63	4,00	5,38	6,70
Teste 1	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,097	0,217	0,387	0,601
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,097	0,221	0,394	0,610
Teste 2	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,099	0,217	0,384	0,594
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,098	0,221	0,401	0,615
Teste 3	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,098	0,217	0,398	0,587
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,100	0,225	0,424	0,642
Teste 4	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,098	0,213	0,386	0,565
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,100	0,226	0,430	0,656
Teste 5	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,099	0,225	0,376	0,544
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,103	0,246	0,430	0,654

Tabela A6 - Queda de pressão dos ramais por teste no SWPHE.

Teste	Variáveis		Média Vazão Mássica (kg/s)			
			2,45	3,76	5,07	6,33
Teste 1	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,108	0,234	0,407	0,622
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,109	0,237	0,412	0,630
Teste 2	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,103	0,224	0,378	0,574
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,111	0,257	0,441	0,684
Teste 3	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,101	0,222	0,388	0,570
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,114	0,255	0,454	0,682
Teste 4	$dP_{1,exp}$	(bar)	0,100	0,215	0,373	0,551
	$dP_{2,est}$	(bar)	0,115	0,257	0,465	0,707

**APÊNDICE D – QUEDA DE PRESSÃO COM CORREÇÃO DA PROFUNDIDADE
DO CANAL b**

Tabela A7 - Queda de pressão dos ramais com efeitos de pressão no GPHE.

Canal	Média Vazão Mássica (kg/s)					
			2,66	4,07	5,44	6,81
Sem efeito	Experimental	(bar)	0,110	0,247	0,440	0,682
Expandido	Experimental	(bar)	0,106	0,237	0,415	0,628
	Calculado	(bar)	0,103	0,237	0,419	0,638
Estrangulado	Experimental	(bar)	0,113	0,263	0,477	0,752
	Calculado	(bar)	0,112	0,265	0,482	0,764
dP_{IN}	Experimental	(bar)	0,534	1,292	2,304	3,582

Tabela A8 - Queda de pressão dos ramais com efeitos de pressão no DWPHE.

Canal	Média Vazão Mássica (kg/s)					
			2,57	3,93	5,28	6,60
Sem efeito	Experimental	(bar)	0,096	0,219	0,390	0,605
Expandido	Experimental	(bar)	0,098	0,213	0,386	0,565
	Calculado	(bar)	0,095	0,211	0,385	0,570
Estrangulado	Experimental	(bar)	0,100	0,226	0,430	0,656
	Calculado	(bar)	0,099	0,226	0,434	0,669
dP_{IN}	Experimental	(bar)	0,561	1,252	2,345	3,532

Tabela A9 - Queda de pressão dos ramais com efeitos de pressão no SWPHE.

Canal	Média Vazão Mássica (kg/s)					
			2,44	3,72	5,01	6,29
Sem efeito	Experimental	(bar)	0,108	0,235	0,409	0,626
Expandido	Experimental	(bar)	0,100	0,215	0,373	0,551
	Calculado	(bar)	0,091	0,207	0,373	0,574
Estrangulado	Experimental	(bar)	0,115	0,257	0,465	0,707
	Calculado	(bar)	0,106	0,250	0,470	0,729
dP_{IN}	Experimental	(bar)	0,881	2,029	3,721	4,607

**APÊNDICE E – DIFERENCIAIS DE PRESSÃO AO LONGO DOS CANAIS SOB
DIFERENCIAL DE PRESSÃO DOS RAMAIS**

Tabela A10 – Diferencial de pressão ao longo dos feixes de placas.

