

Dijane dos Santos Ferreira

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO TERMO-
HIDRÁULICO DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO
PLACAS CORRUGADAS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof.^a Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph. D.
Coorientador: Prof. Fernando Henrique Milanese. Dr. Eng.

Florianópolis
2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Ferreira, Dijane dos Santos

Análise experimental do comportamento termo hidráulico de um trocador de calor do tipo placas corrugadas / Dijane dos Santos Ferreira ; orientadora, Marcia Barbosa Henriques Mantelli, coorientador, Fernando Henrique Milanese, 2019. 155 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2019.

Inclui referências.

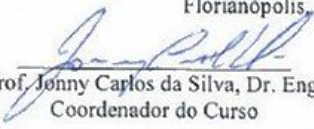
1. Engenharia Mecânica. 2. Trocador de calor a placas. 3. Placas Corrugadas. 4. Número de Nusselt. 5. Fator de atrito. I. Mantelli, Marcia Barbosa Henriques. II. Milanese, Fernando Henrique. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.


Dijane dos Santos Ferreira


**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO TERMO-
HIDRÁULICO DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO
PLACAS CORRUGADAS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de
"Mestra em Engenharia Mecânica" e aprovada em sua forma final pelo
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 4 de abril de 2019.

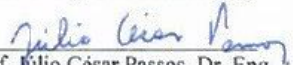

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

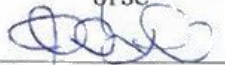

Prof.ª Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph. D
Orientadora


Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng
Coorientador

Banca Examinadora:


Prof. Paulo Smith Schneider, Dr. Eng.
UFRGS (Videoconferência)


Prof. Julio César Passos, Dr. Eng.
UFSC


Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
UFSC

*Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Programa de
P.G. Engenharia Mecânica
Centro Tecnológico - UFSC*

Este trabalho é dedicado aos meus pais, Adriano e Marinalva, aos meus irmãos Daiana e Denilson, aos meus sobrinhos José Carlos e Ana Júlia. Muito obrigada por tudo.

AGRADECIMENTOS

A Deus e todos os guias que me auxiliaram nesta jornada.

Aos meus pais Marinalva e Adriano por todo apoio, incentivo e dedicação para que eu pudesse alcançar este objetivo.

Aos meus irmãos, Daiana e Denilson por todo suporte que me ofereçam.

Aos meus sobrinhos, José Carlos e Ana Júlia por me lembrarem de sorrir nos momentos mais improváveis.

Agradeço a minha orientadora, professora Marcia Mantelli pela oportunidade que me foi dada, confiança no meu trabalho, pela orientação e por toda paciência.

Ao meu coorientador, professor Fenando Milanese por toda paciência ao longo do trabalho além da orientação.

Aos meus colegas de laboratório por todo suporte fornecido, em especial Leandro, Luiz Domingos e Juan, que foram fundamentais para que este trabalho acontecesse.

Aos meus amigos, Aline, Antônio e Gaby, por me lembrarem que a vida é maior do que o laboratório.

A Petrobrás pela concessão bolsa de mestrado para execução deste trabalho.

A Capes pela concessão bolsa de mestrado.

A Universidade Federal de Santa Catarina e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica por todo suporte.

A todas pessoas acreditaram na minha capacidade e contribuíram direta ou indiretamente para a conclusão deste trabalho.

“Uma pessoa inteligente e insensata é uma das coisas mais perigosas que há.”
Patrick Rothfuss, 2007

RESUMO

Trocadores de calor de placas com gaxeta são dispositivos comumente utilizados na indústria devido sua alta efetividade, contenção de vazamentos e facilidade de montagem e limpeza. No entanto, boa parte das correlações encontradas na literatura para prever o comportamento termo-hidráulico destes equipamentos tem aplicações limitadas a configurações de fabricantes e aplicações específicas. Desta forma, o objetivo principal deste trabalho é avaliar experimentalmente o comportamento térmico e hidráulico de um trocador de calor do tipo placas corrugadas com gaxetas, em termos de número de Nusselt e de fator de atrito, operando com água como fluido de trabalho. Além disto, são propostas correlações experimentais capazes de prever o comportamento de tais variáveis, sem que os resultados obtidos sejam comparados com modelos da literatura. Os resultados experimentais mostraram boa concordância com os modelos da literatura, com erros médios inferiores a 15% para a transferência de calor, e 36% para a perda de carga, se encontrado dentro da faixa de erro das próprias correlações, de acordo com os autores. As correlações aqui propostas também mostraram um bom ajuste com os resultados experimentais, apresentando desvios consideravelmente inferiores quando comparadas com outros modelos da literatura.

Palavras-chave: Trocador de Calor a Placas. Placas Corrugadas. Número de Nusselt. Fator de Atrito.

ABSTRACT

Gasket plate heat exchangers are devices commonly used in industry due to their high efficiency, containment of leaks and easy installation and cleaning. However, most of the correlations found in the literature to predict the thermal-hydraulic behavior of these equipment has applications limited to manufacturers' configurations and specific applications. In this way, the main objective of this work is to evaluate experimentally the thermal and hydraulic behavior of a gasket corrugated plate heat exchanger, in terms of Nusselt number and friction factor, operating with water as working fluid. In addition, experimental correlations are proposed that are capable of predicting the behavior of such variables, without the results obtained being compared of literature models. The experimental results reveal good agreement with the literature models, with mean errors of less than 15% for heat transfer, and 36% for pressure drop, if found within the error range of the correlations themselves, according to the authors. The correlations proposed here also showed a good fit with the experimental data, presenting considerably lower deviations when compared with other models in the literature.

Keywords: Plate Heat Exchanger. Corrugated Plates. Nusselt Number. Friction Factor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1– Tipos de trocadores de calor. a) recuperadores e b) regeneradores c) contato direto e d) contato indireto.	32
Figura 2– Trocadores de calor de acordo com o processo construtivo; a) tubular b) placas e c) superfícies estendidas.....	33
Figura 3– Trocadores de calor, mecanismos de transferência de calor. a) monofásico b) e c) bifásico. Arranjo de fluxo; d) paralelo, e) contracorrente e f) fluxo cruzado.	33
Figura 4– Arranjo de fluxo cruzado. a) ambos os fluidos não misturam, b) apenas um dos fluidos mistura.	34
Figura 5– Trocadores de calor, quanto ao número de passes; a) passe único e b) multipasses.....	35
Figura 6– Balanço de energia global em um trocador de calor com dois fluidos.	36
Figura 7– Modelo de resistências térmicas para trocadores de calor.	38
Figura 8– Trocador de calor tipo placas.	44
Figura 9– Funcionamento de gaxetas em trocadores de placas. .	44
Figura 10– Patente n° 58504 para um modelo precoce de trocador de calor do tipo placas.	45
Figura 11– Modelos de placas com diferentes dimensões e diferentes padrões de corrugado.	47
Figura 12– Placa de ângulo bifurcado (<i>chevron plate</i>).	48
Figura 13– Escoamento rodopiante em placas de ângulo bifurcado.	49
Figura 14– Ângulos de bifurcação inversos entre placas adjacentes. Escoamento em contracorrente.	49
Figura 15– Canais de passagem de fluido formado pela junção das placas.	50
Figura 16– Arranjos de escoamento de passe único em trocadores de placas. a) arranjo em <i>U</i> ; b) arranjo em <i>Z</i>	50
Figura 17– Placa de ângulo bifurcado com parâmetros geométricos.	51
Figura 18– Permutador de calor, fluxo cruzado; a) modo de escoamento, b) modelo de resistências térmicas.	56
Figura 19– Gráfico da técnica <i>Wilson Plot</i>	59
Figura 20– Célula unitária.	67
Figura 21– Célula unitária de canal corrugado ondulado. a) uma placa; b) duas placas.	67
Figura 22– Canal corrugado bidimensional senoidal.....	68

Figura 23– Ramais quente e frio com malha tetraédrica.	69
Figura 24 – Conjunto de 5 núcleos de placas corrugadas.....	70
Figura 25– Trocadores de calor com placas corrugadas. a) Compabloc; b) casco e placas.	72
Figura 26– Seção de troca de calor. Trocador de placas corrugadas.	72
Figura 27– Comparação entre dimensões de um trocador de calor de placas e um casco e tubo com desempenhos semelhantes.....	74
Figura 28– Trocador de calor casco e placas.....	77
Figura 29– Comparação ente o padrão de corrugado de diferentes placas.....	78
Figura 30– Placa corrugada de titânio originalmente recebida. .	79
Figura 31– Demonstração da região onde foram realizados os cortes das chapas.	80
Figura 32– Molde utilizado para conformação mecânica das chapas.....	81
Figura 33– Chapas de titânio após serem conformadas mecanicamente.....	81
Figura 34– Resultado da limpeza das chapas de titânio com solução de ácido sulfúrico.	82
Figura 35– Soldagem do núcleo.	82
Figura 36– Núcleo do trocador de calor soldado.	83
Figura 37– Fabricação dos suportes para os bocais.....	84
Figura 38– Suportes para encaixe dos bocais no núcleo do trocador de calor.	85
Figura 39– Placa de armação do permutador de calor.....	85
Figura 40– Montagem do núcleo do trocador de calos com placa de teflon isolante.	86
Figura 41– Núcleo do trocador de calor com as placas de armação e de encaixe de bocais.	86
Figura 42– Bocais de entrada de fluido no trocador. a) passagem do fluido frio; b) passagem do fluido quente.	87
Figura 43– Homogeneizador de escoamento nos bocais de entrada. a) chapas para região de entrada do fluido quente; b) bocal do fluido frio já com o homogeneizador.	87
Figura 44– Esquema em CAD do trocador de calor finalizado, vista expandida.	88
Figura 45– Esquema da bancada de testes. Modelo em CAD....	89
Figura 46– Medidores de vazão eletromagnéticos.	89
Figura 47– Fonte quente da bancada.	90
Figura 48– Linha de água quente. Modelo em CAD.....	91

Figura 49– Linha de água fria. Modelo em CAD.	92
Figura50– Manômetros e reservatório da torre de arrefecimento.	92
Figura 51– Torre de arrefecimento.	93
Figura 52– Seção de testes.	94
Figura 53– Sensor de temperatura, RTD Pt-100.	94
Figura 54– Medidor de pressão de tubo inclinado.	95
Figura 55– Medidor de pressão diferencial de tubo em U.	95
Figura 56– Sistema de aquisição de dados, NI cDAQ-9178.	96
Figura 57– Esquema do funcionamento do medidor de pressão diferencial.	97
Figura 58– Coeficiente Global de Transferência de calor em função do número de Reynolds.	102
Figura 59– Gráfico da técnica <i>Wilson-Plot</i> , para temperatura de entrada de 40°C.	103
Figura 60– Gráfico da técnica <i>Wilson-Plot</i> , para temperatura de entrada de 50°C.	103
Figura 61– Gráfico da técnica <i>Wilson-Plot</i> , para temperatura de entrada de 60°C.	104
Figura 62– Número de Nusselt em função do número de Reynolds, para primeira série de testes.	106
Figura 63– Número de Nusselt em função do número de Reynolds, segunda série de testes, a 50°C.	107
Figura 64– Número de Reynolds em função da velocidade mássica.	107
Figura 65– Perda de carga em função do número de Reynolds, primeira série de testes.	108
Figura 66– Perda de carga em função do número de Reynolds, 50°C.	109
Figura 67– Fator de atrito em função do número de Reynolds, primeira série de testes.	111
Figura 68– Fator de atrito em função do número de Reynolds, segunda série de testes, 50°C.	111
Figura 69– Comparação dos resultados: correlações da literatura e dados experimentais, para número de Nusselt.	113
Figura 70– Comparação dos resultados: correlação proposta, literatura e dados experimentais para número de Nusselt.	114
Figura 71– Comparação dos resultados: correlações da literatura e dados experimentais, para número fator de atrito.	115
Figura 72– Comparação dos resultados: correlação proposta, literatura e dados experimentais para fator de atrito.	116

Figura 73– Fator de correção F para trocadores de calor operando com arranjo de escoamento cruzado, no qual os fluidos não misturam nos canais.....	147
Figura 74– Fator de correção F para trocadores de calor operando com arranjo de escoamento cruzado, no qual um dos fluidos mistura nos canais e outro não.....	148
Figura 75– Relação entre fator de atrito e número de Reynolds para dutos com diferentes seções transversais.	149
Figura 76– Curvas de pressão do micro manômetro utilizado neste trabalho.	151

LISTA DE QUADROS

Quadro 1– História do trocador de calor tipo placas:	46
Quadro 2– Sequência histórica do desenvolvimento de correlações aplicadas a trocadores de calor de placas corrugadas nas últimas décadas em escoamento monofásico.....	52
Quadro 3– Sequência histórica dos principais acontecimentos em simulação numérica para trocadores de placas corrugadas em escoamento monofásico.	66
Quadro 4– Fluxograma de desenvolvimento da análise de transferência de calor.....	105
Quadro 5– Fluxograma de desenvolvimento da análise de perda de carga.	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1– Primeira série de testes: variação de temperatura e vazão mássica.	98
Tabela 2– Segunda série de testes: variação de vazão mássica, temperatura constante.	98

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
EMC	Departamento de Engenharia Mecânica
GPHE	<i>Gasketed Plate Heat Exchanger</i>
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
LMTD	Diferença de Temperatura Média Logarítmica
NUT	Número de Unidades Transferidas
PID	Proporcional Integral Derivativo
PSHE	<i>Plate Shell Heat Exchanger</i>
RTD	<i>Resistance Temperature Detector</i>
TIG	Tungstênio Gás Inerte
TROCADIFF	Trocadores de Calor Unidos por Difusão
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

a	[m]	Profundidade do corrugado
A	[m ²]	Área
A_o	[m ²]	Área superficial das placas
A_l	[-]	Constante, função da geometria da placa corrugada
A_A	[-]	Constante, função dos parâmetros da placa e do escoamento
B_B	[-]	Constante, função dos parâmetros da placa e do escoamento
c	[-]	Constante função de números adimensionais
C	[W/K]	Capacidade térmica
C^*	[-]	Razão entre capacidades térmicas
c_p	[kJ/kg K]	Calor específico a pressão constante
d_e	[m]	Diâmetro equivalente
d_h	[m]	Diâmetro hidráulico para trocador de placas
D_h	[m]	Diâmetro hidráulico de dutos
D_p	[m]	Diâmetro das portas da placa
e	[m]	Rugosidade
f	[-]	Fator de atrito de Fanning
F	[-]	Fator de correção para escoamento em fluxo cruzado
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade

G	[kg/s m ²]	Velocidade mássica
G_p	[kg/s m ²]	Velocidade mássica nas portas do trocador de calor
h	[W/m ² K]	Coefficiente local de transferência de calor
i	[J]	Entalpia
k	[-]	Fator de abrangência t-student
L	[m]	Comprimento
L_e	[m]	Comprimento do duto
L_p	[m]	Comprimento da placa entre as gaxetas
\dot{m}	[kg/s]	Vazão mássica
N_p	[-]	Número de placas
Nu	[-]	Número de Nusselt
p	[Pa]	Pressão
$p_1 a p_5$	[-]	Constantes funções de parâmetros geométricos da placa corrugada
P	[-]	Efetividade de temperatura do fluido
Pr	[-]	Número de Prandtl
Q	[W]	Taxa de transferência de calor
R	[-]	Relação de capacidade térmica
Re	[-]	Número de Reynolds
Rt	[K m/W]	Resistência térmica
T	[°C]	Temperatura
u	[-]	Incerteza da medição
U	[W/m ² K]	Coefficiente global de transferência de calor
v	[m/s]	Velocidade do fluido
V	[m/s]	Velocidade do fluido
V_p	[m/s]	Velocidade do fluido nas portas do trocador de calor
W_p	[m]	Largura da placa entre as gaxetas
X	[-]	Função do comprimento e da profundidade do corrugado

Alfabeto grego:

β	[-]	Ângulo de bifurcação (<i>Chevron angle</i>)
γ	[-]	Razão entre o dobro da profundidade do corrugado e o comprimento do corrugado
δ	[m]	Espessura da chapa
Δ	[-]	Diferencial
ε	[-]	Épsilon da equação ε -NUT
κ	[W/m K]	Condutividade térmica

λ	[m]	Comprimento do corrugado
μ	[Pa s]	viscosidade
ζ	[-]	Fator de atrito de Moody
π	[-]	pi
ρ	[kg/m ³]	Massa específica
φ	[-]	Fator de alargamento de superfície
χ	[-]	Número de passes no trocador de calor
ψ	[-]	Parcela devido ao atrito nas paredes na perda de carga total

Subscritos:

<i>1</i>	Entrada
<i>2</i>	Saída
<i>c</i>	Frio (<i>cold</i>)
<i>e</i>	Equivalente
<i>ent</i>	Entrada
<i>f</i>	Frio
<i>h</i>	Quente (<i>hot</i>)
<i>i</i>	Entrada (<i>in</i>)
<i>lam</i>	laminar
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>o</i>	Saída (<i>out</i>)
<i>q</i>	Quente
<i>mov</i>	Quantidade de movimento
<i>sai</i>	Saída
<i>tot</i>	Total
<i>tur</i>	Turbulento
<i>visc</i>	Atrito viscoso

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Objetivos	29
1.1.1	Objetivo geral	29
1.1.2	Objetivos específicos	29
1.1.3	Organização da Dissertação	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	31
2.1	Trocadores de calor	31
2.1.1	Classificação.....	31
2.1.2	Desempenho termo-hidráulico	35
2.1.2.1	Transferência de calor em trocadores de calor	36
2.1.2.2	Coefficiente Global de transferência de calor.....	37
2.1.2.3	Análise térmica de trocadores de calor.....	39
2.1.2.4	Queda de pressão.....	42
2.2	Trocadores de calor tipo placas	43
2.2.1	Histórico	45
2.2.2	Trocador de placas corrugadas com gaxetas	47
2.2.3	Análise teórica do trocador de placas corrugadas.....	51
2.2.3.1	Parâmetros geométricos	53
2.2.4	Desempenho termo-hidráulico de trocadores de placas ..	54
2.2.4.1	Correlações da Literatura	60
2.2.5	Simulações numéricas	65
2.2.6	Vantagens e desvantagens	73
2.2.6.1	Vantagens	73
2.2.6.2	Desvantagens.....	75
3	METODOLOGIA DE ESTUDO	77
3.1	Introdução	77
3.2	Fabricação do protótipo de permutador de calor	79
3.3	Bancada Experimental.....	88

3.3.1	Ramal Quente.....	90
3.3.2	Ramal Frio.....	92
3.3.3	Seção de Teste.....	93
3.4	Procedimento Experimental.....	96
4	RESULTADOS	101
4.1	Resultados Experimentais.....	101
4.1.1	Análise do comportamento térmico	101
4.1.2	Análise da perda de carga	108
4.2	Correlações	112
4.2.1	Correlações de transferência de calor	112
4.2.2	Correlações do comportamento hidráulico	114
5	CONCLUSÕES	119
	REFERÊNCIAS	121
	APÊNDICE A– Correlações para transferência de calor e queda de pressão em trocadores de placas corrugas com gaxetas	127
	APÊNDICE B– Incertezas de Medição	133
	APÊNDICE C– Códigos em EES	137
	ANEXO A– Curvas do fator de correção F	147
	ANEXO B– Fator de atrito de Moody	149
	ANEXO C– Tabela do medidor de pressão diferencial .	151

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor, também conhecidos como permutadores de calor, são dispositivos utilizados para promover transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos. Estes equipamentos são utilizados em uma ampla gama de aplicações, incluindo indústrias químicas, petroquímicas, o setor alimentício e farmacêutico, dentre outros (THULUKKANAM, 2000; KAKAÇ, LIU, PRAMAUNJAROENKIJ, 2012).

O trocador de calor mais utilizado nas indústrias atualmente é o do tipo casco e tubo. A preferência por sua utilização está associada com sua simplicidade de projeto e construção, aliadas à sua capacidade de operação em condições de altas temperaturas e altas pressões e combinadas com bom desempenho térmico.

Contudo, trocadores de calor casco e tubos são grandes e pesados quando comparados a outras tecnologias de trocadores de calor, o que limita sua aplicação a instalações que comportem seu volume e massa. Além disso, não são adequados para aplicações onde se faz necessário um controle preciso de temperaturas, bem como em aplicações cujos fluidos que trocam calor são sujos, uma vez que são sujeitos a entupimentos. Nestes casos, frequentemente se opta pelo uso de permutadores de calor do tipo placas corrugadas (WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007; NADERI, ADIMI, 2016).

Na verdade, permutadores de calor do tipo placas corrugadas são equipamentos amplamente utilizados nas indústrias, desde a década de 1930. A literatura reporta que, sua primeira aplicação foi como trocador de calor do tipo líquido-líquido, no setor alimentício, especificamente na indústria de laticínios, em processos de pasteurização do leite, pois permitem a montagem e limpeza com facilidade (WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007).

Nas últimas décadas, com o desenvolvimento de novas tecnologias para o processo de fabricação, diversas novas configurações de trocadores de placas foram desenvolvidas. Diversos fabricantes desenvolveram diferentes geometrias de núcleos, possibilitando o projeto de dispositivos com elevada efetividade de troca térmica e que apresentassem alto grau de compacidade (WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007). Devido a estas características, a aplicação destes equipamentos migrou do setor alimentício, sendo hoje comumente aplicados no setor petroquímico, onde se encontra o foco do presente trabalho.

Dentre os diferentes formatos e dimensões para os trocadores de calor de placas, o modelo mais utilizado é o trocador de calor do tipo

placas com gaxetas de ângulo bifurcado β (*Chevron angle*) devido à elevada taxa de transferência de calor, facilidade de limpeza e prevenção a vazamentos quando comparado com as demais geometrias e configurações existentes. Contudo, este dispositivo apresenta limitações quanto à temperatura e pressão máxima de operação, sendo restringido pela capacidade das gaxetas (WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007).

Por mais que a tecnologia envolvendo trocadores de calor por placas seja consideravelmente antiga (em torno de noventa anos), ainda hoje os modelos matemáticos empregados nos projetos são incipientes. Como diferentes fabricantes produzem placas corrugadas com diferentes geometrias, os modelos e correlações matemáticas desenvolvidos na literatura limitam-se, em sua grande maioria, à dispositivos específicos, e são restritas às condições de operação para os quais foram desenvolvidos.

Muitos autores consideram que os parâmetros geométricos do trocador de calor, como ângulo de bifurcação β , comprimento do corrugado λ e profundidade do corrugado a , influenciam de maneira significativa o comportamento térmico e hidráulico do permutador de calor (KIM, PAK, 2017).

A literatura sobre trocadores de calor de placas corrugadas trata basicamente de trocadores de calor com placas retangulares. Por outro lado, uma variação do trocador de calor de placas para aplicações com fluidos a altas pressões é o trocador de calor do tipo casco e placas, que usam placas de geometria circular. O LABTUCAL-EMC-UFSC vem estudando trocadores de calor casco e placas com vistas a aplicações nas indústrias do petróleo e química.

A questão que surgiu é como empregar as correlações da literatura, que foram obtidas com placas retangulares, nos casos onde a geometria da placa é diferente da retangular. O presente trabalho aborda esta questão.

Neste trabalho foram realizados experimentos com trocador de calor de placas corrugadas com gaxetas, utilizando água como fluido de trabalho, a fim de levantar os valores correspondentes ao número de Nusselt e fator de atrito (ζ). Além disso, foram elaboradas correlações experimentais para prever o comportamento destas variáveis. Os resultados obtidos experimentalmente foram comparados com modelos teóricos da literatura.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O principal objetivo deste trabalho consiste na avaliação experimental do comportamento térmico e hidráulico de um trocador de calor do tipo placas corrugadas, com ângulo β pré-definido e cujos escoamento de fluidos que trocam calor entre si são monofásicos. Serão também elaboradas correlações experimentais para prever o comportamento do dispositivo, as quais serão comparadas com dados obtidos experimentalmente e com outros modelos matemáticos existentes na literatura.

1.1.2 Objetivos específicos

Para que os objetivos gerais possam ser atingidos, os seguintes objetivos específicos são buscados:

- Verificação da influência da temperatura do comportamento termo-hidráulico do permutador de calor.
- Levantamento de modelos da literatura que se apliquem à problemática a ser trabalhada, de modo a garantir melhor precisão entre os resultados.
- Elaboração de correlações a partir dos dados obtidos experimentalmente a fim de prever o comportamento térmico e hidráulico para trocadores de calor da mesma espécie utilizados em aplicações semelhantes.
- Comparação dos resultados experimentais com os valores obtidos pela correlação experimental e com os modelos da literatura, a fim de validar os resultados experimentais e as correlações levantadas.

1.1.3 Organização da Dissertação

No capítulo 2 apresenta-se a revisão bibliográfica realizada, onde são abordadas informações sobre trocadores de calor de um modo geral, sendo discutidas formas de avaliação do comportamento térmico e hidráulico destes equipamentos. Foco é dado sobre trocadores de calor do tipo placas corrugadas, apresentando um histórico dos principais modelos desenvolvidos e suas aplicações. São discutidas também as principais vantagens e desvantagens da utilização destes equipamentos quando

comparados a outros. Além disso, apresentam-se os modelos teóricos desenvolvidos levando-se em consideração aspectos geométricos e térmicos. Apresentam-se também as correlações da literatura que serão utilizadas neste trabalho.

No capítulo 3 são apresentados e discutidos os procedimentos experimentais adotados, assim como os aparatos desenvolvidos para este fim.

No capítulo 4 são mostrados e discutidos os resultados obtidos na presente dissertação.

Finalmente, no capítulo 5, são apresentadas as conclusões deste trabalho assim como sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Trocadores de calor

De acordo com Thulukkanam (2000), trocadores de calor são dispositivos utilizados para promover transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos que se encontram a diferentes temperaturas e separados por uma superfície que possibilite a transferência de calor.

Estes equipamentos são utilizados numa ampla gama de aplicações, dentre os quais se destacam indústrias de geração de energia, processos químicos, setor alimentício, aplicações espaciais, conforto térmico, refrigeração e indústrias de extração e refino de petróleo (KAKAÇ, LIU, PRAMAUNJAROENKIJ, 2012).