Configuração Trocador	Vazão Mássica (kg/s)	Ramal	Diferencial de pressão por posição (bar)						dP _{in} (bar)
			1	2	3	4	5	6	
GPHE	1,32	Exp	0,030	0,027	0,025	0,030	0,022	0,023	0,14
		Est	0,035	0,031	0,032	0,028	0,028	0,019	
	2,43	Exp	0,097	0,092	0,088	0,089	0,083	0,082	0,49
		Est	0,108	0,104	0,103	0,095	0,092	0,093	
	3,67	Exp	0,211	0,203	0,198	0,193	0,185	0,186	1,10
		Est	0,244	0,231	0,230	0,218	0,211	0,216	
	4,90	Exp	0,367	0,353	0,347	0,341	0,328	0,328	1,95
		Est	0,432	0,414	0,407	0,393	0,383	0,390	
	6,14	Exp	0,560	0,537	0,530	0,518	0,503	0,500	3,04
		Est	0,673	0,645	0,631	0,616	0,604	0,613	
	7,24	Exp	0,755	0,727	0,710	0,697	0,681	0,678	4,20
		Est	0,938	0,896	0,876	0,858	0,844	0,856	
DWPHE	1,28	Exp	0,026	0,031	0,023	0,021	0,021	0,021	0,15
		Est	0,026	0,028	0,028	0,028	0,026	0,031	
	2,37	Exp	0,087	0,091	0,082	0,081	0,080	0,081	0,51
		Est	0,097	0,097	0,094	0,092	0,089	0,095	
	3,58	Exp	0,197	0,199	0,185	0,183	0,179	0,182	1,14
		Est	0,224	0,221	0,216	0,213	0,205	0,210	
	4,79	Exp	0,344	0,342	0,325	0,322	0,316	0,319	2,02
		Est	0,406	0,397	0,386	0,380	0,372	0,373	
	6,00	Exp	0,520	0,512	0,492	0,480	0,483	0,486	3,14
		Est	0,634	0,620	0,609	0,602	0,586	0,588	
	7,08	Exp	0,709	0,693	0,668	0,659	0,648	0,648	4,34
		Est	0,886	0,865	0,848	0,841	0,816	0,828	
SWPHE	1,05	Exp	0,020	0,020	0,018	0,019	0,019	0,021	0,17
		Est	0,023	0,028	0,027	0,027	0,026	0,021	
	1,93	Exp	0,069	0,065	0,061	0,063	0,062	0,065	0,58
		Est	0,078	0,083	0,081	0,078	0,077	0,074	
	2,92	Exp	0,153	0,145	0,142	0,141	0,139	0,144	1,29
		Est	0,19	0,172	0,170	0,165	0,164	0,161	
	3,91	Exp	0,263	0,250	0,245	0,240	0,236	0,252	2,30
		Est	0,297	0,296	0,292	0,284	0,285	0,286	
	4,89	Exp	0,397	0,378	0,367	0,362	0,357	0,379	3,58
		Est	0,459	0,457	0,447	0,438	0,439	0,445	
	5,77	Exp	0,539	0,512	0,497	0,489	0,481	0,511	4,96
		Est	0,631	0,627	0,617	0,599	0,601	0,615	

ANEXO A – Folha técnica Transdutor Diferencial de Pressão

**HIGH ACCURACY TRANSDUCERS
MICRO-MACHINED SILICON
COMPOUND PRESSURE RANGES**



**Compound Pressure Ranges
mV/V, Voltage or Current Outputs**

IP67 rated
PX409-015CGV
±15 psi range
shown actual size.

Cable style.



IP65 rated PX419-001CGI
±1 psi bi-directional range
shown actual size.

PX409 Series



Metric threads available

Now Available
with M12
Connector

B

- ✓ High Accuracy ±0.08% BSL Includes Linearity, Hysteresis, and Repeatability
- ✓ Broad Temperature Compensated Range -29 to 85°C (-20 to 185°F)
- ✓ Premium Temperature Performance Span: ±0.5% Over Compensated Range
- ✓ 5-Point NIST Traceable Calibration Included
- ✓ All Stainless Steel Wetted Parts
- ✓ Fast Response Time
- ✓ Solid State Reliability and Stability
- ✓ 400% Proof Pressure Minimum

PX409 Series high accuracy transducers bi-directional gage pressure range models have all stainless steel wetted parts and welded construction and premium temperature compensation which makes them suitable for use in tough industrial environments. Compound range transducers are available in 5 ranges which measure positive and negative gage pressure and give a corresponding bi-directional outputs of ±10 mV/V, ±5 Vdc and 4 to 20 mA with ambient set at 12 mA. Ranges are available from ±10 inH₂O to ±15 psi.