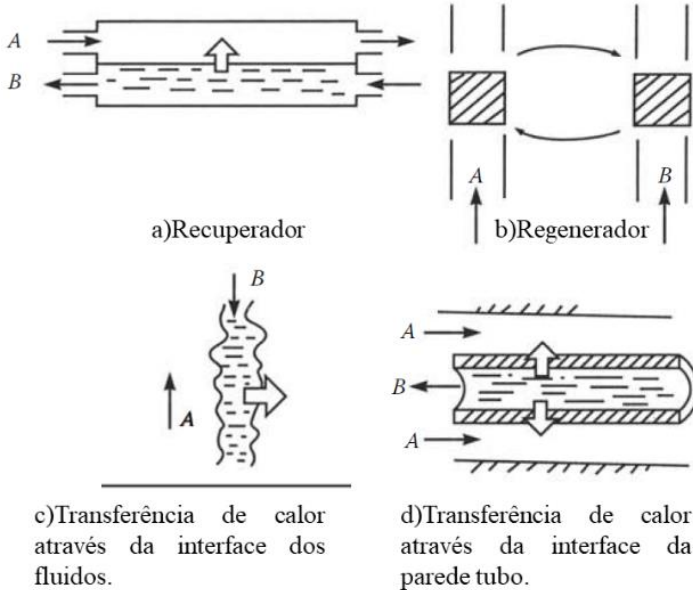
2.1.1 Classificação

Kakaç e Liu (1997) classificam os trocadores de calor de acordo com os seguintes critérios: processos e/ou mecanismos de transferência de calor, geometria e arranjo do fluxo. Podem ainda ser divididos em recuperadores e regeneradores. Além disso, Thulukkanam (2000), classifica os trocadores de calor de acordo com o arranjo de passes (passe único e multipasses). Ainda, Thulukkanam (2013) e Shah e Sekulic (2003) classificam os trocadores de calor quanto ao grau de compacidade, ou seja, quanto à capacidade de troca de calor de equipamentos de dimensões reduzidas.

Recuperadores (Figura 1a) são trocadores de calor que envolvem a troca de energia entre dois fluidos, ou seja, quando um fluxo A “recupera” calor de um fluxo B. Nos regeneradores (Figura 1b) a mesma passagem de fluxo é ocupada alternativamente por um dos dois fluidos, quente ou frio. A energia fornecida a matriz sólida quando o fluido quente escoar é posteriormente retirada pelo fluxo frio que escoar pelo mesmo canal (KAKAÇ, LIU, PRAMAUNJAROENKIJ, 2012).

Quanto ao processo de transferência de calor, Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012) definem os trocadores de calor podem ser como os de contato direto, quando os dois ou mais fluidos se misturam (Figura 1c), e os trocadores de calor de contato indireto, quando os fluidos não se misturam e a transferência de calor se dá por algum tipo de superfície (Figura 1d).

Figura 1– Tipos de trocadores de calor. a) recuperadores e b) regeneradores c) contato direto e d) contato indireto.

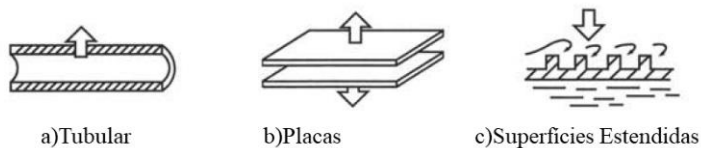


Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

Segundo Shah e Sekulic (2003) trocadores de calor podem ser classificados quanto à geometria de fabricação, em: tubulares (casco e tubo, duplo tubulares e espirais, como visto na Figura 2a; do tipo placas (com gaxetas, totalmente soldados, em espirais, em forma de lamelas, em forma de circuito impresso, painel em relevo), mostrado na Figura 2b; e trocadores de calor de superfícies estendidas (placa aletada e tubos aletados), como pode ser visto na Figura 2c.

De acordo com os mecanismos de transferência de calor Kakaç e Liu (1997) especificam os trocadores de calor como: monofásico em ambos os fluidos (transferência de calor se dá por calor sensível), conforme apresentado na Figura 3a; com mudança de fase em apenas um dos fluidos (calor sensível e calor latente), como observado na Figura 3b; e bifásico em ambos os fluidos (calor latente), visto na Figura 3c.

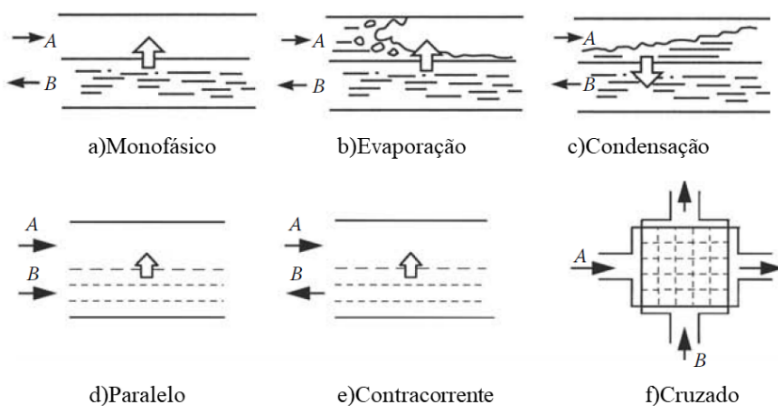
Figura 2– Trocadores de calor de acordo com o processo construtivo; a) tubular b) placas e c) superfícies estendidas.



Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

Quanto aos arranjos de fluxo, Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012) classificam os trocadores de calor como de fluxo: paralelo (Figura 3d), contracorrente (Figura 3e) e de fluxo cruzado (Figura 3f).

Figura 3– Trocadores de calor, mecanismos de transferência de calor. a) monofásico b) e c) bifásico. Arranjo de fluxo; d) paralelo, e) contracorrente e f) fluxo cruzado.



Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

O arranjo de fluxo em paralelo é o que proporciona a menor efetividade de troca térmica num trocador de calor com as mesmas condições de projeto e de operação, quando comparado com as outras condições de fluxo. Este tipo de arranjo é utilizado somente em casos muito específicos, como por exemplo, escoamento de materiais com alta

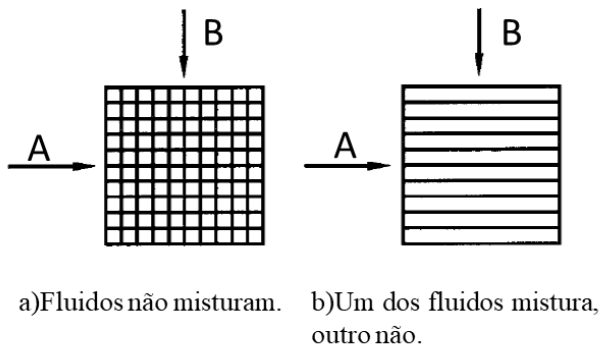
sensibilidade térmica e líquidos altamente viscosos (THULUKKANAM, 2000; SHAH, SEKULIC, 2003).

O arranjo de fluxo em contracorrente é considerado o mais eficiente entre os demais, se utilizados os mesmos parâmetros de operação, produzindo grandes variações de temperatura em cada fluido. É comum que este arranjo de fluxo não seja utilizado quando há dificuldades envolvendo o processo de fabricação, estas dificuldades estão relacionadas em separar os fluidos na entrada e saída do dispositivo (THULUKKANAM, 2000; SHAH, SEKULIC, 2003).

Termodinamicamente, a performance térmica de um trocador de calor de arranjo de fluxo cruzado é superior à do fluxo paralelo e inferior à de contracorrente. O que difere esse arranjo dos demais é que o escoamento de fluxo cruzado se divide em subgrupos, dentre os quais os mais importantes são:

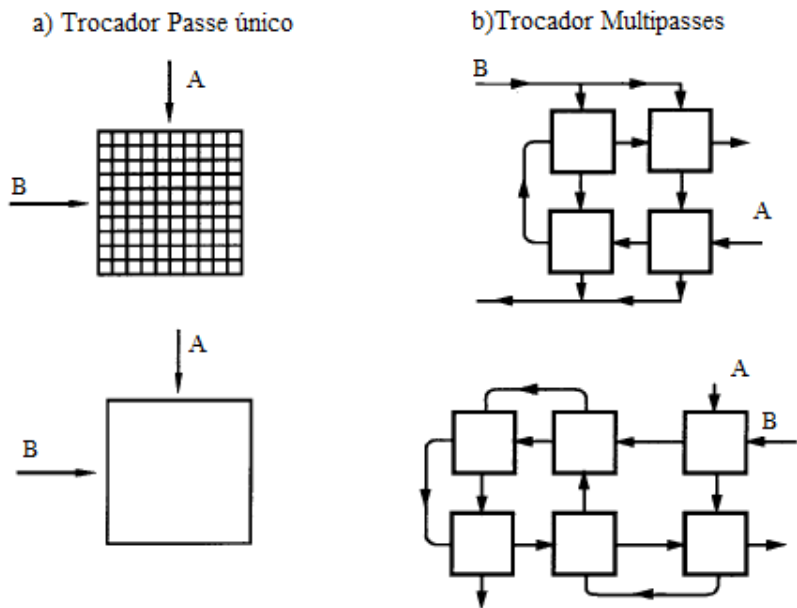
- **Fluxo cruzado onde ambos os não fluidos misturam** (Figura 4a): Há canais individuais para o fluido de cada espécie, sendo os ramais quente e frio perpendiculares entre si. Não há mistura entre os fluidos quente e frio.
- **Fluxo cruzado onde um dos fluidos mistura e outro não** (Figura 4b): Uma das passagens de fluido irá permitir a mistura entre eles e o outro terá canais individuais. Não há mistura entre os fluidos quente e frio.

Figura 4– Arranjo de fluxo cruzado. a) ambos os fluidos não misturam, b) apenas um dos fluidos mistura.



Ainda, Thulukkanam (2000), classifica os trocadores de calor quanto ao número de passes (ou arranjo de passes) de cada fluido no trocador, de modo que podem ser descritos como trocadores de calor de passe único (Figura 5a) e trocadores de calor multipasses (Figura 5b).

Figura 5– Trocadores de calor, quanto ao número de passes; a) passe único e b) multipasses.



Fonte: adaptado de Shah e Sekulic (2003)

2.1.2 Desempenho termo-hidráulico

Segundo Kakaç e Liu (1997) e Shah e Sekulic (2003), a análise da performance de um trocador de calor envolve a avaliação tanto do seu desempenho térmico como hidráulico, que, por sua vez, dependem das condições de operação do equipamento. Kakaç e Liu (1997) afirmam que o projeto de um trocador de calor envolve o conhecimento dos tipos de fluidos a partir dos quais se promoverá as trocas térmicas, das taxas de transferência de calor, do local de instalação do equipamento, etc. A partir destes dados (condições de contorno), é possível determinar as áreas

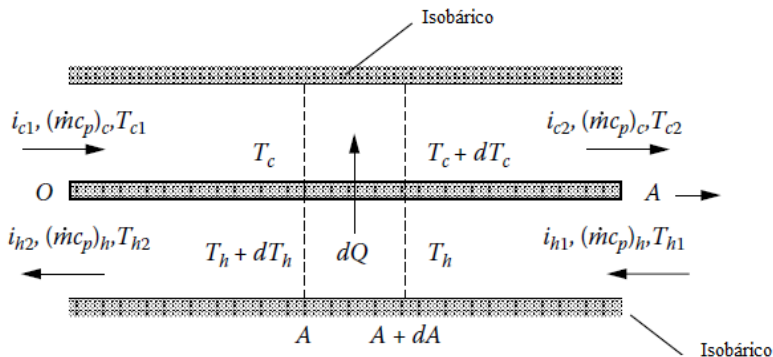
necessárias às trocas de calor, assim como a geometria do equipamento e a sua estrutura.

Conforme relatado por Shah e Sekulic (2003), modelos tradicionais (ϵ -NUT; LMTD) são ferramentas usualmente empregadas no projeto de trocadores de calor, cujos dados de entrada são as propriedades termodinâmicas dos fluidos e dos materiais de fabricação utilizados. A partir destes modelos pode-se estabelecer os arranjos de fluxo, que dependem fortemente dos mecanismos de transferência de calor, bem como as características da superfície de troca térmica (lisa, corrugada, etc e suas áreas totais de troca). Com estas informações pode-se então prever o desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor (calor trocado e queda de pressão no dispositivo).

2.1.2.1 Transferência de calor em trocadores de calor

Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012) realizam a análise da transferência de calor em trocadores de calor utilizando a Figura 6 como base.

Figura 6– Balanço de energia global em um trocador de calor com dois fluidos.



Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

A Figura 6 mostra um esquema de trocador de calor com arranjo de fluxo em contracorrente, onde, i representa a entalpia dos fluidos, T a temperatura, c_p é o calor específico a pressão constante dos fluidos, \dot{m} é a vazão mássica, Q é a taxa de transferência de calor e A é área. Os índices h e c representam os fluidos quente e frio, respectivamente, e 1 e 2 representam a entrada e saída.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica para sistemas abertos, escoamento em regime permanente, desconsiderando-se variações de energia cinética e potencial, tem-se que a taxa de transferência de calor é dada por:

$$Q = \dot{m}(i_2 - i_1) \quad (2.1)$$

Nota-se que, para o fluido quente, a taxa de transferência de calor (equação 2.1) é negativa. Além disso, se não há mudança de fase entre os fluidos e o calor específico é considerado constante ($i = c_p \Delta T$), tem-se que a equação 2.1 pode ser escrita como:

$$Q = \dot{m}c_p \Delta T \quad (2.2)$$

As equações 2.1 e 2.2 podem ser escritas, representando os fluidos quente e frio, por:

$$Q = \dot{m}_h(i_{h1} - i_{h2}) = (\dot{m}c_p)_h(T_{h1} - T_{h2}) \quad (2.3)$$

e

$$Q = \dot{m}_c(i_{c2} - i_{c1}) = (\dot{m}c_p)_c(T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.4)$$

Para análises de trocadores de calor, é estabelecido convenientemente um valor de diferença de temperatura média entre os fluidos quente e frio. De modo que o calor trocado em todo o dispositivo é dado pela relação:

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.5)$$

onde A é a área total do lado quente ou do lado frio, U representa o coeficiente global de transferência de calor e ΔT_m é uma função das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio.

2.1.2.2 Coeficiente Global de transferência de calor

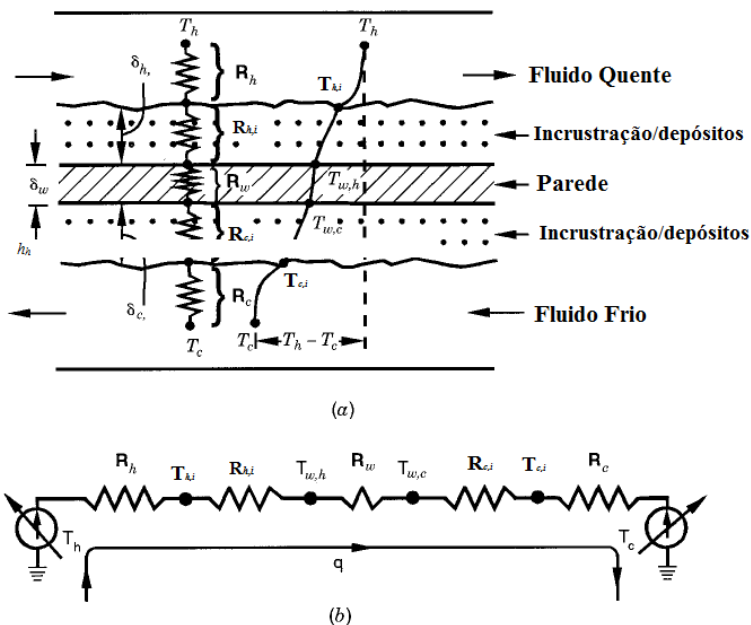
A análise do coeficiente global de transferência de calor é feita por diversos autores, como Shah e Sekulic (2003), Thulukkanam (2000) e Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012), em geral como uma analogia ao modelo de resistências de um circuito elétrico.

A Figura 7 mostra um esquema de um trocador de calor operando em regime permanente com fluxo em contracorrente, com o circuito

equivalente de resistências térmicas equivalente. A Figura 7a ilustra a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio.

Em regime permanente, o calor é transferido do fluido quente para a parede por convecção, sendo em seguida transferido pela parede puramente por condução, e da parede para o fluido frio, novamente por convecção. Resistências térmicas devido à incrustações, vistas na Figura 7, são adicionadas para dispositivos que operam com fluidos com altos fatores de incrustação, ou ainda devido a reações químicas que podem ocorrer e liberar depósitos que interferem na transferência de calor (THULUKKANAM, 2000; SHAH, SEKULIC, 2003).

Figura 7– Modelo de resistências térmicas para trocadores de calor.



Fonte: adaptado de Shah e Sekulic (2003)

Considerando-se um trocador de calor limpo (sem depósitos ou incrustações, diferente do exibido na Figura 7a) de parede lisa e reta tem-se que o coeficiente global de transferência de calor é dado por:

$$UA = \frac{1}{R_{t_{tot}}} = \frac{1}{\frac{1}{Ah_h} + \frac{\delta_w}{\kappa} + \frac{1}{Ah_c}} \quad (2.6)$$

onde $R_{t_{tot}}$ é a resistência térmica total do trocador de calor, h_h e h_c são os coeficientes de transferência de calor dos fluidos quente e frio, respectivamente, κ é a condutividade térmica da parede e δ_w é a espessura da parede.

Por outro lado, caso os efeitos de incrustação sejam considerados, tem-se que o coeficiente global de transferência de calor é dado por:

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{Ah_h} + \frac{1}{Ah_{h,i}} + \frac{\delta_w}{\kappa} + \frac{1}{Ah_c} + \frac{1}{Ah_{c,i}}} \quad (2.7)$$

onde as parcelas $h_{h,i}$ e $h_{c,i}$ representam o coeficiente de transferência de calor das incrustações (ou depósitos) dos fluidos quente e frio respectivamente.

2.1.2.3 Análise térmica de trocadores de calor

Quando se realiza análise térmica de trocadores de calor, a taxa de transferência de calor Q é primariamente a quantidade de interesse. Recomenda-se o uso do método ε - NUT para projetos de equipamentos em que as temperaturas de entrada ou saída dos fluidos não são conhecidas (KAKAÇ, LIU, PRAMAUNJAROENKIJ, 2012).

A introdução desse método de análise foi proposta por London e Sedan (1980) em 1942, na qual toda a taxa de transferência de calor é dada pela expressão:

$$Q = \varepsilon C_{min} \Delta T_{max} \quad (2.8)$$

onde ε é a efetividade de troca do trocador de calor, C_{min} é a menor entre as capacidades térmicas dos fluidos de trabalho ($C = \dot{m}c_p$) e ΔT_{max} é a máxima diferença de temperatura entre os fluidos.

Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012) afirmam que esta correlação (equação 2.8) é válida para aplicações com qualquer arranjo de escoamento, e que o valor de ε varia entre zero e um.

Para os arranjos de escoamento conhecidos, são definidos diferentes valores para a efetividade. Estes são:

Escoamento em paralelo:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + C^*} \{1 - \exp[-(1 + C^*)NUT]\} \quad (2.9)$$

Escoamento em contracorrente:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1 - C^*)NUT]}{1 - C^* \exp[-(1 - C^*)NUT]} \quad (2.10)$$

Escoamento de fluxo cruzado:

C_{max} mistura e C_{min} não mistura:

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C^*}\right) [1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NUT)]\}] \quad (2.11)$$

C_{max} não mistura e C_{min} mistura:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-C^*NUT)}{C^*}\right] \quad (2.12)$$

Ambos os fluidos misturam:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-NUT)} + \frac{C^*}{1 - \exp(-C^*NUT)} - \frac{1}{NUT}} \quad (2.13)$$

onde C^* é a razão entre a mínima e máxima capacidades térmicas dos fluidos:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.14)$$

e NUT é o número de unidades de transferência dado por:

$$NUT = \frac{AU}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int U dA \quad (2.15)$$

Quando as temperaturas de entrada e de saída do trocador de calor são conhecidas, utiliza-se a diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}). Para os arranjos de escoamento conhecidos, são definidos diferentes valores para a diferença de temperaturas média logarítmica. Estes são:

Escoamento em contracorrente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,1} - T_{c,2}) - (T_{h,2} - T_{c,1})}{\ln \left(\frac{T_{h,1} - T_{c,2}}{T_{h,2} - T_{c,1}} \right)} \quad (2.16)$$

Escoamento paralelo:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,2} - T_{c,2}) - (T_{h,1} - T_{c,1})}{\ln \left(\frac{T_{h,2} - T_{c,2}}{T_{h,1} - T_{c,1}} \right)} \quad (2.17)$$

Para arranjos de escoamento de fluxo cruzado e trocadores de calor com multipasses, são empregados um fator de correção (F) na equação de ΔT_{ml} para arranjo contracorrente. Ou seja:

$$Q = UAF\Delta T_{ml} \quad (2.18)$$

O fator F é expresso como uma função de parâmetros adimensionais, dado por:

$$F = F(P, R, \text{arranjo de escoamento}) \quad (2.19)$$

onde P (efetividade de temperatura do fluido) e R (relação de capacidade térmica) são funções das temperaturas de entrada e saída dos fluidos, dadas por:

$$P = \frac{T_{c,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,1}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} \quad (2.20)$$

e

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h,1} - T_{h,2}}{T_{c,2} - T_{c,1}} \quad (2.21)$$

Bowman, Mueller e Nagle (1940), apresentam duas equações em forma de gráfico para o fator de correção F , empregado em trocadores de calor com arranjo escoamento cruzado, com aplicação para casos onde os fluidos não se misturam, e quando um há mistura em um fluido e não há no outro.

Uma versão adaptada das correlações para o fator de correção F encontram-se no ANEXO A– Curvas do fator de correção F .

2.1.2.4 Queda de pressão

Por perda de carga entende-se a redução (queda) de pressão observada em um fluido escoando dentro de um tubo ou duto. Esta redução da pressão é diretamente proporcional aos efeitos decorrentes do atrito entre o fluido e a parede do duto, representada pelo fator de atrito ξ , o qual se correlaciona diretamente com a velocidade de escoamento, densidade e viscosidade do fluido, assim como com o diâmetro hidráulico e a rugosidade do duto (ANNARATONE, 2010).

A perda de carga, em termos de queda de pressão pode ser expressa como:

$$\Delta p = \xi \frac{L_e}{D_h} \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.22)$$

onde ξ é o fator de atrito de Moody, L_e e D_h são o comprimento e o diâmetro hidráulico do duto respectivamente e ρ e V são a densidade e a velocidade do fluido, respectivamente.

A equação 2.30 pode ser escrita em termos da velocidade mássica G , que é dada por:

$$G = \rho V \quad (2.23)$$

Desta forma, a equação 2.30 resulta em:

$$\Delta p = \xi \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho} \quad (2.24)$$

O fator de atrito de Moody (ξ) é função de parâmetros de escoamento e geométricos. Para tubos:

$$\xi = \xi(Re, e/D_h) \quad (2.25)$$

onde e é a rugosidade da superfície e Re é o número de Reynolds, dado por:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \quad (2.26)$$

Para algumas seções transversais específicas, o fator de atrito pode ser expresso somente em função do número de Reynolds, sendo desprezada a rugosidade. Estas relações se encontram no ANEXO B–Fator de atrito de Moody.

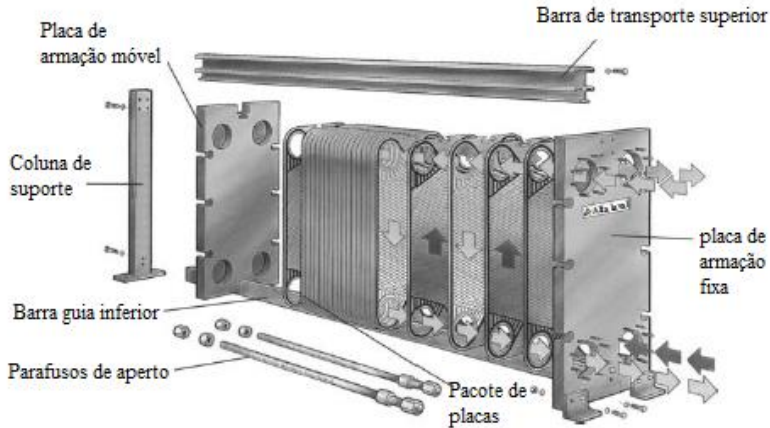
Em trocadores de calor, Shah e Sekulic (2003) explicam que as principais parcelas de queda de pressão estão associadas ao núcleo do dispositivo (perda de carga) e aos distribuidores de escoamento, que incluem as portas de entrada/saída, bocais, canalizações e reservatórios. É comum que a principal parcela da queda de pressão no trocador de calor seja a do núcleo do trocador, no entanto existem casos onde os efeitos dos distribuidores podem ser superiores aos do núcleo.

2.2 Trocadores de calor tipo placas

Trocadores de calor do tipo placas (Figura 8) são dispositivos comumente utilizados em diversas instalações industriais, como no setor alimentício (principalmente na indústria de laticínios), indústria química e petroquímica. O seu uso está normalmente associado à sua facilidade de instalação e manutenção (KIM, PARK, 2017; KUMAR, SONI, SINGH, 2018).

Um trocador de calor de placas consiste num conjunto (pacote) de placas montados de forma que cada par de placas adjacentes forma um canal para passagem de fluido. O conjunto de placas é unido por duas placas de armação (molduras), sendo a primeira fixa e a segunda móvel, de modo a facilitar a manutenção e/ou inserção de mais placas. Este conjunto de placas é mantido unido por meio dos parafusos de aperto e todo este conjunto é sustentado pelas barras de transporte superior e de guia inferior (Figura 8).

Figura 8– Trocador de calor tipo placas.



Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

Cada placa contida no pacote possui um conjunto de quatro aberturas, que funcionam como os canais de entrada e saída para os fluidos, seladas de forma que as entradas de fluido frio e quente ocorram a cada duas placas, de forma alternada (THULUKKANAM, 2000).

A variante mais comum dos trocadores de placas é o chamado trocador de placas com gaxetas (GPHE – *Gasketed Plate Heat Exchanger*), no qual são inseridas gaxetas (material utilizado para vedação entre superfícies) entre as placas de metal. Estas gaxetas formam as passagens para o fluido, e evitam a presença de vazamentos, além de auxiliar a distribuição do fluido nos canais (Figura 9).(REAY, 1994)

Figura 9– Funcionamento de gaxetas em trocadores de placas.

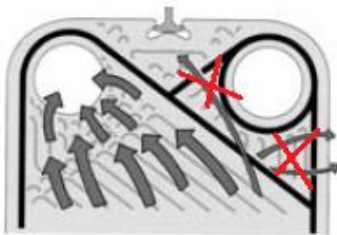


Ilustração de como as gaxetas garante qual caminho será percorrido pelo fluido.

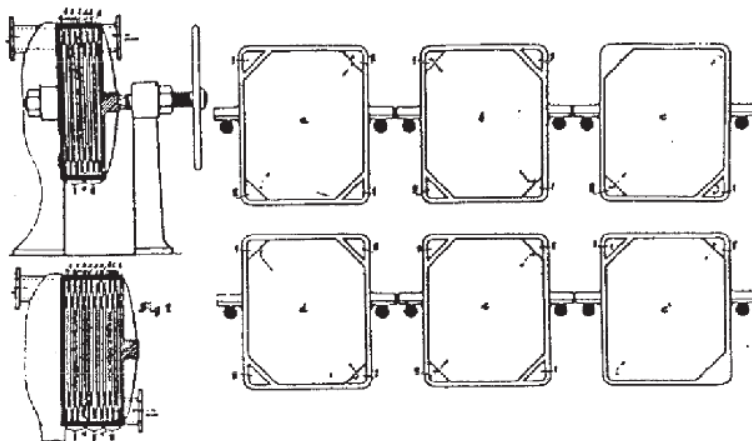
Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

2.2.1 Histórico

Os primeiros registros de utilização de trocadores de placas datam do final do século dezenove. Por permitir a pasteurização de leite, a criação e implementação deste dispositivo foi crucial no controle de doenças crônicas, como a tuberculose, causadas principalmente pelo consumo do chamado leite “cru”. (WANG; SUNDÉN; MANGLIK, 2007). Além disto, este equipamento foi capaz de proporcionar fino controle de temperatura de processamento do leite e uma facilidade de limpeza bem maior se comparada com os trocadores de calor já existentes no período. Assim, o setor alimentício foi o primeiro grande usuário da tecnologia (WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007; HAJABDOLLAHI, NADERI, ADIMI, 2016).

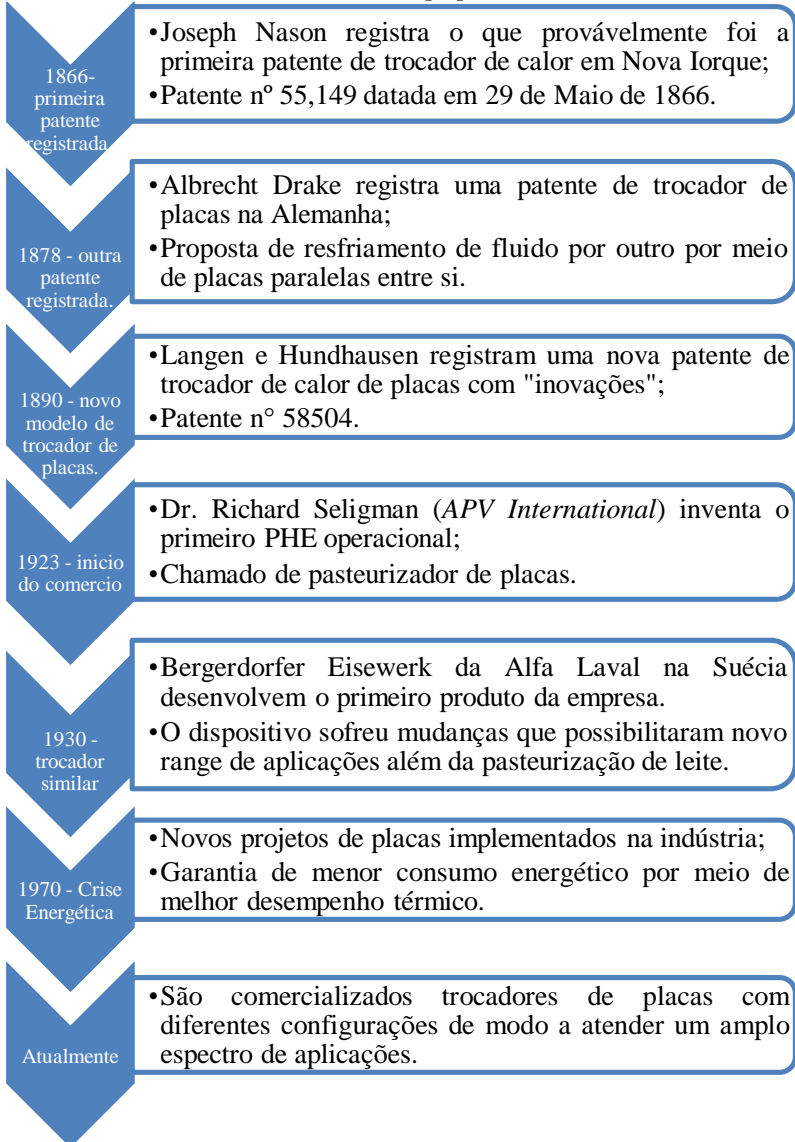
O trocador de placas surgiu com geometria diferente dos formatos pelos quais é conhecido hoje. A primeira imagem de patente registrada é mostrada na Figura 10. A geometria e dimensões das placas evoluíram bastante ao longo dos anos. Os mais relevantes marcos históricos relacionados ao desenvolvimento da tecnologia de trocadores de calor do tipo placas, incluindo o registro da primeira patente e fabricação do primeiro protótipo a ser comercializado, são mostrados no Quadro 1.

Figura 10– Patente n° 58504 para um modelo precoce de trocador de calor do tipo placas.



Fonte: Wang, Sundén e Manglik (2007).

Quadro 1– História do trocador de calor tipo placas:



Fonte: adaptado de Wang, Sundén e Manglik (2007) e Klemeš et al. (2015).

2.2.2 Trocador de placas corrugadas com gaxetas

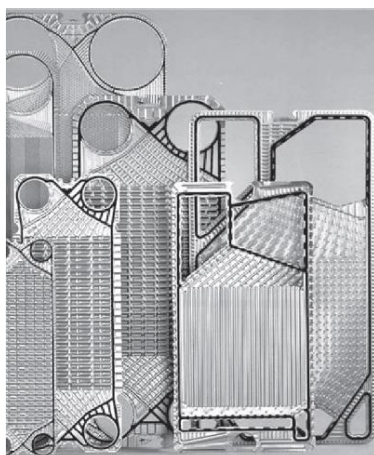
Os modelos de placas de trocadores de calor evoluíram significativamente desde a primeira configuração mostrada na Figura 10. A crise energética de 1970 obrigou os trocadores de calor a possuírem maior efetividade de troca térmica em processos de aquecimento/resfriamento, reduzindo custo de instalação/operação, o que levou a criação de padrões de corrugados nas placas (WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007; TOKGOZ, AKSOY, SAHIN, 2017).

Placas corrugadas são fabricadas através do processo de conformação mecânica de chapas de metais de fina espessura, utilizando diferentes padrões de moldes, que resultam em superfícies com maior área de troca de calor. O material mais comum para a fabricação das placas são ligas de aço inoxidável (principalmente no setor alimentício) (SEO et al., 2015).

A Figura 11 mostra diferentes padrões de corrugado, além de diferentes portas (entrada e saída) para os fluidos.

O processo de fabricação de tais placas não sofre variação de fabricante para fabricante, de modo que, cabe aos projetistas de trocadores de placas determinar os parâmetros geométricos das mesmas (Figura 11) – como por exemplo, alterar o padrão do corrugado das placas – para garantir diferentes desempenhos térmicos e hidráulicos para seus dispositivos, de acordo com a sua aplicação (REAY, 1994).

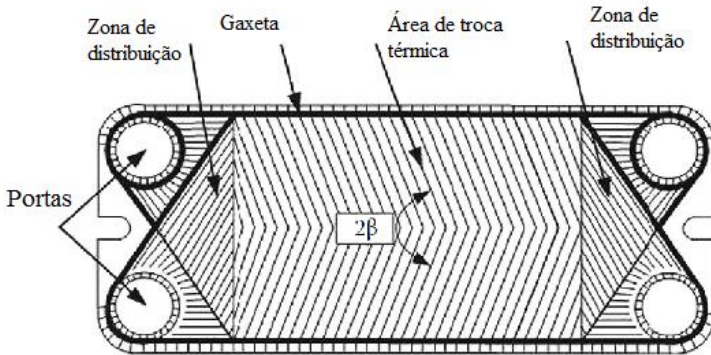
Figura 11– Modelos de placas com diferentes dimensões e diferentes padrões de corrugado.



Fonte: Wang, Sundén e Manglik (2007).

Atualmente, o padrão de corrugado mais utilizado é o modelo de espinha de peixe (*herringbone*) ou placa bifurcada (*chevron plate*) mostrado na Figura 12. O escoamento do fluido que escoo pelos canais formados por trocadores de calor que utilizam placas com este padrão de corrugado é turbulento, formando pequenos vórtices ao longo dos canais (Figura 13) (KAKAÇ, LIU,1997).

Figura 12– Placa de ângulo bifurcado (*chevron plate*).

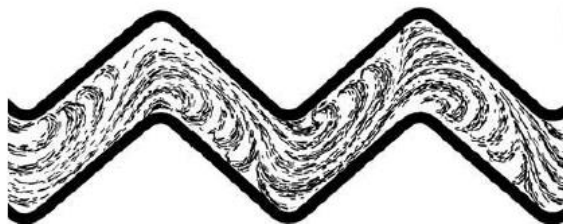


Fonte: Adaptado de Klemeš et al. (2015).

Na Figura 12 o ângulo β é o ângulo de bifurcação (*Chevron angle*). As zonas de distribuição, na entrada e saída, são as regiões onde o fluido é direcionado para a principal região de troca térmica. As placas são posicionadas no trocador de calor de modo que o ângulo de bifurcação (β) é oposto entre as placas adjacentes (Figura 14). O ângulo de bifurcação (β) é considerado um dos fatores mais importantes no desenvolvimento de correlações para queda de pressão, que depende principalmente do coeficiente de atrito viscoso, e da transferência de calor, cuja correlação é baseada no número de Nusselt (KAKAÇ, LIU,1997; WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007).

O arranjo de placas adjacentes com ângulos de bifurcação invertidos possibilita um adensamento de pontos de contato entre estas placas, possibilitando uma maior rigidez mecânica no contato, consequentemente permitindo o uso de chapas com espessura reduzida. Desta forma, chapas de espessuras cada vez menores vem sendo utilizadas, com cerca de 0,5mm de espessura (KAKAÇ, LIU, 1997; WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007).

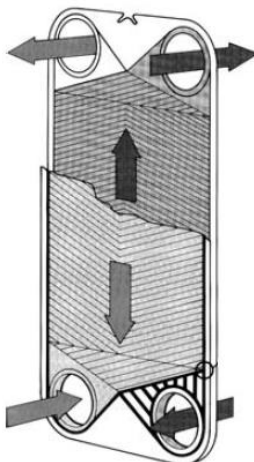
Figura 13– Escoamento rodopiante em placas de ângulo bifurcado.



Fonte: Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

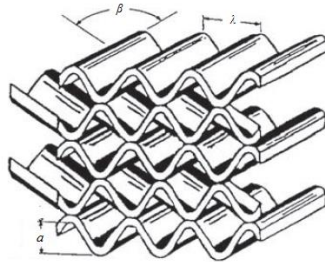
Além de melhorar a rigidez da estrutura do trocador de calor, a disposição das placas desta forma promove um aumento da capacidade de troca térmica (efetividade) do trocador de calor. Na verdade, esta proximidade entre as placas resulta na formação de canais com geometrias complexas (Figura 15), o que, se por um lado ajuda na troca térmica, por outro lado pode provocar um aumento significativo da queda de pressão no trocador de calor (KAKAÇ, LIU, 1997; WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007; KIM, PARK, 2017).

Figura 14– Ângulos de bifurcação inversos entre placas adjacentes. Escoamento em contracorrente.



Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

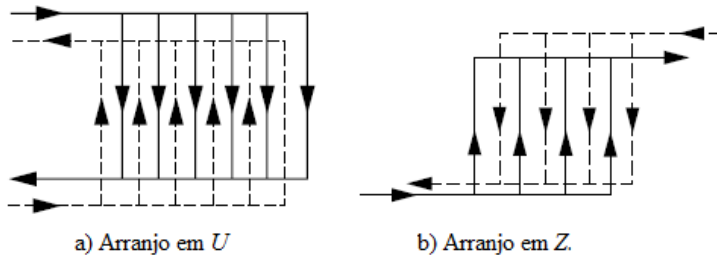
Figura 15– Canais de passagem de fluido formado pela junção das placas.



Fonte: adaptado de Ciofalo, Satasiek e Collins (1996).

Trocadores de placas, em geral, apresentam configurações de passe simples e multipasses. Nestes dispositivos, a configuração de passe simples significa que todo o fluido (quente ou frio) fluirá na mesma direção em todo o trocador de calor. Os arranjos de placas utilizados para passe simples são os chamados arranjo em U (Figura 16a) e arranjo em Z (Figura 16b) (KAKAÇ, LIU, 1997).

Figura 16– Arranjos de escoamento de passe único em trocadores de placas. a) arranjo em U; b) arranjo em Z.



Fonte: adaptado de Kakaç, Liu e Pramaunjaroenkij (2012).

No arranjo de escoamento em U, as portas de entrada e saída se encontram na mesma placa de armação, na chamada placa fixa (como pode ser visto na Figura 8). No arranjo em Z, as portas de entrada e saída se alternam entre a região superior de uma das placas de armação e a região inferior da outra. Uma das vantagens de se utilizar o arranjo em U é a melhor facilidade na limpeza, se comparado com arranjo em Z. Por outro lado, o arranjo Z proporciona melhor uniformidade no escoamento (KAKAÇ, LIU, 1997; THULUKKANAM, 2000).

Diversos autores realizam trabalhos voltados a aplicações e melhorias em trocadores de placas. Na próxima seção serão mostrados os principais trabalhos realizados em simulação numérica para este tipo de dispositivo na literatura.

2.2.3 Análise teórica do trocador de placas corrugadas

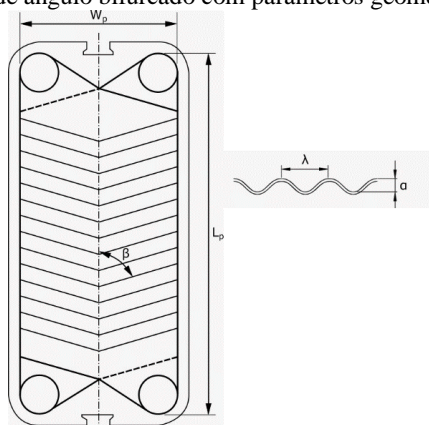
A geometria de trocadores de placas corrugadas variam de acordo com cada fabricante. Desta forma, correlações desenvolvidas para transferência de calor (número de Nusselt) e queda de pressão (coeficiente ou fator de atrito), não têm aplicações generalizadas, sendo empregadas apenas para dispositivos com padrões específicos (KAKAÇ, LIU, 1997).

O desempenho dos trocadores de calor de placas é afetado intimamente por parâmetros de projeto, como arranjo de escoamento, portas de entrada e saída nas placas, além de parâmetros geométricos, como ângulo de bifurcação (β), profundidade do corrugado (a), comprimento do corrugado (λ) e fator de alargamento da superfície (φ), além de L_p e W_p que são as distâncias vertical e horizontal entre as gaxetas (KIM, PARK, 2017).

Com exceção do fator de alargamento da superfície, os demais parâmetros geométricos das placas corrugadas estão exibidos na Figura 17.

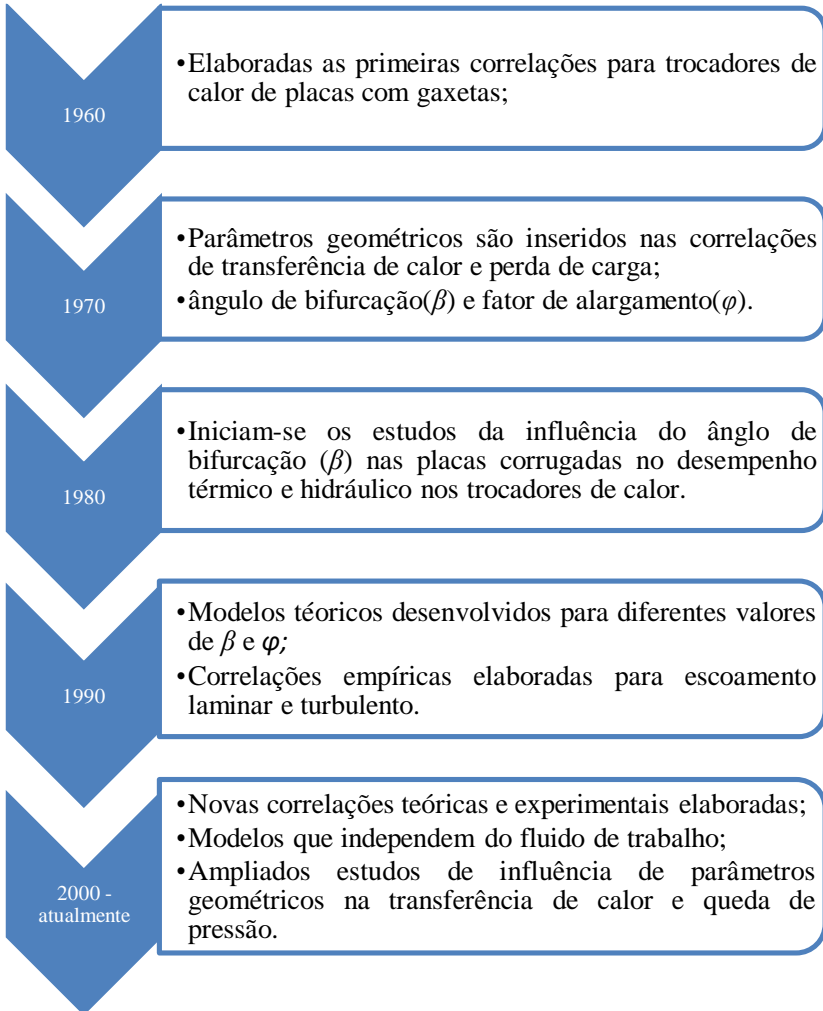
As primeiras pesquisas em trocadores de calor de placas se iniciaram nos anos 1960. Os principais marcos são mostrados no Quadro 2.

Figura 17– Placa de ângulo bifurcado com parâmetros geométricos.



Fonte: Elaborado pela autora (2018)

Quadro 2– Sequência histórica do desenvolvimento de correlações aplicadas a trocadores de calor de placas corrugadas nas últimas décadas em escoamento monofásico.



Fonte: Elaborado pela autora (2018)

2.2.3.1 Parâmetros geométricos

Os principais parâmetros utilizados nas correlações para trocadores de placas envolvem, em geral, as suas dimensões e padrões do corrugado das placas. Valores como diâmetro hidráulico, área de superfície de troca e velocidade mássica, por exemplo, são expressos em termos de parâmetros geométricos das placas.

Deve-se considerar que pesquisadores ainda não obtiveram total concordância quanto a quais parâmetros usar em suas correlações para trocadores de calor com placas corrugadas do tipo ângulo bifurcado (Figura 17).

Autores como Muley e Manglik (1999), assim como Arsenyeva *et al.* (2013) utilizam o conceito de diâmetro equivalente, onde:

$$d_e = 2a \quad (2.27)$$

onde a é a profundidade do corrugado. O valor de d_e seria equivalente ao diâmetro de tubos circulares.

Outros autores, como Martin (1996), Khan *et al.* (2010) e Kim e Park (2017) utilizam o conceito de diâmetro hidráulico em suas correlações, definido como:

$$d_h = \frac{2a}{\varphi} \quad (2.28)$$

onde φ é o fator de alargamento da superfície (*enlargement factor*), ou seja a razão entre a área desenvolvida e a área projetada na região de troca de calor das placas:

$$\varphi = \frac{\text{área desenvolvida}}{\text{área projetada}} \quad (2.29)$$

O fator de alargamento da superfície, em geral, é representado como uma função do comprimento e da profundidade do corrugado, conforme a expressão:

$$\varphi(X) = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (2.30)$$

$$X = \frac{\pi a}{\lambda}$$

Segundo Kim e Park (2017) autores que optam por utilizar o diâmetro equivalente (eq. 2.27) como parâmetro geométrico, negligenciam os efeitos do fator de alargamento da superfície. Porém, observa-se que o fator de alargamento tem forte influência na transferência de calor e perda de carga dos equipamentos.

A área superficial de troca de calor entre as placas é dada por:

$$A_0 = aW_p N_p \quad (2.31)$$

onde N_p é o número de passagens entre placas de cada fluido e W_p é o comprimento entre as gaxetas horizontalmente.

Outro importante conceito utilizado é o de velocidade mássica, dado por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_0} = \frac{\dot{m}}{aW_p N_p} \quad (2.32)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica de fluido escoando.

Nota-se também que parâmetros geométricos das placas influenciam diretamente o número de Reynolds, cuja definição, dada pela equação 2.26 é reescrita em termos do diâmetro equivalente como sendo:

$$Re_e = \frac{\rho V d_e}{\mu} = \frac{G d_e}{\mu} \quad (2.33)$$

ou ainda, em termos do diâmetro hidráulico como:

$$Re_h = \frac{\rho V d_h}{\mu} = \frac{G d_h}{\mu} \quad (2.34)$$

2.2.4 Desempenho termo-hidráulico de trocadores de placas

O desempenho hidráulico de trocadores de calor é reportado por diversos autores, em geral, em termos do fator de atrito de Moody, ou pelo fator de atrito de Fanning (ou coeficiente de atrito).

O fator de atrito de Moody é expresso em função da perda de carga ao longo da área de troca, em termos do diâmetro hidráulico, como:

$$\xi_{d_h} = 2 \frac{\Delta p}{\rho V^2} \frac{d_h}{L_p} \quad (2.35)$$

Ou em termos do diâmetro equivalente, como:

$$\xi_{d_e} = 2 \frac{\Delta p}{\rho V^2} \frac{d_e}{L_p} \quad (2.36)$$

Outra variável utilizada para avaliar o desempenho hidráulico de trocadores e placas é o coeficiente de atrito, também conhecido como fator de atrito de Fanning que, pode ser escrito como função do fator de atrito de Moody como sendo:

$$f = \frac{\xi}{4} \quad (2.37)$$

O desempenho térmico de trocadores de calor de placas depende diretamente da geometria das placas, dos fluxos de entrada e saída dos fluidos quente e frio, além das suas temperaturas de entrada e saída (KIM, PARK, 2017).

Em trocadores de placas o coeficiente de transferência de calor (h) é representado em termos do número de Nusselt como sendo:

$$Nu = \frac{h d_h}{\kappa} \quad (2.38)$$

onde κ é a condutividade térmica do fluido.

Para transferência de calor monofásica, em trocadores de calor de placas corrugadas, o número de Nusselt geralmente é representado pela seguinte correlação empírica:

$$Nu = c_1 Re^m Pr^n \quad (2.39)$$

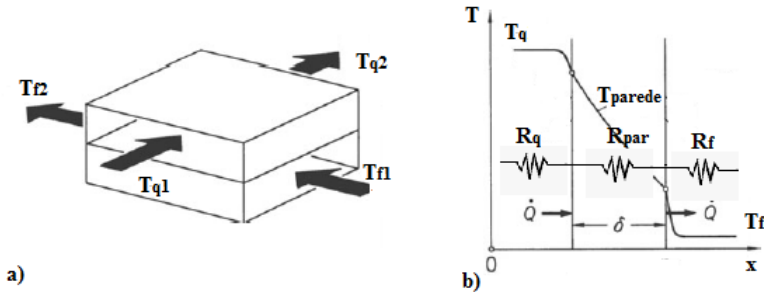
onde c_1 , m e n são constantes independentes do fluido de trabalho utilizado e, Pr é o número de Prandtl, dado por:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\kappa} \quad (2.40)$$

onde c_p é o calor específico à pressão constante do fluido.

Nas análises realizadas através de experimentos, a serem apresentados nesta dissertação, a transferência de calor é avaliada em termos da resistência térmica equivalente do permutador de calor, ilustrada num modelo de trocador de fluxo cruzado na Figura 18, na qual, não são consideradas as parcelas de resistência térmica atribuídas a incrustações dos fluidos.

Figura 18– Permutador de calor, fluxo cruzado; a) modo de escoamento, b) modelo de resistências térmicas.



Fonte: adaptado de Baehr e Stephan (1998).

Considerando o trocador de calor da Figura 18a), a taxa média de transferência de calor entre os fluidos é obtido por meio da média entre a taxa de transferência de calor do fluido quente e do fluido frio, ou seja:

$$Q_{med} = \frac{Q_q + Q_f}{2} \quad (2.41)$$

onde, os índices q e f representam os fluidos quente e frio, respectivamente.

Além disso, a taxa média de transferência de calor entre os fluidos (equação 2.41) pode ser escrita em termos do coeficiente global de transferência de calor e da diferença de temperatura média logarítmica como sendo:

$$Q_{med} = FUA\Delta T_{ml} \quad (2.42)$$

Desta forma, o coeficiente global de transferência de calor é obtido por meio da razão de:

$$U = \frac{Q_{med}}{FA\Delta T_{ml}} \quad (2.43)$$

A diferença de temperatura média no trocador de calor pode ser representada por meio da expressão:

$$\Delta T_{med} = \Delta T_q + \Delta T_{parede} + \Delta T_f \quad (2.44)$$

Os coeficientes de transferência de calor são calculados como sendo:

$$h_f = \frac{Q_{med}}{\Delta T_f} \quad (2.45)$$

$$h_q = \frac{Q_{med}}{\Delta T_q} \quad (2.46)$$

$$U = \frac{Q_{med}}{\Delta T_{med}} \quad (2.47)$$

Além disso, a resistência térmica da parede é dada por:

$$R_{parede} = \frac{Q_{med}}{\Delta T_{parede}} \quad (2.48)$$

Substituindo as equações 2.45 a 2.47 na equação 2.44, é obtida, então a expressão para o coeficiente global de transferência de calor em termos dos coeficientes de transferência de calor convectivos e da resistência térmica da parede:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + R_{parede} + \frac{1}{h_f} \quad (2.49)$$

Para o trocador de placas corrugadas, a resistência térmica é dada por:

$$R_{parede} = \frac{\delta_{parede}}{\kappa_{parede}} \quad (2.50)$$

Substituindo a equação 2.50 na equação 2.49, tem-se:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{\delta_{parede}}{\kappa_{parede}} + \frac{1}{h_f} \quad (2.51)$$

Para o caso onde a velocidade do escoamento dos fluidos quente e frio são iguais, tem-se:

$$h_f = h_q = h \quad (2.52)$$

Substituindo a equação 2.50 na equação 2.51, e resolvendo para h :

$$\frac{1}{h} = \left(\frac{1}{U} - \frac{\delta_{parede}}{\kappa_{parede}} \right) \frac{1}{2} \quad (2.53)$$

A expressão anterior determina o coeficiente de transferência de calor para os fluidos num trocador de calor do tipo placas, para fluidos iguais e quando ambos escoam com as mesmas velocidades. Este método de cálculo foi empregado por Khan et al. (2010) e Kim e Park (2017).

Para o caso onde não é possível, ou não é interessante que as velocidades dos fluidos sejam iguais, Kim e Park (2017) recomendam a utilização do método *Wilson Plot* para avaliar a transferência de calor. O método, desenvolvido para avaliar a transferência de calor em trocadores de calor tubulares, consiste em separar a resistência térmica global do trocador de calor entre resistência do fluido interno e as resistências remanescentes (paredes dos tubos e fluido externo).

Desta forma, um dos fluidos é mantido escoando com velocidade constante, enquanto o outro tem sua velocidade variada em diferentes testes. Para o caso de experimentos onde o fluido frio tem sua velocidade mantida constante, tem-se:

$$h_f = \text{constante} \quad (2.54)$$

$$h_q = h(v) = c_2 v_q^n \quad (2.55)$$

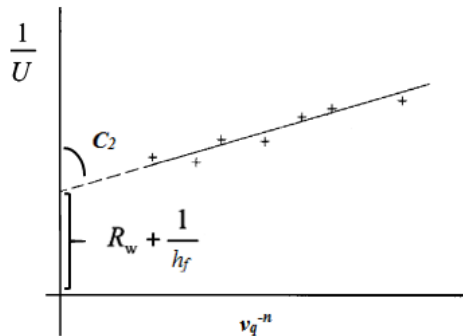
onde c_2 e n são constantes, v é a velocidade do fluido quente e o valor de n para escoamentos turbulentos é $n=0,8$.