SPECIFICATIONS

Output:
Millivolt: 0 to 10 mV/V for vacuum, ±10 mV/V for compound
Amplified Voltage: 0 to 5 Vdc for vacuum, ±5 Vdc for compound
Current Loop: 4 to 20 mA (12 mA at 0 psig on compound ranges)

Power Requirements:
Millivolt: 5 to 10 Vdc (2 mA @ 10 Vdc)
Amplified Voltage: 10 to 30 Vdc @ 10 mA
Current Loop: 9 to 30 Vdc [max loop res = [(Vs-9) x 50] [9 to 20 Vdc above 105°C (229°F)]

CE Compliant: Meets industrial emission and immunity standard EN61326

Accuracy (Combined Linearity, Hysteresis and Repeatability): ±0.08% BSL max, calibrated in positive direction only, with electrical connector up

Zero Balance: ±0.5% FS typical 1% max (1% typical, 2% max for ranges 1 psi and below)

Span Setting: ±0.5% FS typical 1% max (1% typical, 2% max for ranges 1 psi and below)

Operating Temperature Range: -45 to 121°C (-49 to 250°F) [-45 to 115°C (-49 to 240°F) for voltage or current outputs]

Compensated Temperature:
Ranges >5 psi: -29 to 85°C (-20 to 185°F)
Ranges ≤5 psi: -17 to 85°C (0 to 185°F)

Thermal Effects Zero (@ 0 psig Over Compensated Range):
Ranges >5 psi: ±0.5% span
Ranges ≤5 psi: ±1.0% span

Thermal Effects Span (Over Compensated Range):
Ranges >5 psi: ±0.5% span
Ranges ≤5 psi: ±1.0% span

Long Term Stability (1-Year): ±0.1% FS typical

Shock: 50 g, 11 ms half sine, vertical and horizontal axis

Vibration: 5-2000-5 Hz, 30 minute cycle, Curve L, Mil-Spec 810 figure 514-2-2, vertical and horizontal axis

Response Time: <1 ms

Bandwidth: DC to 1 kHz typical

Proof Pressure (positive direction):
10 inH₂O: 10 times full scale
1 psi: 6 times full scale
2.5 psi and Higher: 4 times full scale (Negative direction 4 times or 1 atmosphere whichever is greater)

Burst Pressure:
10 inH₂O to 5 psi: 1000 psi
15 and Higher: 3000 psi

Electrical Termination:
PX409: Integral 2 m (6') cable
PX419: mini DIN
PX429: Twist-lock
PX459: M12

Mating Connectors:
PX419: CX5302 (included)
PX429: PT06F10-6S (sold separately)

Environmental Protection:
PX409: IP67
PX419, PX429 and PX459: IP65

Wetted Parts: 316 SS

Pressure Port: 1/4-18 NPT male

Calibration: Comes with 5-point calibration certificate (positive readings only for compound ranges)

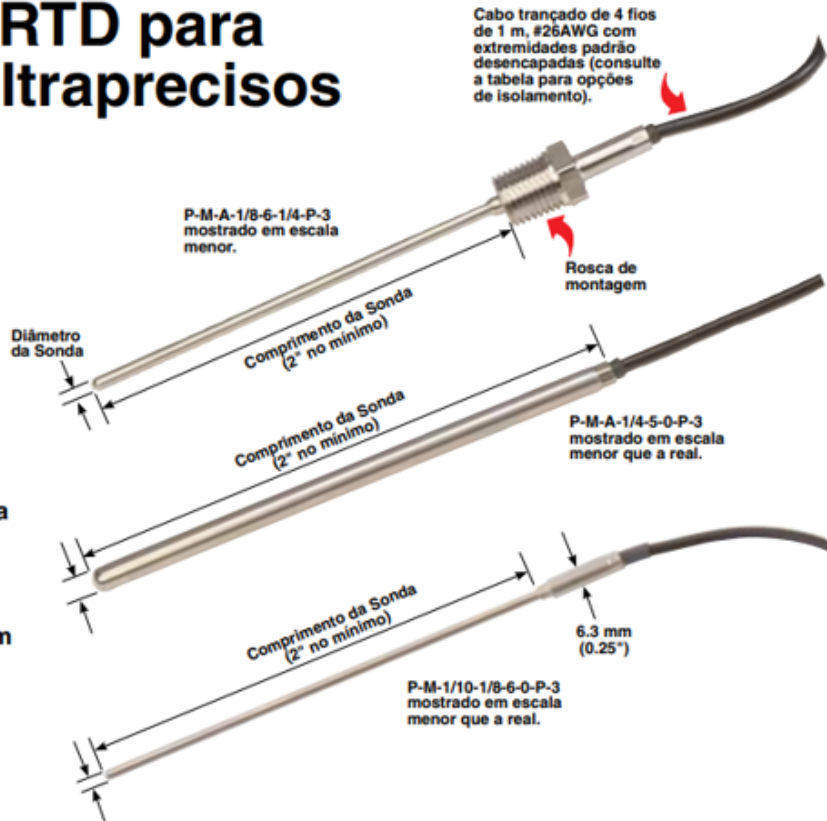
Weight: 115 to 200 g (4 to 7 oz) depending upon configuration