A Figura 19 apresenta um gráfico ilustrativo de pontos experimentais do coeficiente global de transferência de calor em função da velocidade do escoamento. O ponto de intersecção da curva no eixo y representa o valor da resistência térmica da parede somado à resistência térmica do fluido frio (ambos constantes). Além disso, o valor da constante c_2 corresponde à inclinação da reta traçada, conforme indica o gráfico.

Substituindo então os valores das equações 2.52 e 2.53, a equação 2.51 assume a forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{v_q^{-n}}{c_2} + \left(\frac{\delta_{parede}}{\kappa_{parede}} + \frac{1}{h_f} \right) \quad (2.56)$$

Figura 19– Gráfico da técnica *Wilson Plot*.



Fonte: Adaptado de Rose (2004)

A equação 2.56 corresponde ao coeficiente global de transferência de calor obtido pelo método *Wilson Plot*, empregado por pesquisadores como Rose (2004) e Kim e Park (2017).

Kim e Park (2017) relatam que, por mais que a obtenção de correlações para número de Nusselt representadas como a equação 2.49 sejam frequentemente utilizadas, diversos pesquisadores elaboram correlações para número de Nusselt para permutadores de calor de placas corrugadas inserindo parâmetros geométricos da superfície de troca, como por exemplo, o fator de alargamento de superfície, ângulo de bifurcação, ou ainda, propriedades do fluido de trabalho, como a razão entre viscosidades dos fluidos em diferentes pontos do escoamento.

Autores como Martin (1996), Khan *et al.* (2010), Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011) e Kim e Park (2017), elaboraram suas correlações avaliando diferentes parâmetros, além dos mostrados na equação 2.39.

2.2.4.1 Correlações da Literatura

Diversas pesquisas foram realizadas em trocadores de calor de placas, resultando nas mais variadas correlações. As equações aqui apresentadas podem ser aplicadas em várias faixas para o número de Reynolds e de β e para diferentes fluidos.

Martin (1996) propôs uma expressão baseada em modelo teórico para o fator de atrito de Moody, dada por:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \beta}{\sqrt{\left(b \tan \beta + c \sin \beta + \frac{\xi_0}{\cos \beta}\right)}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{\xi_1}} \quad (2.57)$$

onde c e b são constantes a serem determinadas a partir de dados experimentais.

Shah e Sekulic (2003) apresentaram uma versão corrigida da equação 2.57, desta vez, expressa em termos do fator de atrito de Fanning, dada por:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos \beta}{\sqrt{\left(0,045 \tan \beta + 0,09 \sin \beta + \frac{f_0}{\cos \beta}\right)}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{3,8f_1}} \quad (2.58)$$

A equação 2.58 pode ser utilizada para escoamentos com padrões laminar ou turbulento, através de ajustes nos valores das constantes f_0 e f_1 , as quais são função do número de Reynolds, e dadas por:

$$f_0 = \begin{cases} \frac{16}{Re} & \text{para } Re < 2000 \\ \frac{1}{(1,56 \ln(Re) - 3,0)^2} & \text{para } Re \geq 2000 \end{cases} \quad (2.59)$$

e

$$\text{para } Re < 2000 \quad (2.60)$$

$$f_1 = \begin{cases} \frac{149,25}{Re} + 0,9625 \\ \frac{9,75}{Re^{0,289}} \end{cases} \quad \text{para } Re \geq 2000$$

De acordo com os autores, a equação 2.58 pode ser empregada para $0^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$, com precisão de $\pm 40\%$ para placas comerciais.

Shah e Sekulic (2003) também elaboram uma equação para a queda de pressão total de trocadores de calor de placas bifurcadas. Ela é dada por:

$$\Delta p = \frac{1,5G_p^2 n_p}{2\rho_i} + \frac{4fL_p G^2}{2d_e} \left(\frac{1}{\rho}\right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right) G^2 \pm \rho_m g L_p \quad (2.61)$$

onde n_p é o número de passes do fluido, os índices i e o representam entrada e saída, respectivamente, e G_p é a velocidade mássica através das portas de entrada e saída das placas, dada por:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) D_p^2} \quad (2.62)$$

onde D_p é o diâmetro das portas de entrada e saída nas placas.

Martin (1996) também propôs uma correlação para o número de Nusselt, cuja expressão é:

$$Nu = 0,122 Pr^{1/3} (\mu_m / \mu_p)^{1/6} [\xi Re^2 \sin(2\beta)]^{0,374} \quad (2.63)$$

onde os índices m e p se referem a viscosidade do fluido ser considerada na temperatura média entre entrada e saída e na temperatura da parede da placa, respectivamente.

Shah e Sekulic (2003) também elaboraram uma versão corrigida para a equação 2.63, dada por:

$$Nu = 0,205 Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6} [f Re^2 \sin(2\beta)]^{0,374} \quad (2.64)$$

De acordo com os autores, a equação 2.64 pode ser empregada para $0^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ e possui precisão de $\pm 30\%$ no cálculo da transferência de calor de trocadores com placas comerciais.

Os números de Reynolds utilizados nas equações 2.59 e 2.60, assim como nas equações 2.63 e 2.64 são determinados a partir da equação 2.34, ou seja, baseados no diâmetro hidráulico.

Arsenyeva *et al.* (2011) desenvolveram uma correlação empírica para prever o valor do fator de atrito de Moody, a qual é aplicada para $14^\circ \leq \beta \leq 72^\circ$, e para $5 \leq Re \leq 25000$. Esta correlação é dada por:

$$\xi = 8 \left[\left(\frac{12 + p_2}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A_A + B_A)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (2.65)$$

onde A_A e B_A são constantes dependentes do número de Reynolds e de parâmetros geométricos das placas, ou seja:

$$A_A = \left[p_4 \ln \left(\frac{p_5}{\left(\frac{7 \cdot p_3}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 10^{-5}} \right) \right]^{16} \quad (2.66)$$

e

$$B_A = \left(\frac{37530 \cdot p_1}{Re} \right)^{16} \quad (2.67)$$

onde p_1 a p_5 são constantes dependentes dos parâmetros geométricos das placas, conforme apresentado a seguir:

$$\begin{aligned} p_1 &= e^{(-0,15705 \cdot \beta)} \\ p_2 &= \frac{\pi \cdot \beta \cdot \gamma^2}{3} \\ p_3 &= e^{\left(-\pi \cdot \frac{\beta}{180} \cdot \frac{1}{\gamma^2} \right)} \end{aligned} \quad (2.68)$$

$$p_4 = (0,061 + (0,69 + \tan(\beta))^{-2,63})(1 + (1 - \gamma)0,9\beta^{0,01})$$

$$p_5 = 1 + \frac{\beta}{10}$$

onde γ é a razão entre o dobro da profundidade de corrugado, e o comprimento do corrugado:

$$\gamma = \frac{2a}{\lambda} \quad (2.69)$$

De acordo com os autores, a equação 2.65 é válida para $0,52 \leq \gamma \leq 1,02$, com discrepância de resultados menor que 20% em comparação aos resultados experimentais.

Arsenyeva *et al.* (2013) elaboraram a seguinte correlação, usada para determinar a perda de carga de trocadores de placas:

$$\Delta p = \xi \frac{L_p \rho V^2}{d_e} + \xi_{DZ} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.70)$$

onde ξ_{DZ} é o coeficiente de atrito nas zonas de distribuição do trocador de calor (ver Figura 12), dado por:

$$\xi_{DZ} = 38 \frac{\xi_\beta(Re)}{\xi_\beta(Re = 2700)} \quad (2.71)$$

onde os valores $\xi_\beta(Re)$ são calculados por meio da equação 2.65.

Arsenyeva *et al.* (2016) elaboraram a seguinte correlação para determinar a queda de pressão total num trocador de calor do tipo placas:

$$\Delta p = \left(\xi \frac{L_p \rho V^2}{d_e} + \xi_{DZ} \frac{\rho V^2}{2} \right) \chi + 1,3 \frac{\rho V_p^2}{2} \quad (2.72)$$

onde V_p é a velocidade do fluido escoando através das portas de entrada e saída das placas.

Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011) propuseram uma correlação para prever a transferência de calor, através do número de Nusselt, a qual é função do fator de atrito de Moody, dado pela equação 2.65. Esta correlação é dada por:

$$Nu = 0,065 Re^{\frac{6}{7}} \left(\frac{\psi \xi}{\varphi} \right)^{\frac{3}{7}} Pr^c \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.73)$$

onde c é uma constante que possui valor igual a quatro ($c=4$) para $0,7 \leq Pr \leq 15$. Para $Pr \geq 15$, tem-se:

$$c = \frac{1}{3} \frac{\exp\left(\frac{64}{Pr + 30}\right)}{1 - 0,012 Re^{0,27}} \quad (2.74)$$

Ainda na equação 2.73, o valor ψ representa a parcela devido ao atrito nas paredes na perda de carga total, ou seja:

$$\begin{aligned} \psi &= (Re/A_1)^{-0,15 \sin(\beta)} & \text{para } Re > A_1 \\ \psi &= 1 & \text{para } Re \leq A_1 \end{aligned} \quad (2.75)$$

onde A_1 é uma constante, função da geometria da placa, dada por:

$$A_1 = \frac{380}{[\tan(\beta)]^{1,75}} \quad (2.76)$$

De acordo com os autores, a equação 2.73 (número de Nusselt) é válida para $14^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$, $100 \leq Re \leq 25000$, $0,5 \leq \gamma \leq 1,5$ e $1,14 \leq \varphi \leq 1,5$. Além disso, o erro associado a transferência de calor é menor que 15% quando comparado com dados encontrados na literatura.

Os valores de Reynolds utilizados nas equações 2.65 a 2.68, assim como as equações 2.71, 2.73, 2.74 e 2.75 correspondem a equação 2.43 (número de Reynolds baseado no diâmetro equivalente).

É comum comparar resultados obtidos para trocadores de placas corrugadas com placas planas, a fim de verificar quão mais efetivo para troca térmica o dispositivo é, assim como avaliar o quão penalização em termos de perda de carga este equipamento sofre.

O modelo de placa plana estudado aqui foi proposto por Kakaç, Shah e Aung (1987), no qual o fator de atrito é dado como sendo:

$$\xi = 24/Re \quad (2.77)$$

onde Re é o número de Reynolds.

Kakaç, Shah e Aung (1987) também modelaram a transferência de calor através do número de Nusselt, como sendo:

$$Nu = 1,849 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_e}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.78)$$

onde d_e é o diâmetro equivalente formado entre as placas, L é comprimento das placas, e μ e μ_p são as viscosidades do fluido na temperatura média e na temperatura da parede das placas, respectivamente.

Diversos autores realizam trabalhos voltados a aplicações e melhorias em trocadores de placas. Na próxima seção serão mostrados os principais trabalhos realizados em simulação numérica para este tipo de dispositivo na literatura. Demais correlações para transferência de calor e queda de pressão em trocadores de calor do tipo placas encontram-se no APÊNDICE A– Correlações para transferência de calor e queda de pressão em trocadores de placas corrugadas com gaxetas deste trabalho.

2.2.5 Simulações numéricas

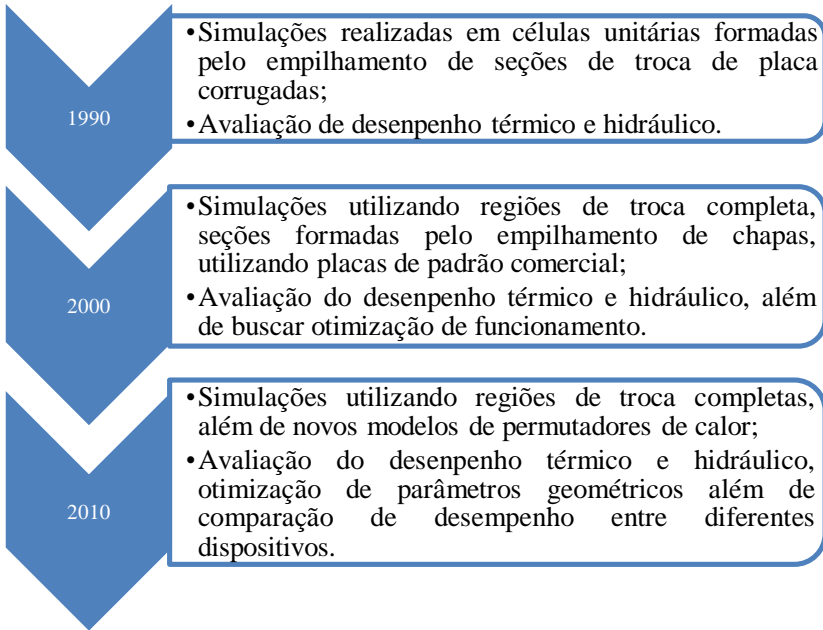
Desde meados da década de 1990 diversas simulações numéricas vêm sendo desenvolvidas visando a análise térmica e hidráulica de trocadores de calor do tipo placas corrugadas. Estudos de otimização de parâmetros geométricos, visando maior efetividade do dispositivo e uma melhor relação custo \times desempenho são também desenvolvidos.

Grande parte dos trabalhos numéricos voltados ao estudo do comportamento termo-hidráulico de trocadores de calor de placas empregam o método de volumes finitos, que se adapta melhor à complexa geometria da região de troca de calor. Modelos geométricos bi ou tridimensionais são utilizados. Modelos de turbulência ou de escoamento laminar são empregados para os escoamentos e a transferência de calor é avaliada a partir da equação de energia.

A partir dos anos 2000, as simulações são baseadas em malhas tetraédricas com padrão não estruturado, uma vez que estas malhas apresentam resultados qualitativamente melhores, por se ajustarem às geometrias complexas das regiões de troca de permutadores de calor do tipo placas.

No Quadro 3 são apresentados os principais eventos, observados das últimas décadas em dinâmica dos fluidos computacional (CFD), referentes a estudos numéricos de permutadores de calor de placas corrugadas (*chevron plate*).

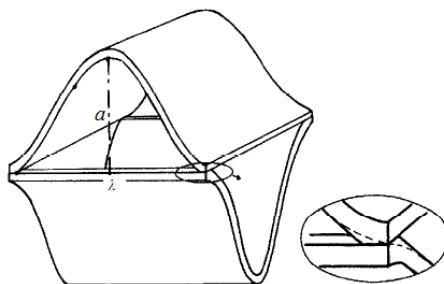
Quadro 3– Sequência histórica dos principais acontecimentos em simulação numérica para trocadores de placas corrugadas em escoamento monofásico.



Fonte: Elaborado pela autora (2018)

Ciofalo, Satasiek e Collins (1996) realizaram simulações para prever a transferência de calor e a perda de carga em canais tridimensionais resultantes do empilhamento de placas corrugadas cruzadas (Figura 15). O fluido de trabalho utilizado foi ar e os padrões dos regimes de escoamento estudados foram turbulento e o de transição (Figura 20), usando malhas tetraédricas. As simulações foram realizadas utilizando os modelos laminares e de turbulência, do tipo κ - ϵ , κ - ϵ para baixos números de Reynolds, simulações diretas e simulações de turbilhão (*large eddy*), para as faixas de variação $2 \leq (\lambda/a) \leq 4$, $30^\circ \leq \beta \leq 150^\circ$ e $10^3 \leq Re \leq 10^4$. Os resultados das simulações foram comparados com dados experimentais e o modelo κ - ϵ para baixos números de Reynolds foi o que apresentou melhor concordância.

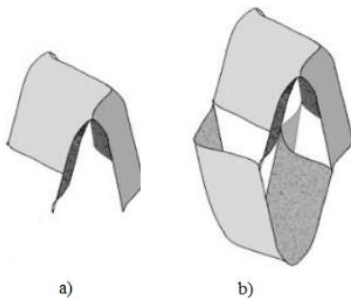
Figura 20– Célula unitária.



Fonte: Adaptado de Ciofalo, Satasiek e Collins (1996).

Utriainen e Sundén (2002) realizaram simulações para prever o comportamento térmico e hidráulico em canais do tipo cruzado-ondulados (Figura 21). O fluido de trabalho utilizado foi ar com padrão de escoamento laminar, com faixas de Reynolds inferiores a 2000 ($Re \leq 2000$). As simulações foram feitas com condição de contorno de fluxo de calor prescrito nas paredes. Foi observado pelos autores que para canais ondulados o número de Nusselt, assim como o fator fRe não são constantes em regime permanente, diferente do que acontece em dutos retos. Além disso, foi observado pelos autores um aumento de 600% no número de Nusselt se comparado com tubos retos com as mesmas condições de operação. Por outro lado, a perda de carga também sofre aumento de mesma ordem de grandeza.

Figura 21– Célula unitária de canal corrugado ondulado. a) uma placa; b) duas placas.



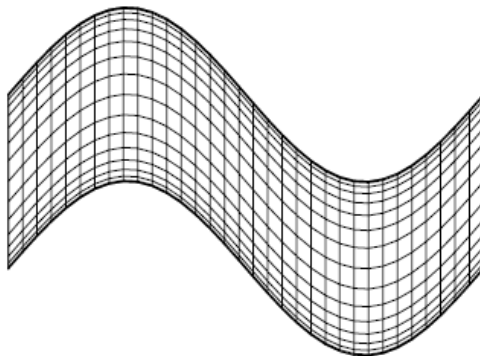
Fonte: Adaptado de Utriainen e Sundén (2002)

Metwally e Manglik (2004) realizaram simulações bidimensionais em canais senoidais (Figura 22) para uma placa onde $\beta=90^\circ$, para

escoamentos monofásicos. Foram utilizados fluidos de trabalho com altas viscosidades ($Pr=5, 35$ e 150) $10 \leq Re \leq 1000$ e $0 \leq \gamma \leq 1$. As simulações foram realizadas com padrão de escoamento laminar e condição de contorno de temperatura prescrita nas paredes do canal. Os autores observaram que as ondulações do fluido aumentam em decorrência do aumento de γ (equação 2.69) e Re , conseqüentemente, o número de Nusselt aumenta, assim como, o fator de atrito.

Luan et al. (2008) realizaram uma simulação tridimensional de um novo modelo de trocador de calor de placas e compararam resultados alcançados com trocador convencional do tipo placas bifurcadas. Água foi utilizada como fluido de trabalho. Foram considerados dois canais e: modelo de solução para escoamento turbulento κ - ϵ , parede interna acoplada e paredes externas adiabáticas. Como resultado, os autores propuseram correlações para prever o número de Nusselt e fator de atrito, as quais foram validadas com dados experimentais. Os autores concluíram que o novo modelo de placas apresenta resistência ao escoamento cerca de 50% menor que permutadores convencionais nas mesmas condições de operação. Por outro lado, há diminuição de cerca de 25% do número de Nusselt.

Figura 22– Canal corrugado bidimensional senoidal.



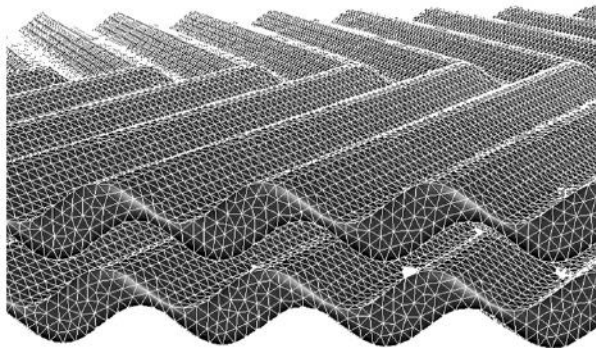
Fonte: Metwally e Manglik (2004)

Tsai, Liu e Shen (2009) investigaram numericamente a perda de carga e distribuição de escoamento em placas bifurcadas comerciais brasadas com $\beta=65^\circ$ (Figura 23). A simulação foi realizada utilizando malhas tetraédricas, totalizando pouco mais de um milhão de elementos. Água foi empregada como fluido de trabalho, em faixas de Reynolds entre 600 e 1700 e foi empregado o modelo de turbulência κ - ϵ . Os resultados

numéricos foram validados experimentalmente, e os autores observaram que a perda de carga experimental foi cerca de 20% maior que a obtida numericamente. Este desvio foi atribuído à incapacidade de processamento dos computadores da época, sendo necessários melhores computadores para melhores conclusões.

Han et al. (2010) investigaram numericamente a distribuição de temperatura, velocidades e pressão em um conjunto de 5 placas comerciais brasadas (Figura 24). A simulação foi realizada utilizando malha tetraédrica com 2,6 milhões de elementos e com modelo de turbulência κ - ϵ . Os autores observaram que o gradiente de pressão diminui ao longo do escoamento, o que foi justificado pela densidade significativa de pontos de contato entre as placas, o que tumultua bastante o escoamento do fluido. Na validação experimental dos dados, o desvio máximo alcançado foi de 35%, justificado pelos autores pela falta de precisão nas medições experimentais e dos parâmetros que não foram considerados no modelo numérico. Por fim, os autores afirmaram que o gradiente de temperatura observado entre as portas de entrada e saída das placas era muito pequeno.

Figura 23– Ramais quente e frio com malha tetraédrica.



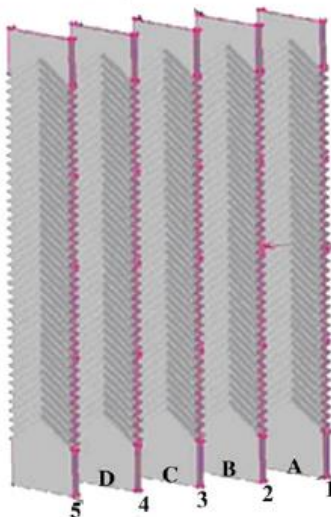
Fonte: Tsai, Liu e Shen (2009)

Sammeta et al. (2011) realizaram simulação numérica de um permutador de calor de placas corrugas convencional completo com 9 placas a fim de obter gráficos para avaliar a efetividade do dispositivo em função efetividade de temperatura do fluido (P) e da relação de capacidade térmica (R). A simulação foi realizada utilizando malha tetraédrica com cerca de 300.000 elementos. Água foi o fluido de trabalho, e os modelos de solução utilizados foram o laminar e os modelos de turbulência κ - ϵ e κ - ϵ com tratamento nas paredes. Foi observado pelos

autores que para valores de R específicos, a efetividade de troca térmica aumenta com o aumento da NUT .

Wang et al. (2016) investigaram numericamente o efeito dos parâmetros geométricos em canais corrugados a fim de otimizar as superfícies de troca térmica visando um menor custo de manufatura e de operação. As simulações foram realizadas em uma célula unitária (Figura 20) com condição de contorno de fluxo de calor prescrito nas paredes, ar como fluido de trabalho e $1500 \leq Re \leq 10000$. Foi observado que Nu aumenta com Re , enquanto f diminui. Por outro lado, Nu e f aumentam linearmente com o aumento do comprimento de corrugado (λ) e profundidade do mesmo (a) (Figura 17). Além disso, quando a profundidade do corrugado foi mantida constante, Nu e f aumentaram e depois diminuíram gradualmente com o aumento de λ . Os resultados numéricos foram validados experimentalmente, com desvios para Nu e f de 8,81% e 13,1%, respectivamente.

Figura 24 – Conjunto de 5 núcleos de placas corrugadas.



Fonte: Han et al. (2010).

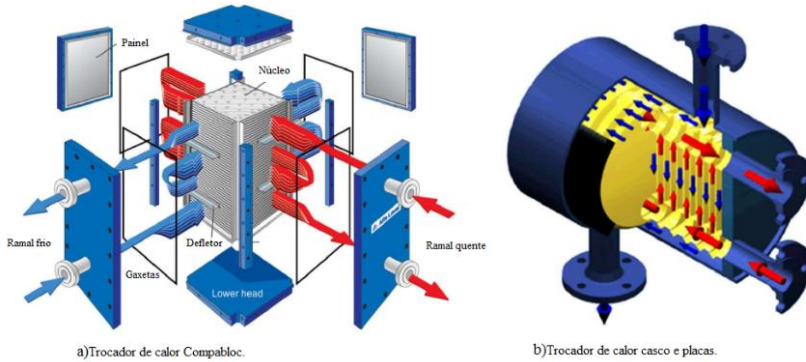
Lee et al. (2016) investigaram a sensibilidade dos modelos de turbulência na avaliação do comportamento térmico e hidráulico do escoamento em canais corrugados. Foram modelados canais senoidais (Figura 22) simétricos e assimétricos, com $\beta=90^\circ$ e malha hexaédrica com 10^6 elementos. As simulações foram realizadas com ar escoando em

padrão turbulento na faixa de $3000 \leq Re \leq 9000$, para os diversos modelos de turbulência κ - ϵ disponíveis (*standard*, *Low Reynolds Number*, *RGN e realizable*). As simulações do comportamento térmico e hidráulico foram realizadas separadamente. Os resultados numéricos foram comparados com dados da literatura e também foram validados experimentalmente. Constatou-se que o método de baixos números de Reynolds apresentou melhor concordância entre resultados para o escoamento em todos os casos. Além disso, em geometrias assimétricas, o modelo térmico apresentou melhores resultados para predição do número de Nusselt, de modo que os autores concluíram ser este o método mais adequado para modelagem de turbulência em placas corrugadas.

Asif et al. (2017) simularam a região de troca térmica em trocadores de calor de placas simétricas ($\beta=30$ e 60°) a fim de estudar os comportamentos térmico e hidráulico do equipamento. Água foi utilizada como fluido, com $500 \leq Re \leq 2500$ e $3,5 \leq Pr \leq 7,5$. As simulações foram realizadas utilizando modelo de tensão cisalhante com dois canais (Figura 23), um para fluido quente e outro para fluido frio. Como resultado das simulações, os autores elaboraram duas correlações para prever o número de Nusselt, sendo uma correlação para cada configuração de placas. Além disso, foi observado que o número de Nusselt aumenta com o aumento de β e Re . Por outro lado, o número de Prandtl não afetou consideravelmente a transferência de calor.

Luan et al. (2017) avaliaram numericamente o comportamento térmico e hidráulico de dois modelos diferentes de trocadores de calor de placas brasadas, sendo estes um trocador de placas totalmente soldadas (Figura 25a) e um permutador de calor tipo casco e placas (Figura 25b). As simulações foram realizadas utilizando malha tetraédrica, com 67 milhões de volumes para o trocador de placas soldados e 25 e 27 milhões de volumes no casco e nas placas, respectivamente, para o trocador de casco e placas. O modelo de solução empregado foi o κ - ϵ , com água como fluido de trabalho e para $2000 \leq Re \leq 10000$. Foi estudada a influência da variação entre a precisão dos resultados numéricos em função da razão entre a dimensão das células de malha e o diâmetro hidráulico das passagens (c/D). Os autores concluíram que para o trocador de placas soldadas, a perda de carga apresentou mais sensibilidade à variação na razão c/D do que a transferência de calor. Os resultados numéricos para o permutador casco e placas foram validados experimentalmente e os resultados apresentaram desvios de $\pm 15\%$ para $3000 \leq Re \leq 7000$.

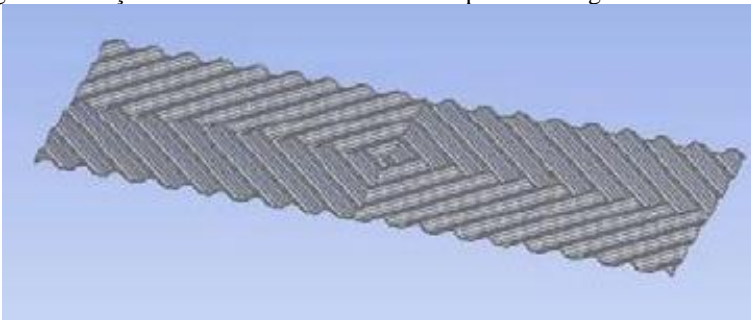
Figura 25– Trocadores de calor com placas corrugadas. a) Compabloc; b) casco e placas.



Fonte: a) Adaptado de Alfa Laval; b) Adaptado de Vahterus.

Wang et al. (2017) avaliaram numericamente a influência dos parâmetros geométricos (a , β e λ) na efetividade de troca de calor e na perda de carga da seção de troca de um permutador de calor de placas corrugadas (Figura 26). As simulações foram realizadas com trocadores de calor de padrão comercial utilizando malha tetraédrica. Água foi fluido de trabalho utilizado. Os autores reportaram que a profundidade do corrugado (a) tem pouca influência na perda de carga. Ainda, quanto maior o ângulo de bifurcação (β) melhor a uniformidade na distribuição de pressão do escoamento. Além disso, os autores concluíram que para comprimentos de corrugado (λ) muito grandes há redução significativa na perda de carga. Por outro lado, o dispositivo tem redução na efetividade de troca térmica e, conseqüentemente o número de Nusselt diminui.

Figura 26– Seção de troca de calor. Trocador de placas corrugadas.



Fonte: Wang et al. (2017)

2.2.6 Vantagens e desvantagens

Como já observado, trocadores de placas vêm sendo empregados em diversos segmentos no setor industrial, sendo, de acordo com Hajabdollahi, Naderi e Adimi (2016) uma boa alternativa de substituição para os trocadores casco e tubo para determinadas aplicações em condições apropriadas.

De fato, autores como Reay (1994), Kakaç e Liu (1997), Thulukkanam (2000), Wang, Sundén e Manglik (2007), Klemeš *et al.* (2015) e Hajabdollahi, Naderi e Adimi (2016) ressaltam em seus trabalhos, as vantagens e desvantagens decorrentes da utilização dos trocadores de calor de placas corrugadas com gaxetas. Estas vantagens e desvantagens são descritas a seguir.

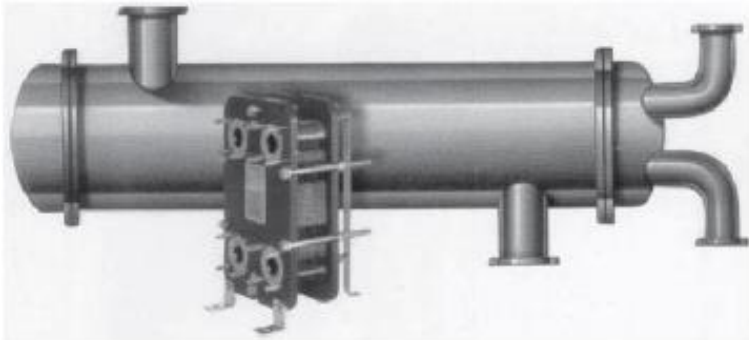
2.2.6.1 Vantagens

As principais vantagens do trocador de calor do tipo placas com gaxetas, quando comparado ao trocador de calor casco e tubos, dizem respeito à seu volume reduzido, capacidade de troca térmica, facilidade de instalação e manutenção e baixas perdas de carga.

Trocadores de placa apresentam maior facilidade de projeto, uma vez que possuem melhor acessibilidade para manuseio, transporte, montagem (placas com diferentes padrões podem ser combinadas em única unidade) e manutenção, quando comparados às unidades do tipo casco e tubos que apresentam a mesma efetividade. Além disso, pode operar com mais de dois fluidos de trabalho ao mesmo tempo, desde que instaladas seções de divisão entre as placas (KAKAÇ, LIU, 1997; WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007).

Estes dispositivos ainda apresentam um menor volume, conforme mostra a Figura 27, que compara as geometrias de um trocador casco-tubos com um a placas, com a mesma capacidade de troca térmica. Reay (1994) afirma que trocadores de placas possuem cerca de 25% do volume de uma unidade casco e tubo, preservando-se a mesma efetividade para trocadores líquido-líquido. Wang, Sundén e Manglik (2007) dizem que a dimensão varia entre 30% e 20% quando comparado a uma unidade casco e tubo com operações semelhantes.

Figura 27– Comparação entre dimensões de um trocador de calor de placas e um casco e tubo com desempenhos semelhantes.



Fonte: Wang, Sundén e Manglik (2007).

Estes dispositivos operam silenciosamente, além de não sofrerem vibração e erosão ocasionados por impacto do fluido sobre as superfícies de troca, como em outras tecnologias. A possibilidade de contaminação ou mistura entre fluidos é praticamente nula, pois é garantida pelas gaxetas (Figura 9) (KAKAÇ, LIU, 1997; THULUKKANAM, 2000).

Trocadores de placas apresentam baixas taxas de incrustação, pois o escoamento com vórtices ocasionado pelo padrão de corrugado das placas evita a formação de depósitos nas placas. Além disso, necessitam de pequenos volumes de fluido para entrar em operação, o que faz com o que o tempo de regime transiente seja baixo (KAKAÇ, LIU, 1997; THULUKKANAM, 2000; WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007; KLEMEŁ et al., 2015).

As perdas de calor são muito pequenas e podem ser desprezadas, uma vez que apenas as extremidades das placas estão expostas ao meio ambiente. Além disso, calor é trocado com diferenças mínimas de temperatura entre os fluidos, na ordem de 1°C (1K), graças à elevada efetividade de troca térmica do dispositivo. Isto, faz com que o trocador de calor de placas seja uma escolha preferível para trabalhar como recuperador de calor de processos em plantas industriais. Cerca de 90% de calor pode ser recuperado para operações com baixas temperaturas (REAY, 1994; KAKAÇ, LIU, 1997; THULUKKANAM, 2000; WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007; KLEMEŁ et al., 2015)

Trocadores de placas são adequados para operação com fluidos altamente viscosos (como petróleo, por exemplo). A maioria dos escoamentos que seriam considerados laminares em outros dispositivos, principalmente quando estes apresentarem altas taxas de incrustação,

apresentam vórtices nos trocadores de placas, graças ao padrão de corrugado destas (WANG, SUNDÉN, MANGLIK, 2007).

Trocadores de placas possuem custo de instalação, manutenção e operação menores que um trocador de calor casco e tubos. Kakaç e Liu (1997) justificam essa redução de preço pela utilização de menor quantidade de material na confecção de trocadores de placas.

Hajabdollahi, Naderi e Adimi (2016) realizaram um estudo dos custos relacionados à utilização de versões otimizadas de trocadores tipo placas e casco e tubos. Como resultado, o trocador de calor do tipo placas obteve custo total 13% inferior ao trocador casco e tubo. A análise foi realizada considerando-se os mesmos materiais de fabricação, fluidos e temperatura de trabalho, além do tempo de operação. O resultado é atribuído às altas taxas de transferência de calor promovidas pelo trocador de placas, além das baixas taxas de incrustação, que aumentariam a resistência térmica a troca de calor.

2.2.6.2 Desvantagens

A principal desvantagem de se trabalhar com trocadores de calor de placas com gaxetas, é a limitação das gaxetas a operações com baixas temperaturas e baixas pressões. Reay (1994) apresenta que trocadores de calor de placas operam com pressão na faixa de 10-15bar e temperatura variando de 35 a 150°C.

Kakaç e Liu (1997) assim como Wang, Sundén e Manglik (2007) mostram que os limites de operação foram ampliados e atualmente trocadores de placas com gaxetas operam com temperaturas na faixa de 160°C e pressão de 25bar.

Para faixas de temperatura e pressão mais elevados, recomenda-se pelos autores à utilização de gaxetas de materiais especiais, ou utilização de outras variações de trocadores de calor de placas (trocadores de calor de placas parcialmente ou completamente soldados). Além disso, recomenda-se também a utilização de trocadores de calor do tipo casco e placas, a serem discutidos em mais detalhes na próxima seção.

3 METODOLOGIA DE ESTUDO

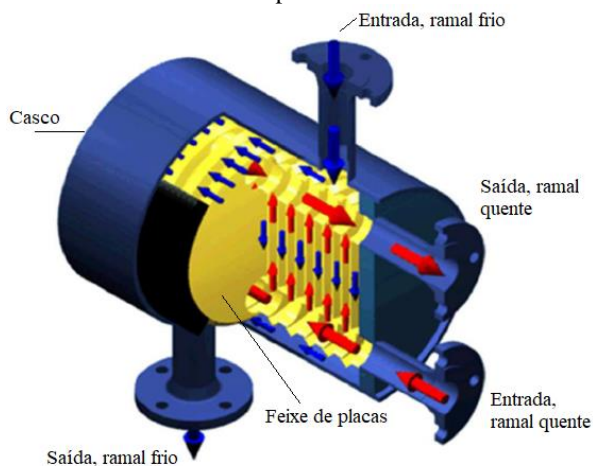
3.1 Introdução

Os trabalhos disponíveis na literatura sobre o comportamento térmico e hidráulico de trocadores de calor de placas corrugadas se limitam a placas retangulares. No entanto, outras geometrias para trocadores de calor vêm sendo desenvolvidas e empregadas, como é o caso das placas corrugadas com seção transversal circular, que são utilizadas em trocadores de calor casco e placas (PSHE).

Dentre as linhas de pesquisa do LABTUCAL-EMC-UFSC está o estudo termo-hidráulico de trocadores de calor casco e placas. O trocador de calor casco e placas suporta pressões maiores, devido à geometria cilíndrica do casco, competindo diretamente com o trocador de calor casco e tubos. Ele atrela a robustez mecânica deste último com a compacidade de um trocador de calor de placas corrugadas, de modo a garantir alta efetividade de troca térmica em condições operacionais exigentes, ou seja, altas temperaturas e pressões.

O trocador de calor do tipo casco e placas são constituídos basicamente por um conjunto de placas soldadas entre si – que formam o núcleo do trocador de calor. De forma semelhante ao permutador de placas com gaxetas, mostrado anteriormente na Figura 15, as placas são inseridas no interior de um casco cilíndrico, conforme mostra a Figura 28.

Figura 28– Trocador de calor casco e placas.



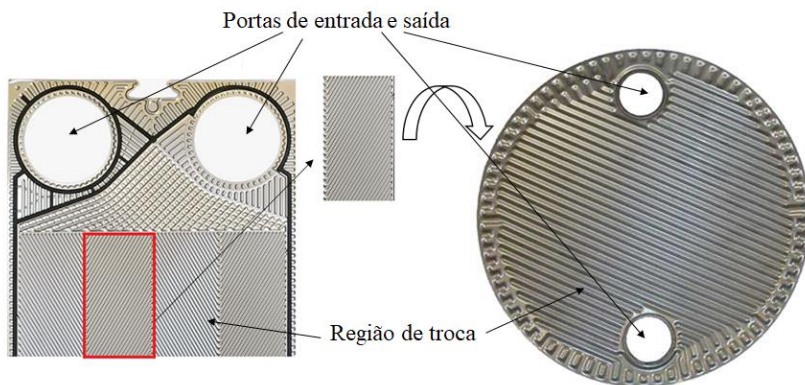
Fonte: adaptado de Vahterus Oy.

A literatura não reporta correlações ou modelos teóricos desenvolvidos especialmente para analisar o desempenho termo-hidráulico de permutadores de calor casco e placas. Portanto, este estudo se faz necessário.

Inicialmente surge o questionamento se as correlações e modelos existentes para GPHE (retangulares) podem ser adaptados para serem empregados em estudos de PSHE (circulares). A Figura 29 apresenta placas produzidas pela empresa Tranter®, onde pode-se observar as diferenças e as similaridades geométricas das placas.

Assumindo que os escoamentos dos fluidos através dos canais formados entre duas placas onduladas sejam semelhantes, busca-se avaliar o comportamento de placas circulares a partir de correlações para placas retangulares. Ao contrário das placas retangulares, que apresentam velocidade média constante ao longo do escoamento dentro da região desenvolvida de troca, nas placas circulares a velocidade média varia à medida que os fluidos escoam. Como consequência, os coeficientes de transferência de calor e de perda de carga devem também variar ao longo da área de troca.

Figura 29– Comparação ente o padrão de corrugado de diferentes placas.



Fonte: adaptado de Tranter®.

A abordagem que foi adotada no LABTUCAL é empregar um pequeno elemento de trocador de calor, onde são obtidos os coeficientes de transferência de calor e de perda de carga em função da velocidade. Conhecidos os coeficientes de transferência em função do número de Reynolds para o trocador elementar, pode-se estimar os coeficientes

globais para qualquer formato de placa a partir da integração ao longo de toda a superfície de troca.

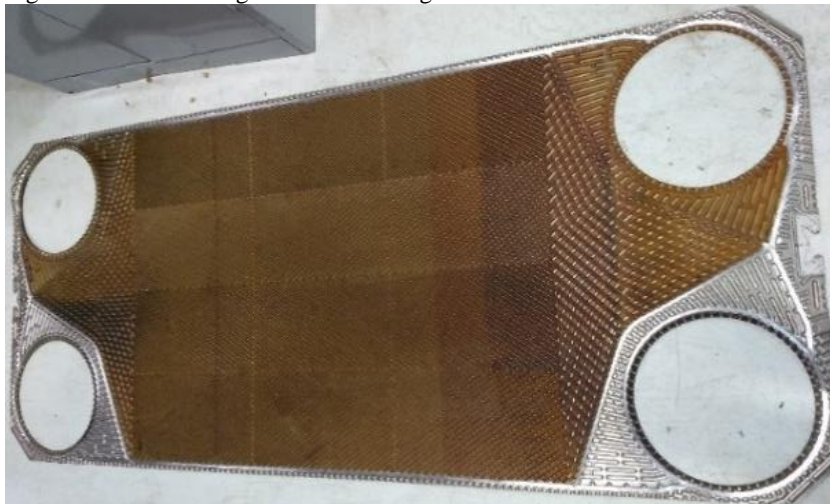
Trocadores de calor reais empregam placas com dimensões da ordem de metro e as correlações disponíveis na literatura foram obtidas a partir de placas inteiras, incluindo regiões de entrada e saída. Pode-se questionar se estas correlações podem ser aplicadas para um trocador de calor de pequenas dimensões, sem regiões de entrada e saída, como o trocador de calor elementar sugerido.

Para esclarecer esta dúvida, um protótipo de trocador de calor elementar de placas corrugadas foi construído a partir de placas corrugadas reais empregadas na indústria do petróleo. As placas originais têm dimensões de 1x2 m, enquanto o elemento de núcleo de trocador tem dimensões 210x275 mm, com 42 placas. As próximas seções apresentam o protótipo construído em detalhes, bem como a bancada experimental e o procedimento de teste do protótipo.

3.2 Fabricação do protótipo de permutador de calor

Para a fabricação de um protótipo de permutador de calor elementar o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) recebeu a quantidade de quatro (4) placas corrugadas de titânio (Ti) originalmente utilizadas pela indústria de petróleo em trocadores de calor com gaxetas, conforme mostrado na Figura 30.

Figura 30– Placa corrugada de titânio originalmente recebida.

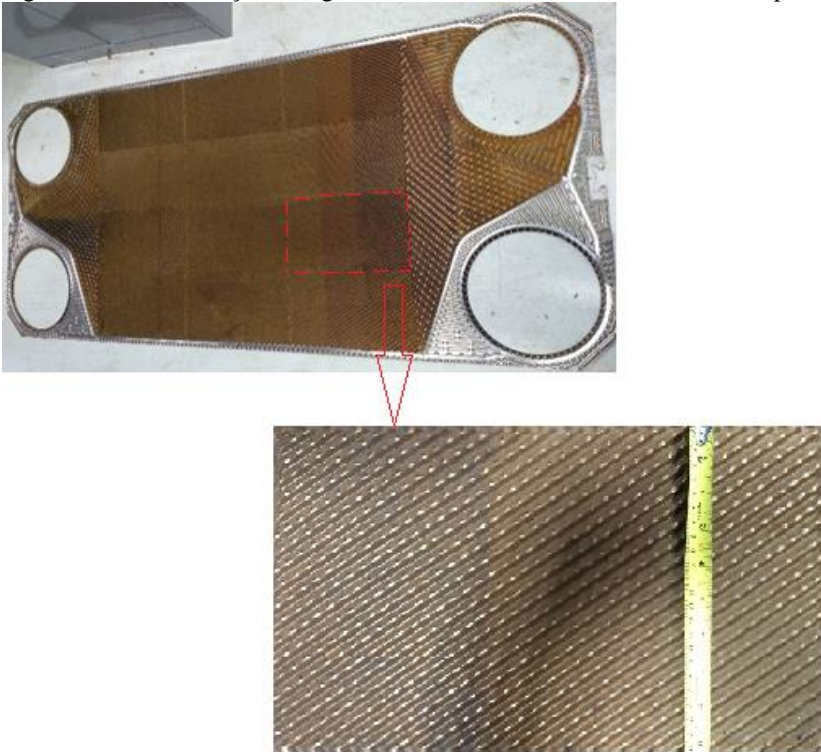


Fonte: elaborado pela autora (2018)

O aspecto manchado exibido na placa da Figura 30 corresponde a uma camada de material de proteção que foi utilizada para recobrir o titânio e evitar desgaste por corrosão da superfície.

A principal região de troca térmica da placa principal (Figura 30) foi retirada das placas corrugadas recebidas, por meio do processo de corte em jato d'água, conforme mostrado na Figura 31. Essas foram empilhadas de modo a compor o núcleo de troca de um representativo do trocador de calor. Desta forma foram obtidas quarenta e oito (48) chapas corrugadas de titânio, com dimensões de 235x400 mm.

Figura 31– Demonstração da região onde foram realizados os cortes das chapas.

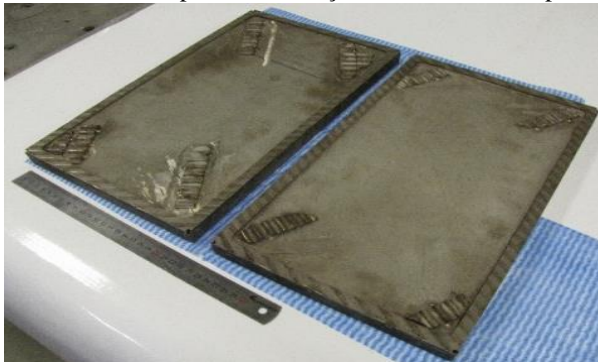


Fonte: elaborado pela autora (2018)

Após o processo de corte, as chapas foram conformadas em uma prensa mecânica, utilizando o molde mostrado na Figura 32, sendo que o

resultado das chapas conformadas mecanicamente é mostrado na Figura 33.

Figura 32– Molde utilizado para conformação mecânica das chapas.



Fonte: elaborado pela autora (2018)

Figura 33– Chapas de titânio após serem conformadas mecanicamente.



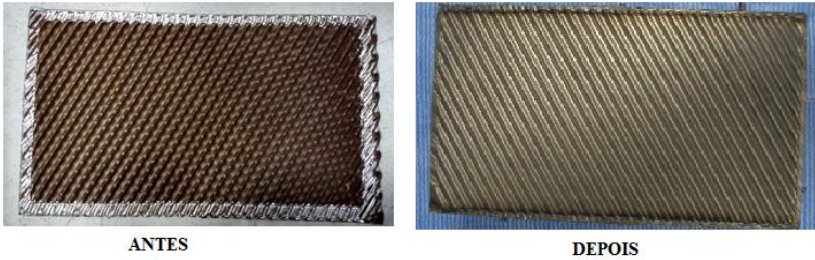
Fonte: elaborado pela autora (2018)

A conformação se fez necessária para que as gaxetas metálicas, também de titânio, que foram soldadas nas extremidades se encaixassem apropriadamente. O efeito obtido foi o mesmo das gaxetas nos permutadores de calor de placas convencionais, ou seja, garantir o não vazamento de líquido para o meio externo e impedir a mistura entre os fluidos no trocador.

Após conformação das chapas (Figura 33) as mesmas foram limpas com uma solução química de 50% de ácido sulfúrico com 50% de

água, a fim de promover a remoção da camada de material de proteção da superfície. O resultado da limpeza é mostrado na Figura 34.

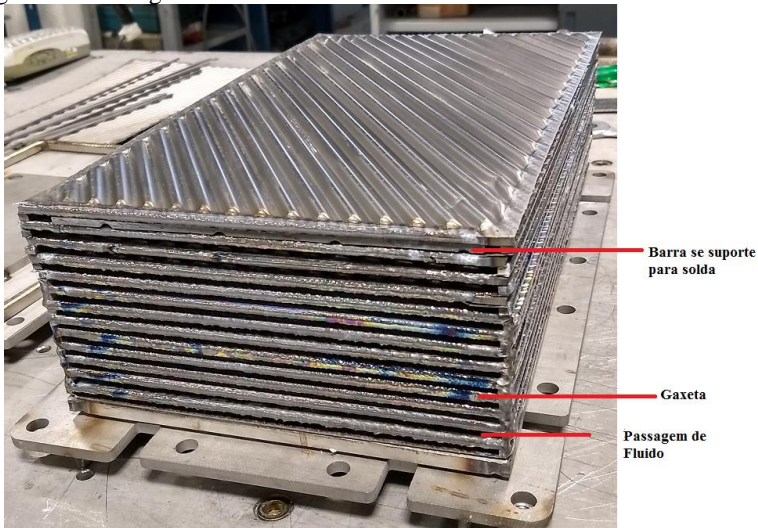
Figura 34– Resultado da limpeza das chapas de titânio com solução de ácido sulfúrico.



Fonte: elaborado pela autora (2018)

Concluída a limpeza química das chapas, cujo resultado do processo é mostrado na Figura 34, estas ainda foram lavadas com água e sabão para remover a solução química, e posteriormente foram limpas com álcool etílico. Terminada a limpeza, as chapas corrugadas foram, então, unidas através de solda TIG formando o núcleo do permutador de calor. O processo de soldagem das chapas é mostrado na Figura 35.

Figura 35– Soldagem do núcleo.



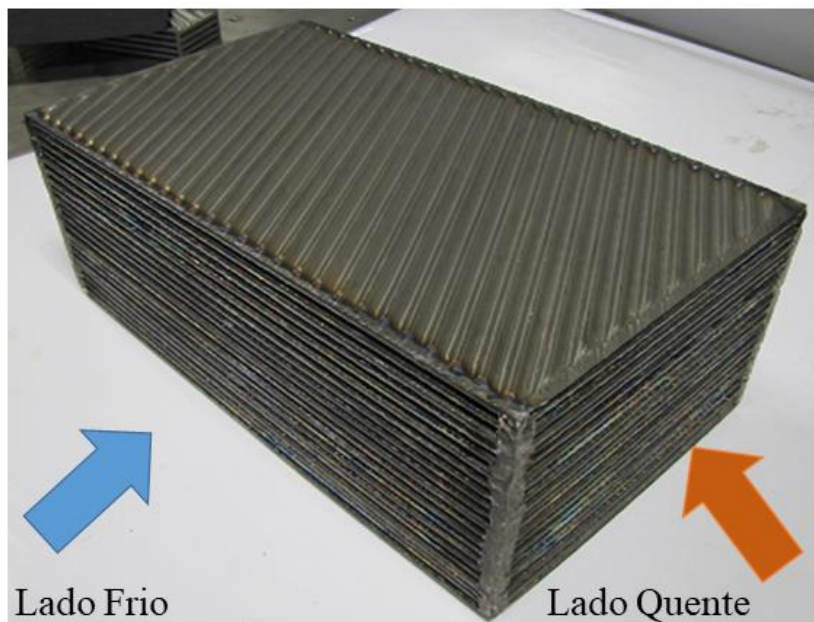
Fonte: elaborado pela autora (2018)

Durante a soldagem de uma gaxeta, nos lados opostos (paralelos) do núcleo, uma barra de suporte foi inserida na região onde se desejava ter uma passagem de fluxo. Esta barra tinha a função de evitar deformações permanentes na chapa que por ventura pudessem resultar do procedimento de soldagem, uma vez que o núcleo era comprimido para garantir uniformidade da solda. O núcleo do trocador de calor finalizado é mostrado na Figura 36.

Nota-se que, conforme as placas foram conformadas nas bordas para encaixe das gaxetas, sua dimensão original nesta região foi perdida, de modo a preparar a superfície para dar espaço às gaxetas, cujo comprimento é equivalente ao das chapas (235 ou 400 mm) e largura de cinco (5) milímetros. Assim, a dimensão da parte útil de troca térmica é de 210x375mm.

Figura 36– Núcleo do trocador de calor soldado.

i



Fonte: elaborado pela autora (2018)

Na Figura 36 observa-se a região de entrada do fluido quente, ou seja, a área externa cujas dimensões são a altura do protótipo e aresta de menor comprimento (210mm). Já a área de entrada do fluido frio corresponde a de maior aresta (375mm) e altura do protótipo.

Finalizada a fabricação do núcleo (Figura 36) foram fabricados os suportes para encaixar os bocais no núcleo. Os suportes, diferentemente de todo o núcleo, foram feitos em aço inoxidável 316L, cujas ranhuras foram fabricadas por fresamento, conforme mostra a Figura 37.

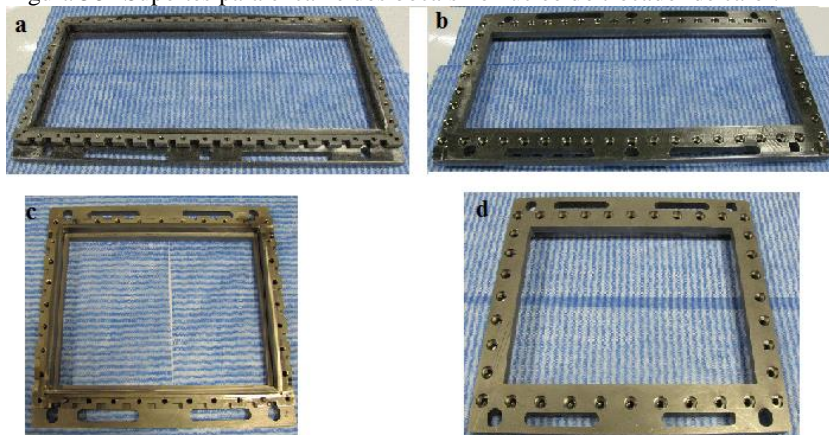
Figura 37– Fabricação dos suportes para os bocais.