ANEXO B – Folha técnica Sensor de Temperatura

Sensores RTD para Imersão Ultraprecisos

Série PM


- ✓ RTDs de Platina Pt100 (100Ω a 0°C 0,00385Ω/Ω°C) com Exatidões DIN 1/10, DIN 1/5 ou Classe "A"
- ✓ Intervalo de Temperatura de -100 a 400°C (-148 a 752°F) Dependendo do Cabo e da Precisão Seleccionada
- ✓ Construção de 4 Fios em Diâmetros de 6 e 3 mm (1/4 e 1/8")
- ✓ Uma Variedade de Roscas de Montagem e Materiais de Cabo estão disponíveis



Dimensões Padrão

Para fazer seu pedido					
Precisão	Diâmetro do sensor	Rosca de montagem	Isolamento em PVC Número do Modelo Sonda de 6" de comprimento	Isolamento em PFA Número do Modelo Sonda de 6" de comprimento	Isolamento em fibra de vidro Número do Modelo Sonda de 6" de comprimento
1/10 DIN	1/8"	Nenhum	P-M-1/10-1/8-6-0-P-3	P-M-1/10-1/8-6-0-T-3	P-M-1/10-1/8-6-0-G-3
		1/8 NPT	P-M-1/10-1/8-6-1/8-P-3	P-M-1/10-1/8-6-1/8-T-3	P-M-1/10-1/8-6-1/8-G-3
	1/4"	Nenhum	P-M-1/10-1/4-6-0-P-3	P-M-1/10-1/4-6-0-T-3	P-M-1/10-1/4-6-0-G-3
		1/8 NPT	P-M-1/10-1/4-6-1/8-P-3	P-M-1/10-1/4-6-1/8-T-3	P-M-1/10-1/4-6-1/8-G-3
1/5 DIN	1/8"	Nenhum	P-M-1/3-1/8-6-0-P-3	P-M-1/3-1/8-6-0-T-3	P-M-1/3-1/8-6-0-G-3
		1/8 NPT	P-M-1/3-1/8-6-1/8-P-3	P-M-1/3-1/8-6-1/8-T-3	P-M-1/3-1/8-6-1/8-G-3
	1/4"	Nenhum	P-M-1/3-1/4-6-0-P-3	P-M-1/3-1/4-6-0-T-3	P-M-1/3-1/4-6-0-G-3
		1/8 NPT	P-M-1/3-1/4-6-1/8-P-3	P-M-1/3-1/4-6-1/8-T-3	P-M-1/3-1/4-6-1/8-G-3
Classe A	1/8"	Nenhum	P-M-A-1/8-6-0-P-3	P-M-A-1/8-6-0-T-3	P-M-A-1/8-6-0-G-3
		1/8 NPT	P-M-A-1/8-6-1/8-P-3	P-M-A-1/8-6-1/8-T-3	P-M-A-1/8-6-1/8-G-3
	1/4"	Nenhum	P-M-A-1/4-6-0-P-3	P-M-A-1/4-6-0-T-3	P-M-A-1/4-6-0-G-3
		1/8 NPT	P-M-A-1/4-6-1/8-P-3	P-M-A-1/4-6-1/8-T-3	P-M-A-1/4-6-1/8-G-3

ANEXO C – Tabela Sensor de Vazão Coriolis

Style	Model	Nominal line size		Nominal flow rate		Maximum flow rate	
		inch	mm	lb/min	kg/h	lb/min	kg/h
	CMF200M/L/A	2	DN50	1,760	47,900	3,190	87,100
	CMF300M/L/A	3	DN80	6,017	163,755	9,970	272,000
	CMF350M/A	4	DN100	10,837	294,931	15,000	409,000
	CMF400M/A	4 to 6	DN100- DN150	15,255	415,179	20,000	545,000
	CMFHC2M/Y	6 to 8	DN150- DN200	33,224	904,211	54,000	1,470,000
	CMFHC3M/Y	8 to 10	DN200- DN250	58,949	1,604,333	94,000	2,550,000
	CMFHC4M	10 to 14	DN250- DN350	87,799	2,389,527	120,000	3,266,000
Sensor	Precisão ⁽¹⁾					Repetibilidade da vazão mássica/volumétrica	
	Vazão mássica ⁽²⁾			Vazão volumétrica ⁽²⁾			
ELITE	±0,05%			±0,05%		±0,025%	