Fonte: elaborado pela autora (2018)

A Figura 38 mostra os suportes de encaixe dos bocais para as entradas de fluido quente e frio. Na Figura 38a) e c) são mostradas fotografias das superfícies do suporte que tem contato direto com o núcleo do trocador e que foram unidas por meio de solda. As fotografias b) e d) mostram a superfície de contato com os bocais.

Figura 38– Suportes para encaixe dos bocais no núcleo do trocador de calor.



Fonte: elaborado pela autora (2018)

Após fabricados os suportes, foram confeccionadas duas placas de armação, conforme mostrado na Figura 39, em aço inoxidável 316L, assim como os suportes para encaixe dos bocais.

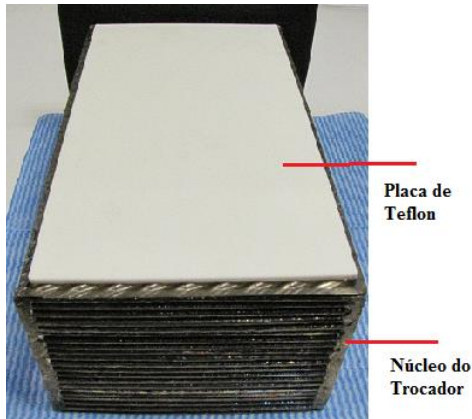
Figura 39– Placa de armação do permutador de calor.



Fonte: elaborado pela autora (2018)

Para a montagem do trocador, foram inseridas duas chapas de teflon entre as placas das extremidades do trocador e as chapas de fechamento, para garantir que não haja troca de calor entre as superfícies. Esta montagem é mostrada na Figura 40.

Figura 40– Montagem do núcleo do trocador de calos com placa de teflon isolante.



Fonte: elaborado pela autora (2018)

A Figura 41 mostra a montagem do trocador de calor com o núcleo, as placas de armação e os suportes para encaixe conectados.

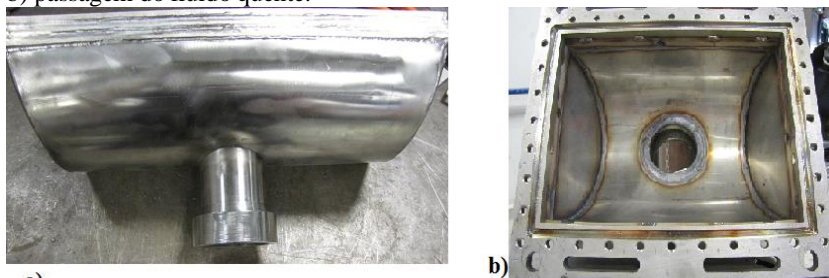
Figura 41– Núcleo do trocador de calor com as placas de armação e de encaixe de bocais.



Fonte: elaborado pela autora (2018)

Em seguida, foram fabricados os bocais para entrada e saída dos fluidos quente e frio, mostrados na Figura 42. Os bocais utilizados são do tipo meia cana, já utilizadas no LABTUCAL e, portanto, de utilização e fabricação conhecidos.

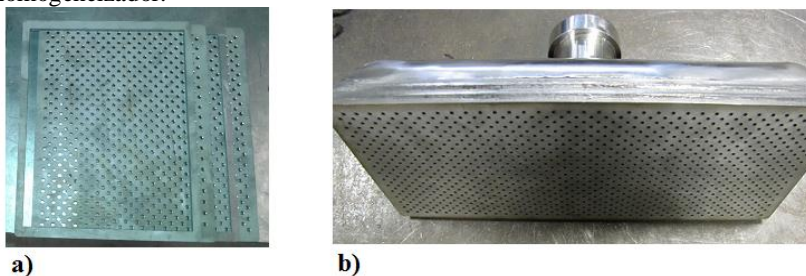
Figura 42– Bocais de entrada de fluido no trocador. a) passagem do fluido frio; b) passagem do fluido quente.



a)
Fonte: elaborado pela autora (2018)

Para homogeneizar o escoamento que entra no núcleo do trocador, foram fabricadas, para cada porta de entrada, três placas de aço inoxidável com furos espaçados uniformemente, porém montados de forma que os furos não fiquem alinhados. Esses homogeneizadores de fluxo, mostrados na Figura 43, tem o propósito de fazer com que a distribuição dos fluxos de massa frio e quente sejam uniformes nas portas de entrada.

Figura 43– Homogeneizador de escoamento nos bocais de entrada. a) chapas para região de entrada do fluido quente; b) bocal do fluido frio já com o homogeneizador.

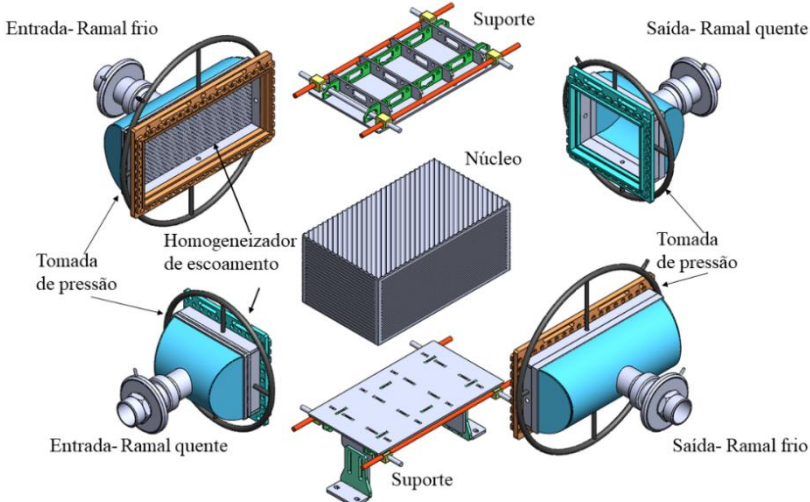


a)
b)
Fonte: elaborado pela autora (2018)

Após montados os bocais com os homogeneizadores de fluxo, estes foram conectados ao trocador de calor, conforme mostra o desenho da Figura 44. Além das partes do trocador em si, descritas no processo de

fabricação, a Figura 44 também mostra pontos de tomada de pressão do trocador de calor, inseridos nos bocais, após os homogeneizadores de fluxo. A partir destas tomadas são medidas as pressões diferenciais no trocador de calor, entre a entrada e a saída de casa corrente.

Figura 44– Esquema em CAD do trocador de calor finalizado, vista expandida.



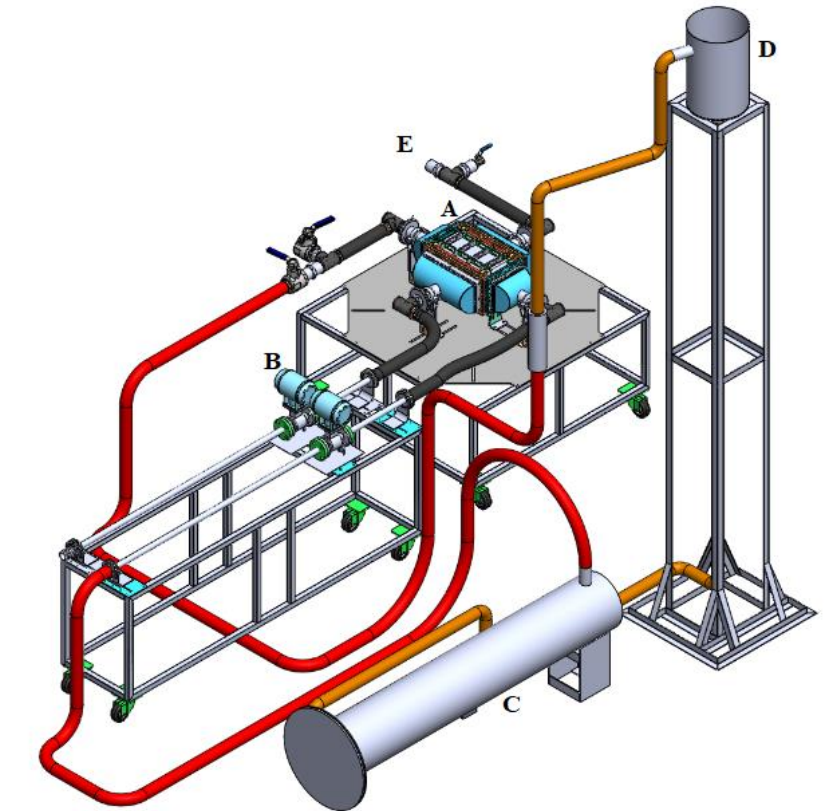
Fonte: cedido pelo Eng. Luiz Domingos.

3.3 Bancada Experimental

A bancada experimental utilizada para a realização dos testes é uma adaptação da bancada TROCADIFF (TROCADORES DE CALOR UNIDOS POR DIFUSÃO) desenvolvida e disponível pelo LABTUCAL, cujo esquema é mostrado na Figura 45.

O ponto A indica a seção de teste, que consiste no trocador de calor descrito anteriormente. O ponto B indica a seção onde os medidores de vazão magnéticos, mostrados na Figura 46, estão instalados. Na seção C localiza-se o banco de resistências elétricas, responsável pelo aquecimento da água. O ponto D mostra a torre de expansão de água quente e o ponto E indica a região da fonte de água fria.

Figura 45– Esquema da bancada de testes. Modelo em CAD.



Fonte: cedido pelo Eng. Luiz Domingos.

Figura 46– Medidores de vazão eletromagnéticos.



Fonte: Elaborado pela autora.

3.3.1 Ramal Quente

O ramal quente da bancada de testes (Figura 47) é aquecido por um banco de resistências elétricas com potência limitada de 168 kW. Uma torre de expansão aberta para a atmosfera mantém o nível de pressão absoluta constante no ramal quente, sem riscos de sobrepressão.

Figura 47– Fonte quente da bancada.

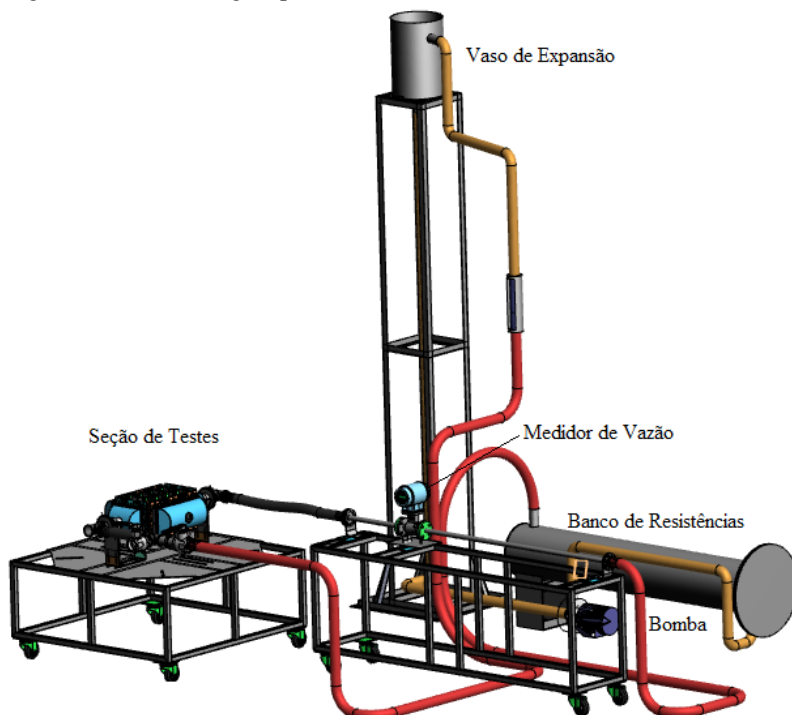


Fonte: elaborado pela autora

Além disso, a linha de água quente contém uma bomba hidráulica que promove a circulação do fluido com rotação ajustável por meio de um inversor de frequência, o que garante controle de vazão na linha. O medidor de vazão eletromagnético é do modelo Rosemount-8732. A tubulação é de aço inox 316L com diâmetro de uma polegada (onde o medidor de vazão é fixado). Mangueiras de borracha com diâmetro de duas polegadas conectam os elementos, bem como o ramal quente à

entrada do fluido quente do trocador de calor. A Figura 48 mostra o esquema de aquecimento da bancada.

Figura 48– Linha de água quente. Modelo em CAD.



Fonte: cedido pelo Eng. Luiz Domingos.

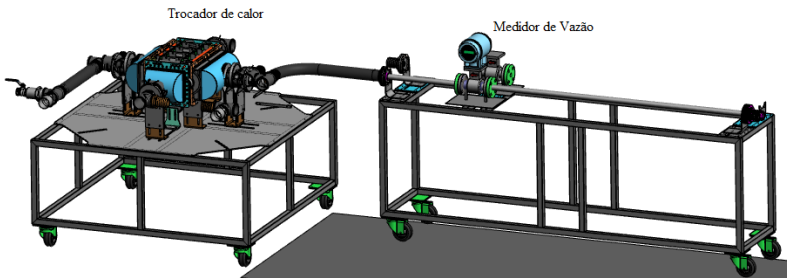
A água do ramal é aquecida no banco de resistências por meio de efeito Joule e a temperatura da água no ramal é controlada por meio de um controlador do tipo PID (Proporcional, Integral e Diferencial). A máxima temperatura de aquecimento equivalente à temperatura de saturação dá água na pressão atmosférica. Após ser aquecida, a água é bombeada através do medidor de vazão eletromagnético para o trocador de calor. Ao sair deste, segue para o vaso de expansão e retorna para o banco de resistências, completando o ciclo.

Utilizou-se uma tubulação de aço inoxidável 316 L para cumprir os requisitos de instalação e funcionamento do medidor de vazão eletromagnético.

3.3.2 Ramal Frio

A linha de água fria da bancada (Figura 49) é composta de uma torre de resfriamento (suprimida na imagem), um medidor de vazão eletromagnético modelo Rosemount-8732, tubulação em aço inox 316L com diâmetro de uma polegada (onde o medidor de vazão é fixado) e mangueiras de borracha com diâmetro de duas polegadas.

Figura 49– Linha de água fria. Modelo em CAD.



Fonte: cedido pelo Eng. Luiz Domingos.

A água fria utilizada é proveniente de uma torre de resfriamento, conforme mostram a Figura50 eFigura 51. A água sai da torre resfriada, entra na linha de água fria da bancada, passa pelo medidor de vazão e segue ao trocador de calor, onde retira calor e retorna à torre, completando o ciclo.

Figura50– Manômetros e reservatório da torre de arrefecimento.



Fonte: Elaborado pela autora.

Figura 51– Torre de arrefecimento.



Fonte: elaborado pela autora.

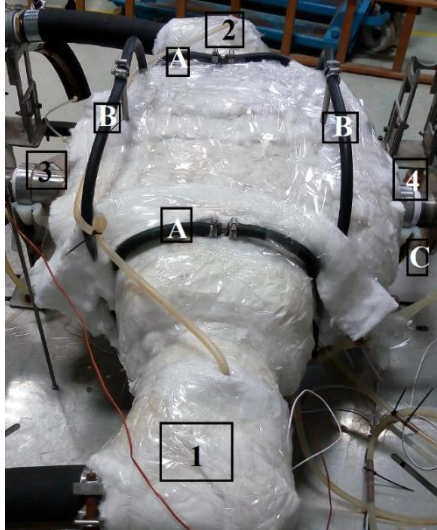
3.3.3 Seção de Teste

A seção de teste da bancada experimental (Figura 52) consiste de um trocador de calor do tipo placas corrugadas, 4 sensores de temperatura do tipo RTD Pt-100, 13 termopares do tipo K, um medidor de pressão diferencial de tubo em U e um medidor de pressão diferencial do tipo tubo inclinado.

O trocador de calor da Figura 52 foi isolado termicamente através do uso de lã de vidro, para minimizar a perda de calor com o meio externo. Além disso, o equipamento foi posicionado sobre um suporte de teflon (ponto C na Figura 52) com o mesmo objetivo.

Na Figura 52, os pontos 1 e 3 representam a posição dos RTDs utilizados para medir as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio respectivamente, e os pontos 2 e 4 a saída destes. Os pontos A e B são utilizados para medição de pressão diferencial nos fluidos quente e frio, respectivamente.

Figura 52– Seção de testes.



Fonte: elaborado pela autora.

Para a medição de temperaturas (pontos 1,2,3 e 4 na Figura 52), foram utilizados sensores de temperatura do tipo RTD Pt-100 (Figura 53), modelo P-M-1/3-1/8-6-1/8-T3, inseridos na conexão dos bocais do trocador de calor, a fim de medir a temperatura do fluido, sem interferência do meio externo. Além disso, foram instalados 12 termopares (tipo K) nas paredes do trocador de calor, a fim de medir gradientes de temperaturas. Ainda, um termopar que monitora a temperatura ambiente durante os testes foi instalado num suporte acima da bancada.

Figura 53– Sensor de temperatura, RTD Pt-100.



Fonte: OMEGA™.

No ramal frio da seção de teste um micro manômetro de tubo inclinado da Lambrecht (Figura 54) foi instalado para medir a perda de carga entre a entrada e saída do ramal. A sensibilidade do dispositivo

justifica sua escolha, tendo em vista as baixas perdas de carga observadas no ramal.

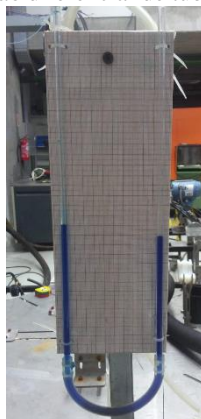
Figura 54– Medidor de pressão de tubo inclinado.



Fonte: elaborado pela autora.

Ainda, para medir a perda de carga do ramal quente, um medidor de pressão diferencial de tubo em U foi instalado, conforme mostra a Figura 55. A escolha deste sensor se deu em decorrência dos baixos valores de perda de carga do ramal.

Figura 55– Medidor de pressão diferencial de tubo em U.



Fonte: elaborado pela autora.

Além dos materiais já citados, a seção de testes inclui o sistema de aquisição de dados da *National InstrumentsTM* modelo NI cDAQ-9178 (Figura 56) que fornece os dados para o *software* NI LabVIEW, no qual os dados adquiridos pelos sensores são processados em tempo real. Ambos os dispositivos são conectados a um computador.

Figura 56– Sistema de aquisição de dados, NI cDAQ-9178.



Fonte: elaborado pela autora.

3.4 Procedimento Experimental

Os procedimentos de testes foram realizados sempre com ambos ramais da bancada ligados. Água foi utilizada como fluido de trabalho em ambos os ramais.

Para o ramal quente, o procedimento adotado consistia em ligar a bomba hidráulica para em seguida ajustar sua rotação e, por consequência, a vazão da linha. Na sequência as resistências foram acionadas até que a água atingisse a temperatura necessária para testes. Temperatura e vazão foram medidos em tempo real utilizando seus respectivos sensores, sendo as medições observadas diretamente na tela do computador. Adotou-se a taxa de uma medição por segundo.

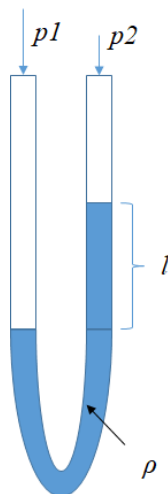
A vazão do ramal frio foi mantida fixa pela torre de resfriamento durante todos os testes, medida pelo medidor de vazão eletromagnético. O controle de temperatura da água foi feito por meio da torre, de modo que a temperatura de entrada no trocador foi diretamente influenciada pelas condições de temperatura do ambiente.

A perda de carga no trocador de calor, em ambos os ramais, foi medida manualmente, através dos medidores de pressão diferencial, após a condição de regime permanente ter sido atingida no trocador de calor.

A Figura 57 mostra o esquema de funcionamento do medidor de pressão de tubo em U, utilizado para medir a diferença de pressão, onde ao serem aplicadas duas pressões diferentes no medidor, p_1 e p_2 observa-

se uma mudança do nível de fluido com densidade ρ , esta mudança de nível chamada de l .

Figura 57– Esquema do funcionamento do medidor de pressão diferencial.



Fonte: elaborado pela autora.

A medida de perda de carga foi obtida em termos de milímetros de coluna d'água e posteriormente convertida em Pa por meio da equação:

$$\Delta p = \rho g l \quad (3.1)$$

onde, ρ é a massa específica do fluido, g é a aceleração da gravidade e l é a diferença de altura entre os meniscos do fluido no medidor de pressão diferencial.

Para o ramal frio, o medidor de pressão de tubo inclinado forneceu valores também em termos de comprimento, porém os valores de pressão foram determinados por meio de uma tabela específica do fabricante do dispositivo, calibrada para o fluido de trabalho utilizado. Esta tabela se encontra em anexo.

Foram realizadas duas séries de testes, a fim de verificar o comportamento do trocador de calor, conforme a vazão mássica e a temperatura do fluido foram variadas. As Tabelas 1 e 2 mostram as condições de temperatura e vazão para as quais os testes foram realizados.

Tabela 1– Primeira série de testes: variação de temperatura e vazão mássica.

Vazão mássica, fluido quente [kg/s]	Vazão mássica, fluido frio [kg/s]	Temperatura de entrada, fluido quente [°C]
1,35		
1,45		
1,56	1,12	40 – 60
1,71		
1,86		
2,00		

Na primeira série de testes, mostrada na Tabela 1, para cada uma das seis vazões mássicas testadas, variou-se a temperatura de entrada do fluido quente entre 40 a 60°C. Os dados foram tomados em regime permanente em patamares com incrementos de 5°C na temperatura de entrada da água quente.

Na segunda série de testes, mostrada na Tabela 2, a temperatura de entrada do fluido é mantida constante e a vazão mássica sofre variações. Neste caso, adotou-se uma maior faixa de vazão mássica, de forma a se atingir maiores velocidades de escoamento.

Tabela 2– Segunda série de testes: variação de vazão mássica, temperatura constante.

Temperatura de entrada, fluido quente [°C]	Vazão mássica, fluido frio [kg/s]	Vazão mássica, fluido quente [kg/s]
		1,35
		1,45
		1,56
		1,71
		1,86
		2,00
		2,15
50	1,12	2,33
		2,48
		2,61
		2,76
		2,93
		3,10
		3,20
		3,33
		3,50

Adotou-se como regime permanente a condição de que a variação da temperatura de entrada do fluido quente fosse imperceptível no intervalo de tempo de 1 min, no qual eram realizadas 60 medições. Como já mencionado, para todos os testes realizados, a vazão mássica do fluido frio permaneceu constante.

4 RESULTADOS

Os dados experimentais foram confrontados com os resultados teóricos, previstos por correlações, empregando-se os *softwares* Excel e *EES*. Considerou-se nestas análises regime permanente e que a taxa de transferência de calor entre os fluidos se dá através das paredes do trocador, não ocorrendo mistura.

4.1 Resultados Experimentais

4.1.1 Análise do comportamento térmico

A partir dos dados de temperatura e vazão mássica, foi possível calcular os valores da taxa de transferência de calor nos ramais quente e frio por meio da equação 2.2 (equação da taxa de transferência de calor). O número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico foi obtido empregando-se a equação 2.34. Com estes resultados pôde-se determinar a taxa de transferência de calor média entre os fluidos através da equação 2.41. Note-se que as propriedades termofísicas dos fluidos são obtidas para a temperatura média (ou temperatura de mistura) de cada fluido.

Os valores de Diferença de Temperatura Média Logarítmica (*LMTD*) foram calculados através da equação 2.16. Por se tratar de um trocador de calor com configuração de fluxo cruzado, o fator de correção *F* foi calculado por meio dos gráficos mostrados no apêndice A, utilizando-se os valores de *P* e *R* obtidos por meio das equações 2.20 e 2.21, respectivamente.

A transferência de calor do trocador foi avaliada inicialmente em termos do coeficiente global de transferência de calor (*U*), como função taxa de transferência de calor média, da diferença de temperatura média logarítmica dos fluidos, do fator de correção de escoamento, e da área total de troca, de acordo com a equação 2.43.

Todos os resultados mostrados neste capítulo, dizem respeito ao ramal quente do trocador de calor, que é a seção de interesse do trabalho.

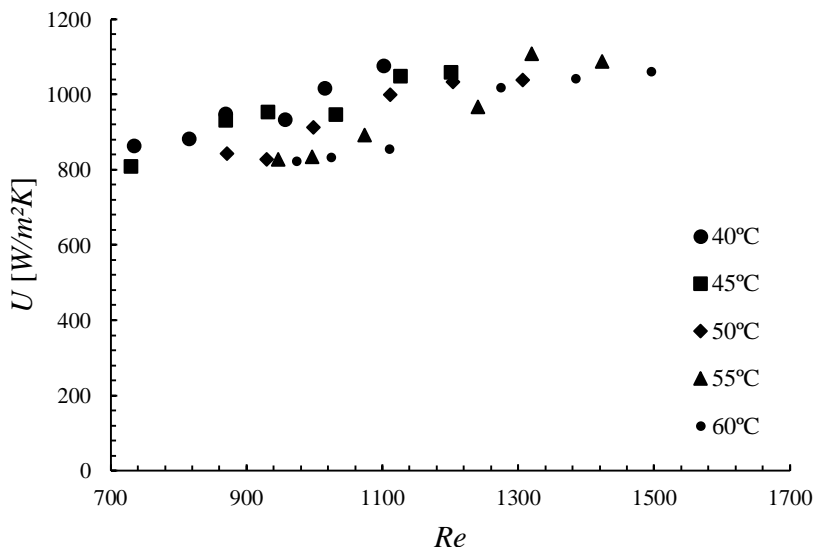
Os gráficos dos resultados para transferência de calor, a serem mostrados nesta e nas próximas seções, não apresentam barras de erro porque os erros experimentais são muito baixos, inferiores a 1% do valor medido e desta forma não seriam visíveis se representados graficamente.

Os procedimentos empregados nos cálculos das incertezas se encontram no APÊNDICE B– Incertezas de Medição.

O gráfico da Figura 58 mostra o comportamento do coeficiente global de transferência de calor (*U*) em função do número de Reynolds

para os vários níveis de temperatura de entrada do ramal quente. Nota-se que o valor de U aumenta ligeiramente conforme o número de Reynolds aumenta, o que é esperado, uma vez que ambas são grandezas diretamente proporcionais à velocidade do escoamento. Por outro lado, não é possível observar variação significativa de U conforme a temperatura do fluido varia, de modo que em para alguns valores de Reynolds os pontos se sobrepõem.

Figura 58– Coeficiente Global de Transferência de calor em função do número de Reynolds.



Após calculado U para os pontos testados, foi utilizada a técnica Wilson-Plot – apresentada na seção 2.2.4. Foram feitos gráficos equivalentes ao mostrado na Figura 19 para os valores obtidos experimentalmente a fim de determinar os valores dos coeficientes locais de transferência de calor. Como dito anteriormente, a técnica consiste em avaliar o coeficiente global de transferência de calor considerando uma parcela variável (nesta dissertação é o ramal quente) e as demais parcelas são constantes, que dizem respeito à resistência térmica das paredes do trocador de calor e ao ramal frio.

Nos gráficos das Figura 59, 60 e 61 a técnica Wilson-Plot foi aplicada para determinar os valores dos coeficientes locais de

transferência de calor para os fluidos quente e frio, para as temperaturas de entrada do fluxo quente de 40, 50 e 60°C, respectivamente.

Figura 59– Gráfico da técnica Wilson-Plot, para temperatura de entrada de 40°C.

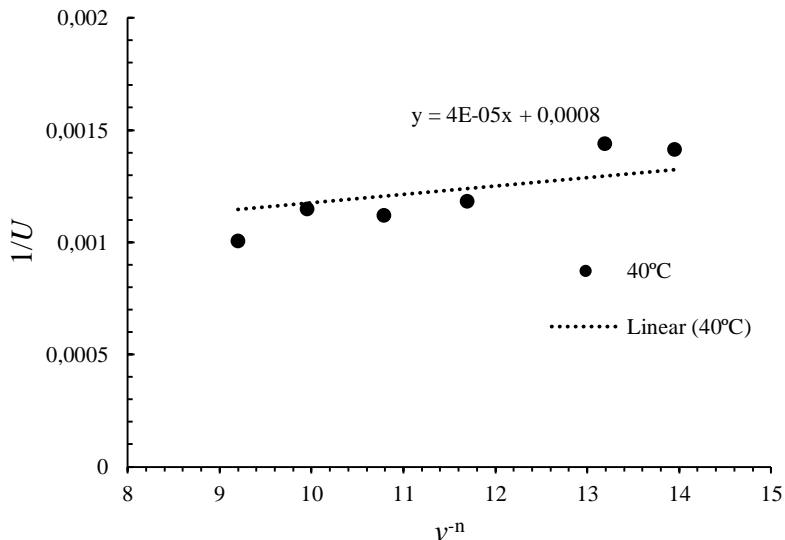
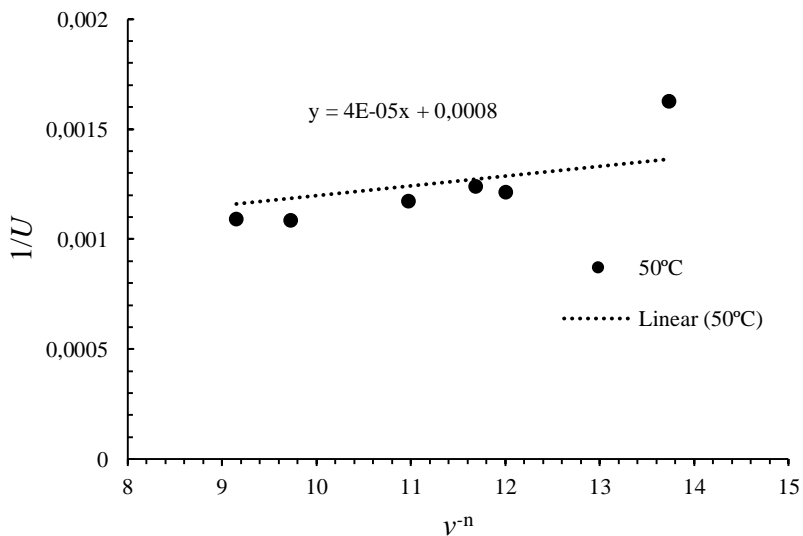
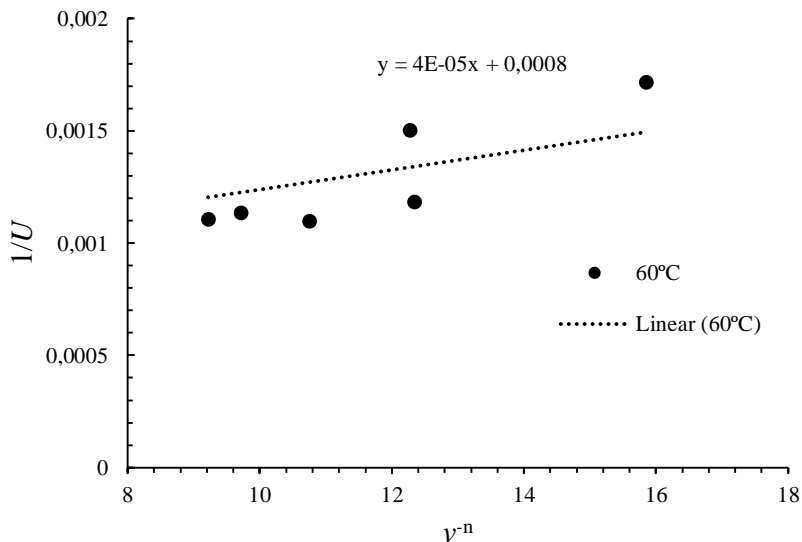


Figura 60– Gráfico da técnica Wilson-Plot, para temperatura de entrada de 50°C.



Nota-se que os comportamentos das curvas nestes três gráficos são basicamente os mesmos, como a curva da regressão linear. O valor da constante c_2 da equação (2.55) foi de $4 \cdot 10^{-5}$. Ainda mais, o coeficiente local de transferência de calor para o fluido frio (h_1) para todos os testes foi constante.

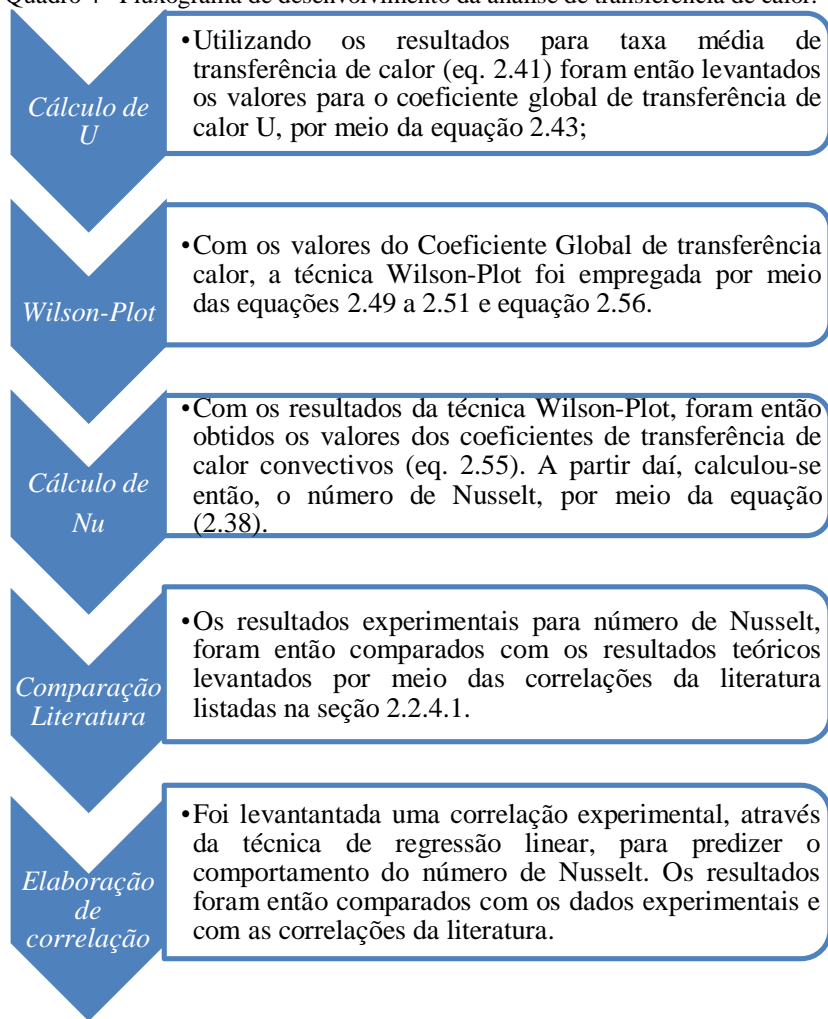
Figura 61– Gráfico da técnica Wilson-Plot, para temperatura de entrada de 60°C.



Com os valores de h_2 e h_1 , obtidos através da técnica Wilson-Plot e a partir das equações 2.55 e 2.56, pôde-se determinar os valores do número de Nusselt. Os gráficos mostrados na Figura 62, e 63 mostram o comportamento do número de Nusselt, obtidos experimentalmente, em função do número de Reynolds, para as duas diferentes séries de testes realizadas. Tréplicas de todos os experimentos foram realizadas.

O procedimento utilizado para a obtenção dos resultados para a transferência de calor são explicitados, de maneira mais clara no fluxograma do Quadro 4. Nele, são listados todos os procedimentos realizados, desde a técnica empregada para cálculo do coeficiente global de transferência de calor (mostrado anteriormente), até mesmo o levantamento de correlação experimental, que será abordado em seções futuras deste trabalho.

Quadro 4– Fluxograma de desenvolvimento da análise de transferência de calor.

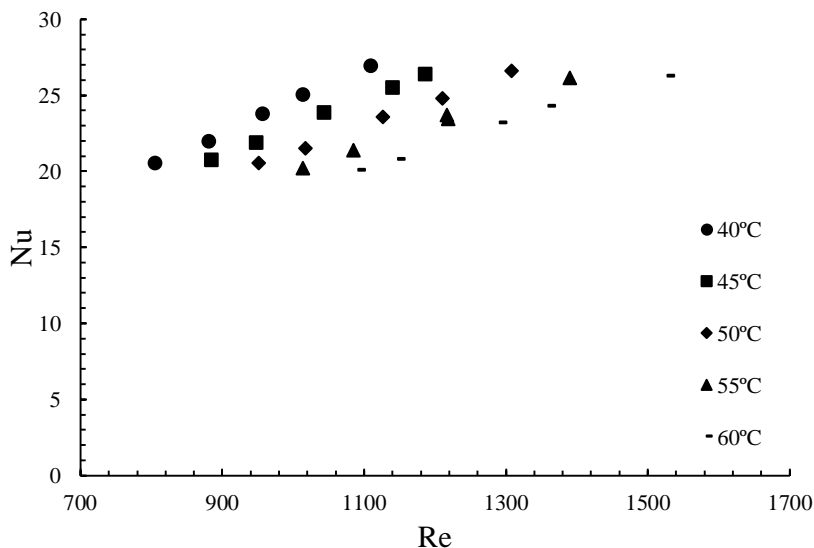


Na primeira série de testes, cujos resultados estão no gráfico da Figura 62, é perceptível que o número de Nusselt não varia significativamente com a temperatura. No entanto, nesta mesma figura observa-se maiores números de Reynolds para maiores temperaturas.

Deve-se observar um aumento do número de Nusselt conforme Reynolds aumenta também para a segunda série de testes conforme mostra o gráfico da Figura 63, da mesma forma que a primeira série de

testes. De forma análoga, também não se observa grande variação nos valores do número de Nusselt entre os testes (tréplicas). O comportamento do número de Nusselt é esperado, uma vez que o aumento de turbulência decorre do aumento da velocidade do escoamento, que por sua vez, promove o aumento do coeficiente local de transferência de calor.

Figura 62– Número de Nusselt em função do número de Reynolds, para primeira série de testes.



A Figura 64 apresenta um gráfico do número de Reynolds em função da velocidade mássica. É bastante observável a influência da temperatura nestas curvas. Esta influência é justificada porque a viscosidade do fluido é inversamente proporcional a temperatura. Portanto, para maiores temperaturas, menores viscosidades, maiores velocidades do fluido (maiores números de Reynolds) e maiores vazões mássicas (equação 2.24).

Durante os experimentos realizados, a velocidade do fluido frio não sofreu alterações, como mencionado anteriormente, mantendo-se constante. Nesta dissertação o número de Nusselt para o fluido frio se mantém constante e igual a 13 em todos os experimentos.

Figura 63– Número de Nusselt em função do número de Reynolds, segunda série de testes, a 50°C.

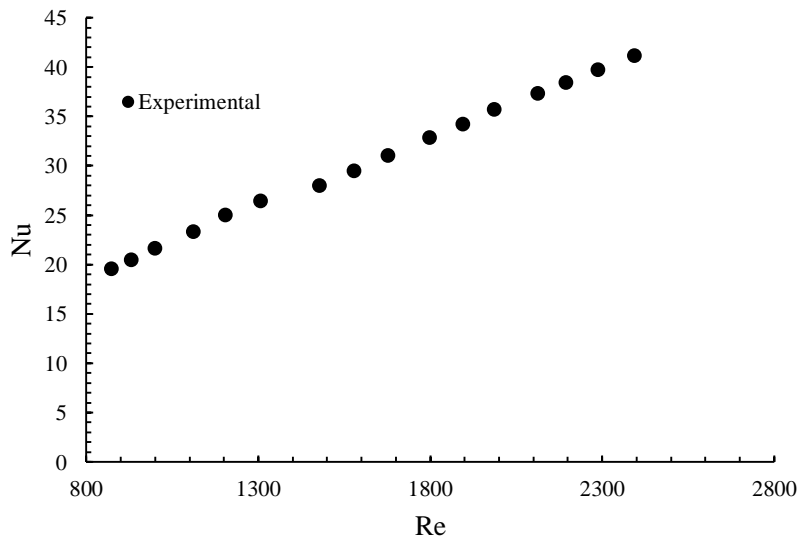
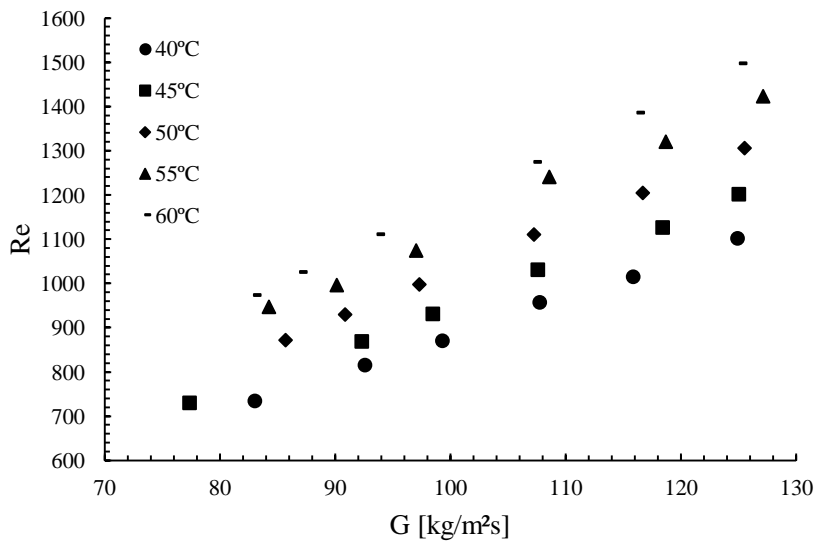


Figura 64– Número de Reynolds em função da velocidade mássica.



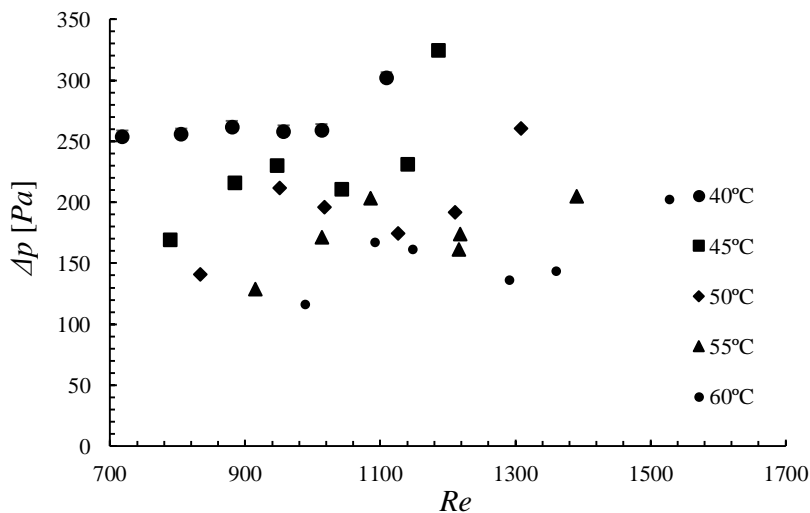
4.1.2 Análise da perda de carga

Também foram realizadas medições da perda de carga do trocador de calor, a partir de dados de pressão diferencial, obtidas em termos de milímetros de coluna de água (mmH₂O). Para o ramal quente, os valores medidos foram transformados em perda carga (Pa) através da equação 3.1.

Para o ramal frio, a pressão diferencial foi medida por meio do medidor de vazão de tubo inclinado, cujos dados de entrada foram verificados na tabela do fabricante no ANEXO C– Tabela do medidor de pressão diferencial. Como não houve variação na velocidade do fluido, os valores de perda de carga mensurados no ramal frio foram sempre constantes e iguais a 146 Pa em todos os experimentos realizados.

Os gráficos das Figura 65 e 66 mostram o comportamento da perda de carga no ramal quente do trocador de calor em função do número de Reynolds, o primeiro deles representa a primeira série de testes e a Figura 66 a segunda série.

Figura 65– Perda de carga em função do número de Reynolds, primeira série de testes.

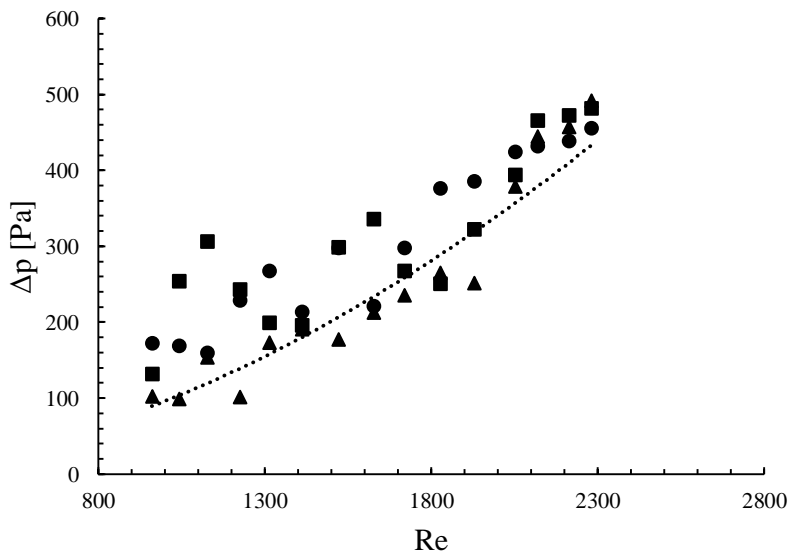


Estes gráficos não apresentam barras de erro porque os erros experimentais são muito baixos, inferiores a 1% do valor medido e não seriam visíveis se representados graficamente.

Como pode ser visto nos gráficos, a perda de carga aumenta conforme o número de Reynolds aumenta. Isto ocorre porque o aumento de turbulência (consequência do aumento da velocidade de escoamento do fluido) responsável pela melhora no desempenho térmico do trocador de calor, também resulta no aumento da perda de carga do mesmo.

No gráfico da Figura 66 o comportamento da curva sofre uma transição, na forma de uma mudança na inclinação da curva, após o número de Reynolds ultrapassar o valor de 1800, mostrada pela linha de tendência média entre pontos experimentais. Que pode ser justificado como uma adequação do escoamento para faixas maiores de velocidade de escoamento.

Figura 66– Perda de carga em função do número de Reynolds, 50°C.

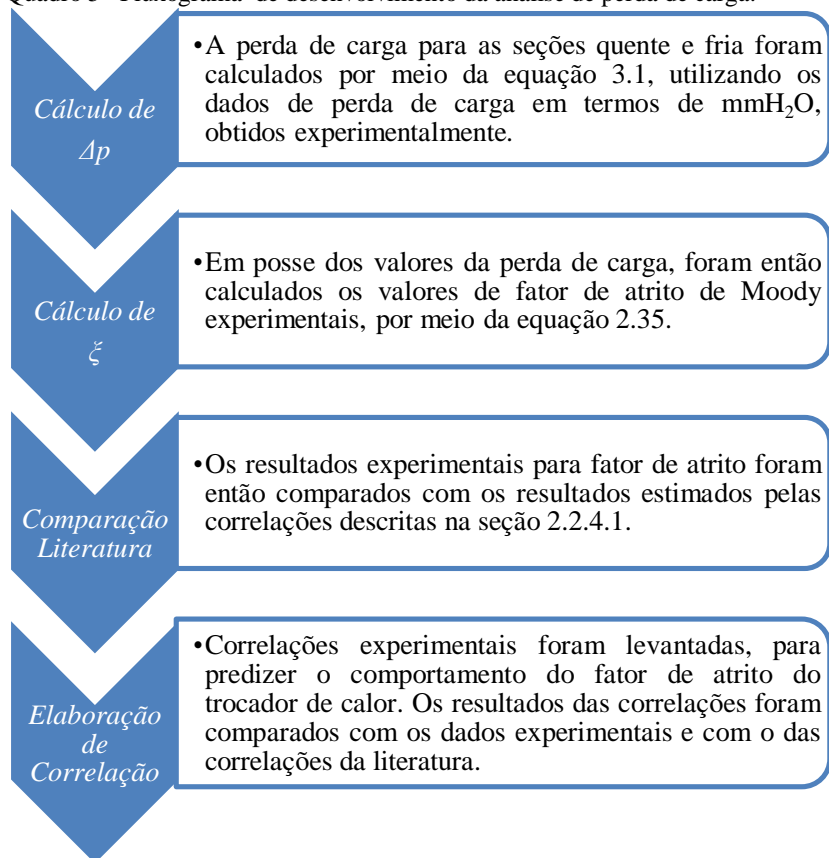


A perda de carga em trocadores de placas pode ser expressa em termos do fator de atrito, como feito por Wang, Sundén e Manglik (2007), Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011) e Kim e Park (2017). Neste trabalho, os resultados para perda de carga foram expressos em termos do fator de atrito de Moody (ζ) dado pela equação 2.35 (fator de atrito baseado no diâmetro hidráulico).

Os procedimentos utilizados para cálculo dos resultados para a análise hidrodinâmica do trocador de calor são explicitados, de maneira

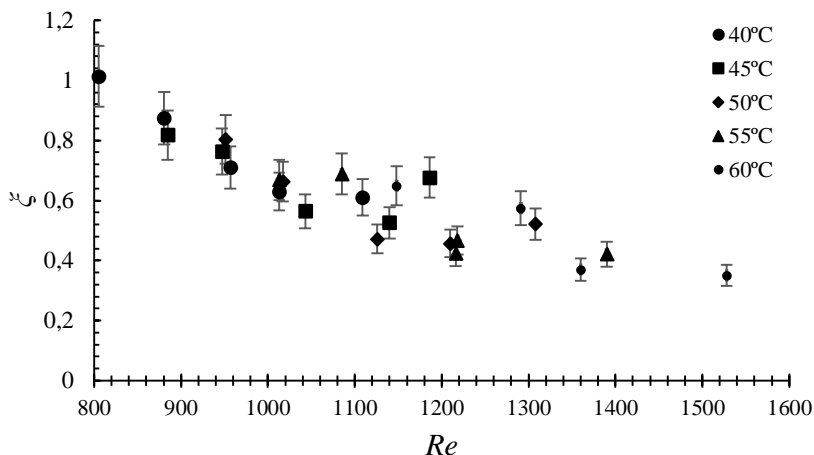
mais clara no fluxograma do Quadro 5. Nele, são listados todos os procedimentos realizados, desde a técnica empregada para cálculo da perda de carga (mostrado anteriormente) e fator de atrito, até mesmo o levantamento da correlação experimental, que será abordado em seções futuras deste trabalho.

Quadro 5– Fluxograma de desenvolvimento da análise de perda de carga.



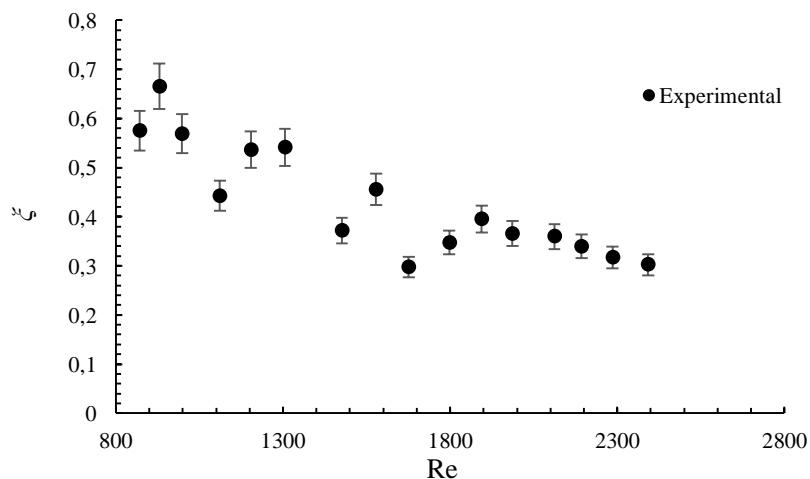
Os gráficos das Figura 67 e da Figura 68 mostram que ζ diminui com o aumento do número de Reynolds. Assim como foi observado para o número de Nusselt, o gráfico da Figura 67 mostra ainda que a temperatura não influencia de maneira significativa os valores do coeficiente de atrito.

Figura 67– Fator de atrito em função do número de Reynolds, primeira série de testes.



O gráfico da Figura 68 mostra os valores do fator de atrito viscoso, ζ , para a segunda série de testes. Observa-se um melhor ajuste dos pontos experimentais, através da tendência dos pontos experimentais, sendo a curva de ζ em função de Reynolds melhor comportada para números de Reynolds superiores a 1800.

Figura 68– Fator de atrito em função do número de Reynolds, segunda série de testes, 50°C.



4.2 Correlações

4.2.1 Correlações de transferência de calor

Nesta seção, os resultados térmicos experimentais obtidos no presente trabalho serão comparados com resultados de correlações disponíveis na literatura. Foram escolhidas correlações obtidas de condições de operação semelhantes às testadas no presente trabalho. Com estes dados, pôde-se avaliar o ganho da efetividade das trocas térmicas do equipamento.

Assim, os números de Nusselt experimentais foram comparados com as correlações de Shah e Sekulic (2003) (equação 2.64) e Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011) (equação 2.73). A escolha destas correlações se deu, pois, os experimentos realizados pelos autores foram os que mais se aproximavam deste trabalho, como faixa de temperatura e vazão, fluido de operação e geometria das placas.

Além disso, os resultados também foram comparados com a correlação para um trocador de calor de placas planas operando com as mesmas condições de testes. A correlação de placas planas utilizado foi o proposto por Kakaç, Shah e Aung (1987) (equação 2.78).

A comparação dos resultados com as correlações obtidas para placas corrugadas, ou seja, Shah e Sekulic (2003) e Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011) e com a correlação para placa plana de Kakaç, Shah e Aung (1987) são apresentados no gráfico da Figura 69. Como pode ser visto, ambas as correlações utilizadas apresentam boa concordância com os resultados experimentais.

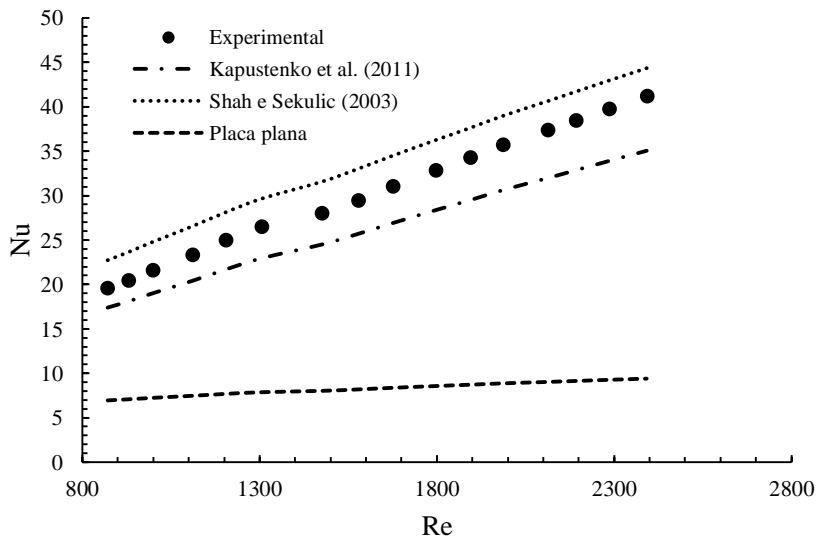
A correlação de Shah e Sekulic (2003) prediz valores ligeiramente superiores aos observados, porém a comparação é muito boa, com uma diferença máxima de 14%, para todos os dados testados. Estes resultados se encontram dentro da incerteza da própria correlação, que segundo os autores é de $\pm 30\%$.

Por outro lado, a correlação de Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011) prediz os valores de Nusselt inferiores aos observados, ainda que próximos. Neste caso, a precisão obtida é ligeiramente inferior ao obtido pela primeira correlação, com 14,7% de diferença média. Os resultados se encontram dentro da incerteza da correlação, que é de $\pm 15\%$ de acordo com os autores.

Ainda, a Figura 69 mostra que a comparação dos dados com predições da correlação para placa planas de Kakaç, Shah e Aung (1987) não é boa, uma vez que apresentou valores bem inferiores aos dados

obtidos, A diferença média de 76,6%. Esta diferença se justifica porque a correlação foi desenvolvida para planas. Além disso, mostra o quão mais efetivo é um trocador de calor com placas corrugadas quando comparado com um trocador com placas planas. Esta comparação também é vista em Wang, Sundén e Manglik (2007).

Figura 69– Comparação dos resultados: correlações da literatura e dados experimentais, para número de Nusselt.



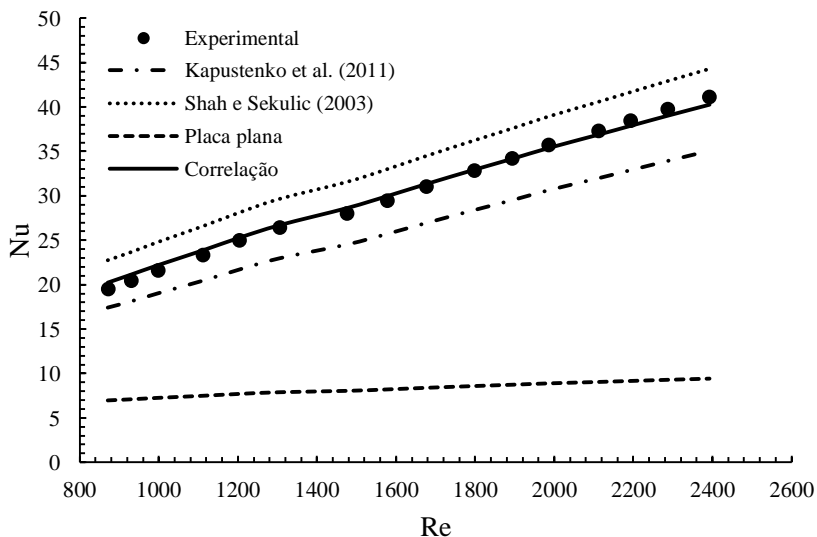
Neste trabalho, foi levantada uma correlação experimental para prever o comportamento térmico do trocador de calor testado, utilizando técnica de regressão linear para ajuste dos dados experimentais à equação 2.39. A seguinte expressão foi obtida para prever o comportamento do número de Nusselt:

$$N_u = 0,105Re^{0,709}Pr^{\frac{1}{3}} \quad (800 < Re < 2400) \quad (4.1)$$

A Figura 70 mostra a comparação entre os dados experimentais e curvas obtidas a partir da correlação experimental proposta na expressão anterior, bem como a partir de correlações da literatura apresentadas anteriormente.

A correlação proposta (equação 4.1) apresenta um erro máximo de 3,5% quando comparado com todos os dados experimentais obtidos. Os gráficos da Figura 69 e da Figura 70 não apresentam barras de erro porque os erros experimentais são muito baixos, inferiores a 1% do valor medido, e desta forma não seriam visíveis ao serem representados graficamente, como já comentado anteriormente.

Figura 70– Comparação dos resultados: correlação proposta, literatura e dados experimentais para número de Nusselt.



4.2.2 Correlações do comportamento hidráulico

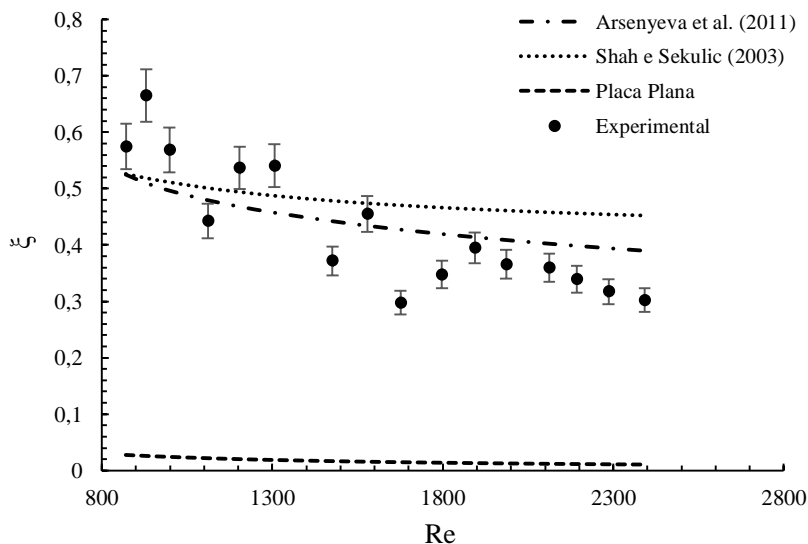
Nesta seção, o comportamento hidráulico experimental obtido no presente trabalho será comparado com resultados de correlações disponíveis na literatura para trocadores de calor com placas planas e com placas corrugadas. Com estes dados, pode-se avaliar as “penalidades” impostas ao equipamento em termos de perdas de carga.

Os valores dos fatores de atrito de Moody, obtidos experimentalmente foram comparados com as correlações propostas por Arsenyeva et al. (2011) (equação 2.65) e Shah e Sekulic (2003) (equação 2.58). Além disso, os resultados experimentais também foram comparados com a correlação proposta por Kakaç, Shah e Aung (1987) (equação 2.77).

A Figura 71 mostra a comparação entre os valores experimentais com os valores obtidos pelas correlações. A diferença entre os resultados experimentais e teóricos obtidos pelo modelo de Shah e Sekulic (2003) apresentam valor máximo de -36%, dentro da incerteza da correlação, que é de $\pm 40\%$ de acordo com os autores.

A comparação entre os dados experimentais e a correlação de Arsenyeva et al. (2011) foi consideravelmente melhor do que quando comparado com Shah e Sekulic (2003). A diferença máxima foi de -30%, resultado superior a incerteza da correlação que de acordo com os autores de é 20%. No entanto, os autores comparam sua correlação com dados experimentais somente para valores de ângulo $\beta=65^\circ$, o que não garante que a precisão da correlação se mantém para diferentes valores de β . Desta forma, conclui-se que a concordância entre os resultados é satisfatória.

Figura 71– Comparação dos resultados: correlações da literatura e dados experimentais, para número fator de atrito.



O fator de atrito medido apresentou valores mais altos do que os resultados teóricos para trocadores de placas planas, com diferenças na faixa de +97%, para todos os pontos obtidos experimentalmente. Por mais que esse possa parecer um valor alto, o resultado é esperado para valores de Reynolds superiores a 100, porque abaixo destes valores o fluido de trabalho não apresenta escoamento ondulado, como mostrado em Wang, Sundén e Manglik (2007). Os valores experimentais de ξ são

consideravelmente pequenos, que é justificado pela geometria do trocador de calor, que possibilita menores coeficientes de atrito viscoso.

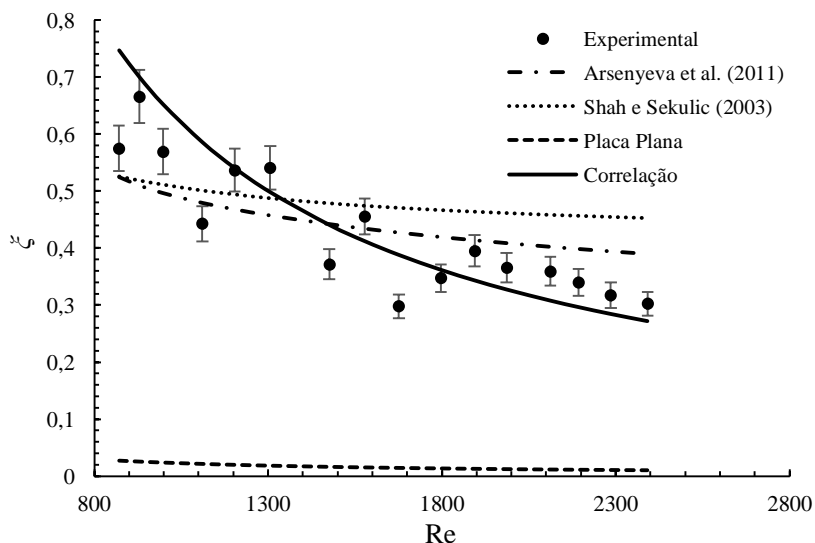
Através da técnica de regressão linear, foi obtida uma correlação para prever os valores de ξ em função do número de Reynolds, nas faixas de Reynolds testadas. Esta correlação é dada por:

$$\xi = 650Re^{-1} \quad (800 > Re < 2400) \quad (4.2)$$

Estas correlações são comparadas com os resultados experimentais, assim como com os outros modelos da literatura, no gráfico da Figura 72.

Como era de se esperar, os dados apresentados no gráfico da Figura 72 comparam melhor com a correlação proposta do que com as correlações selecionadas a partir da literatura. A diferença máxima entre a correlação aqui proposta é de 23%, considerada uma boa concordância de resultados, especialmente tendo-se em vista que autores como Shah e Sekulic (2003) e Arsenyeva et al. (2011) consideram como satisfatória, incertezas bem superiores às obtidas neste trabalho.

Figura 72– Comparação dos resultados: correlação proposta, literatura e dados experimentais para fator de atrito.



Assim como para as análises térmicas, os procedimentos de cálculos de incertezas de medições se encontram no apêndice B.

Os códigos utilizados para calcular os valores de Nusselt e ζ por meio das correlações teóricas se encontram no apêndice C. Os demais cálculos foram realizados por meio de planilhas do *software* Excel.

5 CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi avaliar o comportamento térmico e hidráulico de um protótipo de trocador de calor de placas, do tipo placas bifurcadas (ou *Chevron plate*), com ângulo de bifurcação $\beta=32,5^\circ$.

O comportamento térmico do trocador de calor, avaliado em termos do número de Nusselt, foi feito através da técnica *Wilson-Plot*, que possibilitou a obtenção dos coeficientes locais de transferência de calor a partir do coeficiente global de transferência de calor do permutador. A perda de carga do trocador de calor, avaliada em termos de fator de atrito ζ , foi mensurada por meio de medidores de pressão diferencial, e avaliada através de equações da mecânica dos fluidos clássica.

Os resultados experimentais mostram que a temperatura não afeta significativamente os valores de Nusselt e do fator de atrito.

Posteriormente, os resultados experimentais foram comparados com os modelos da literatura, apresentando boa concordância, tanto para o número de Nusselt, quando para ζ . As correlações da literatura foram obtidas a partir de trocadores reais, com placas de grandes dimensões e com regiões de entrada (divergente) e de saída (convergente). Já o protótipo de trocador de calor elementar foi concebido para não apresentar as regiões de entrada e saída. Assim, a boa concordância entre as correlações para placas inteiras e os dados do trocador de calor elementar sugere que as regiões de entrada e saída exercem pouca influência no desempenho global da placa dos trocadores reais.

Quanto à comparação dos resultados experimentais com as correlações da literatura para o número de Nusselt, a discordância entre os resultados teóricos foi inferior a 15% para ambas as correlações avaliadas neste trabalho, o que ficou dentro da incerteza dos modelos utilizados ($\pm 40\%$ para Shah e Sekulic (2003) e $\pm 15\%$ para Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011)). No entanto, a correlação de maior precisão para este caso foi a de Shah e Sekulic (2003).

Para o fator de atrito, a diferença entre os resultados teóricos e os experimentais apresentou valores superiores. O modelo de Shah e Sekulic (2003) apresentou o pior ajuste, com erro máximo de $-36,6\%$. No entanto, os resultados experimentais ainda se encontram dentro da incerteza do modelo. A correlação de Arsenyeva *et al.* (2011) apresentou melhor concordância de resultados, com erro máximo de -30% . Embora o resultado para o pior caso se encontre fora da faixa de incerteza do modelo, a validação experimental realizada pelos autores se deu somente

para um trocador de calor com ângulo $\beta=65^\circ$, o que não garante a precisão do modelo para o equipamento testado neste trabalho.

Com base nos resultados experimentais, foram obtidas correlações, para número de Nusselt, e o fator de atrito de Moody.

Para o número de Nusselt, a diferença máxima entre as correlações propostas e os resultados experimentais foram de somente 3,5% que é consideravelmente melhor que os demais modelos da literatura aos quais os resultados experimentais aqui obtidos foram comparados.

Já para o coeficiente de atrito a diferença máxima entre as correlações propostas e os resultados experimentais foram de apenas 23%. De maneira semelhante ao número de Nusselt, este representa um resultado melhor que o comparado com os demais modelos da literatura.

Os resultados obtidos aqui com o trocador de calor elementar serão a partir de agora empregados na modelagem do desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor do tipo casco e placas, ou seja, com formato circular. As correlações para o número de Nusselt e para o fator de atrito em função do número de Reynolds podem ser empregadas para obtenção do desempenho global do trocador casco e placas através da integração sobre a área total de troca.

Para trabalhos futuros, sugere-se o estudo de permutadores com diferentes ângulos de bifurcação, a fim de verificar a influência deste fator no comportamento de Nusselt e do fator de atrito. Escoamentos com mesmo permutador de calor trabalhando com diferentes fluidos de trabalho, a fim de verificar a influência da viscosidade dos fluidos no comportamento termo-hidráulico. Além disso, pretende-se estudar o comportamento do escoamento em placas corrugadas com seção transversal circular, verificar como os modelos da literatura se comportam com as modificações propostas para análise. Comparar a correlação experimental proposta neste trabalho com resultados experimentais de trocador de calor casco e placas. Em paralelo ao estudo teórico e experimental, pretende-se desenvolver estudos em simulação numérica.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, Armando; SOUSA, André R. de. **Fundamentos De Metrologia Científica E Industrial**. [s.l.]: Manole, 2008. 480 p.
- ALFA LAVAL. **Compabloc compact heat exchanger**. Disponível em < <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/welded-plate-and-block-heat-exchangers/compabloc/> > acesso em 14/07/2018.
- ANNARATONE, Donatello. **Handbook for Heat Exchanger and Tube Banks design**. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- ANNARATONE, Donatello. **Engineering Heat Transfer**. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- ARSENYEVA, Olga et al. The generalized correlation for friction factor in criss-cross flow channels of plate heat exchangers. **Chemical Engineering Transactions**, [s.l.], v. 25, p.399-404, abr. 2011. AIDIC: Italian Association of Chemical Engineering. <http://dx.doi.org/10.3303/CET1125067>.
- ARSENYEVA, O. et al. The Influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions. **Energy**, [s.l.], v. 57, p.201-207, ago. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.12.034>.
- ARSENYEVA, Olga P. et al. Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 105, p.763-773, jul. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.064>.
- ASIF, Muhammad et al. Simulation of corrugated plate heat exchanger for heat and flow analysis. **International Journal of Heat And Technology**, [s.l.], v. 35, n. 1, p.205-210, 30 mar. 2017. International Information and Engineering Technology Association. <http://dx.doi.org/10.18280/ijht.350127>.
- BAEHR, Hans Dieter; STEPHAN, Karl. **Heat and Mass Transfer**. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1998.
- BEJAN, Adrian. **Convection Heat Transfer**. 4. ed. New Jersey: Wiley, 2013.
- BOWMAN, R. A., MUELLER, A. C. NAGLE, W. M. **Mean Temperature difference in design**. Transactions os the ASME, Vol. 62, 283-294. 1984.
- CHISHOLM, D., WANNIARACHCHI, A. S.. Maldistributionin Single-Pass Mixed-Channel Plate Heat Exchangerr. **Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries**. HTD, v. 201, ASME, New York, p. 95-99, 1992.

CIOFALO, M.; SATASIEK, J.; COLLINS, M. W.. Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages: II. Numerical simulations. *International Journal Of Heat And Mass Transfer*, Great Britain, v. 39, n. 1, p.165-192, jan. 1996.

DICK, E.. Introduction to Finite Volume Techniques in Computational Fluid Dynamics. In: WENDT, John F.. **Computational Fluid Dynamics: An Introduction**. S.l: Springer-verlag Berlin Heidelberg, 1992. Cap. 11. p. 261-287.

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**, Great Britain, v. 28, n. 8, p.1469-1479, jan. 1985.

HAJABDOLLAHI, Hassan; NADERI, Mehdi; ADIMI, Sima. A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint. *Applied Thermal Engineering*, [s.l.], v. 92, p.271-282, jan. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.110>.

HAN, Xiao-hong et al. A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 37, n. 8, p.1008-1014, out. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.06.026>.

HEAVNER, R.L., KUMAR, H., WANNIARACHCHI, A. S.. Performance of na Industrial Plate Heat Exchanger: Effect of Chevron Angle. **AIChE Symposium Series**. AIChE, New York, v.89. n. 295, p. 262-267, 1993.

LEE, Jun Myung et al. Study on the turbulence model sensitivity for various cross-corrugated surfaces applied to matrix type heat exchanger. **Journal Of Mechanical Science And Technology**, [s.l.], v. 30, n. 3, p.1363-1375, mar. 2016. Springer Nature. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-016-0243-1>.

LONDON, A. L.; SEBAN, R. A. **A Generalization of the Methods of Heat Exchanger Analysis**. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Great Britain, p. 5-16. jan. 1940.

LUAN, Zhi-jian et al. Flow resistance and heat transfer characteristics of a new-type plate heat exchanger. **Journal Of Hydrodynamics, Ser. B**, [s.l.], v. 20, n. 4, p.524-529, ago. 2008. Springer Nature. [http://dx.doi.org/10.1016/s1001-6058\(08\)60089-x](http://dx.doi.org/10.1016/s1001-6058(08)60089-x).

LUAN, H. B. et al. CFD analysis of two types of welded plate heat exchangers. **Numerical Heat Transfer, Part A: Applications**, [s.l.], v.

71, n. 3, p.250-269, fev. 2017. Informa UK Limited. <http://dx.doi.org/10.1080/10407782.2016.1264761>.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMAUNJAROENKIJ, Anchasa. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 3. ed. New York: Crc Press, 2012. 624 p.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 2. ed. New York: Crc Press, 1997. 432 p.

KAKAÇ, S., SHAH, R.K. and AUNG, W., **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**. Wiley-Interscience, New York, 1987.

KAPUSTENKO, Petro; ARSENYEVA, Olga; DOLGONOSOVA, Olena. The heat and momentum transfers relation in channels of plate heat exchangers. **Chemical Engineering Transactions**, [s.l.], v. 25, p.357-362, abr. 2011. AIDIC: Italian Association of Chemical Engineering. <http://dx.doi.org/10.3303/CET1125060>.

KHAN, T.s. et al. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 30, n. 8-9, p.1058-1065, jun. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.021>.

KLEMEL, Jirí Jaromír et al. **Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation**. Boca Raton: Crc Press, 2015.

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, maio 2017. Springer Nature. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-017-0454-0>.

KUMAR, Bhupal; SONI, Akhilesh; SINGH, S. N.. Effect of geometrical parameters on the performance of chevron type plate heat exchanger. **Experimental Thermal And Fluid Science**, [s.l.], v. 91, p.126-133, fev. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.09.023>.

MALISKA, Clovis R.. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2004.

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, jan. 1996. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0255-2701\(95\)04129-x](http://dx.doi.org/10.1016/0255-2701(95)04129-x).

MASLOV, A. M., KOVALENKO, L. M.. Hydraulic Resistance and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers. **Molochnaya Promyshlennost**. n. 10, p. 20-22, 1972.

METWALLY, H.m.; MANGLIK, R.m.. Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 47, n. 10-11, p.2283-2292, maio 2004. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.11.019>.

MULEY, A.; MANGLIK, R. M.. Enhanced Heat Transfer Characteristics of Single-Phase Flows in a Plate Heat Exchanger with Mixed Chevron Plates. **Journal of Enhanced Heat Transfer**. [s.l.], v. 4, n. 3, p. 187-201, 1997.

MULEY, A.; MANGLIK, R. M.. Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates. **Transactions Of The Asme**, [s.l.], p.110-117, fev. 1999.

OKADA, K., ONO, M., TOMINURA, T. OKUMA, T. KONO, H. OHTANI, H.. Design and Heat Transfer Characteristics of New Plate Heat Exchanger. **Heat Transfer-Japanese Research**. v.1. n.1. p. 90-95, 1972.

PETRILA, Titus; TRIF, Damian. **Basics of Fluid Mechanics and Intruduction to Computatonal Fluid Dynamics**. Boston: Springer Science + Business Media, 2005.

REAY, D. A.. Compact Heat Exchangers: A Review of Current Equipment and R&D in the Field. **Heat Recovery Systems & Chp**, Great Britain, v. 14, n. 5, p.459-474, 1994.

ROETZEL, W.; DAS, Sarit K.; LUO, X.. Measurement of the heat transfer coefficient in plate heat exchangers using a temperature oscillation technique. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, Great Britain, v. 37, p.325-331, 1994.

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, jan. 2004. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0894-1777\(03\)00025-6](http://dx.doi.org/10.1016/s0894-1777(03)00025-6).

SAMMETA, Harika et al. Effectiveness charts for counter flow corrugated plate heat exchanger. **Simulation Modelling Practice And Theory**, [s.l.], v. 19, n. 2, p.777-784, fev. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.simpat.2010.10.012>.

SAVOSTIN, A.F., e TIKHONOV, A. M.. Investigation of the Characteristics of Plate-Type Heating Surfaces. **Thermal Engineering**, [s.l.], v.17, no. 9, p.113-117, 1970.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Usa: John Wiley & Sons, 2003. 972 p.

SEO, Jang-won et al. Thermal Characteristics of a Primary Surface Heat Exchanger with Corrugated Channels. **Entropy**, [s.l.], v. 18, n. 1, 30 dez. 2015. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/e18010015>.

SERTH, Robert W. **Process Heat Transfer: Principles and Applications**. Usa: Elsevier, 2007. 770 p.

STASIEK, J. et al. Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages: I.-Experimental Results. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, Great Britain, v. 30, n. 1, p.149-164, jan. 1996.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. New York: Crc Press, 2000. 1119 p.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. New York: Crc Press, 2013. 1260 p.

TOKGOZ, N.; AKSOY, M.m.; SAHIN, B.. Investigation of flow characteristics and heat transfer enhancement of corrugated duct geometries. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 118, p.518-530, maio 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.013>.

TOVAZHNYANSKI, L. L., KAPUSTENKO, P. A., TSIBULNIK, V. A.. Heat Transfer and Hydraulic Resistance in Channels of Plate Heat Exchangers. **Energetika**, [s.l.], v.9, p.123-125.

TRANTER. **Heat Exchangers**. Disponível em <<http://www.tranter.com/products/shell-and-plate-welded-heat-exchangers>> acesso em 20/08/2018.

TSAI, Ying-chi; LIU, Fung-bao; SHEN, Po-tsun. Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 36, n. 6, p.574-578, jul. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.03.013>.

UTRIAINEN, E.; SUNDÉN, B.. A numerical investigation of primary surface rounded cross wavy ducts. **Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 38, n. 7-8, p.537-542, 1 ago. 2002. Springer Nature. <http://dx.doi.org/10.1007/s002310100243>.

VAHTERUS. **Operation and Maintenance Manual**. Disponível em <<https://vahterus.com/products/>> acesso em: 10/08/2018.

WANG, Limin et al. Multi-objective optimization of geometrical parameters of corrugated-undulated heat transfer surfaces. **Applied Energy**, [s.l.], v. 174, p.25-36, jul. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.04.079>.

WANG, L.; SUNDÉN, B.; MANGLIK, R. M.. **Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance**. Great Britain: Wit Press, 2007.

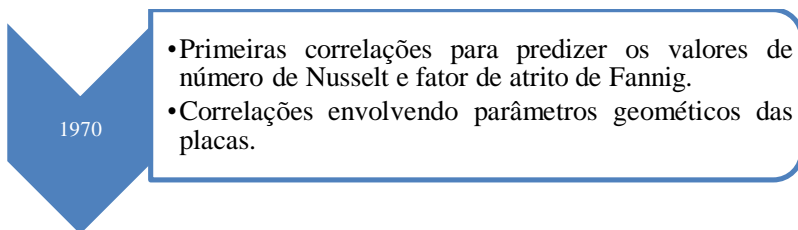
WANG, Ya-nan et al. A Study on 3D Numerical Model for Plate Heat Exchanger. **Procedia Engineering**, [s.l.], v. 174, p.188-194, 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2017.01.203>.

WESSELING, Pieter. Principles of Computational Fluid Dynamics. **Springer Series In Computational Mathematics**, [s.l.], v. 29, n. 1, p.1-651, 2001. Springer Berlin Heidelberg. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-05146-3>.

WHITE, Frank M.. **Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. [s.l.]: Amgh Editora Ltda, 2018.

APÊNDICE A– Correlações para transferência de calor e queda de pressão em trocadores de placas corrugas com gaxetas

As primeiras pesquisas a fim de elaborar correlações para prever o comportamento térmico de trocadores de calor tiveram início na década de 1960. Há registros de correlações para prever o comportamento hidráulico somente uma década depois, nos anos de 1970. Aqui serão apresentadas as principais correlações encontradas na literatura ao longo do tempo.



- Primeiras correlações para prever os valores de número de Nusselt e fator de atrito de Fanning.
- Correlações envolvendo parâmetros geométricos das placas.

Savostin e Tikhonov (1970) elaboraram correlações para escoamento de ar, aplicáveis a uma faixa de $0 \leq \beta \leq 33^\circ$ com $\theta = 2\beta$, dadas por:

$$\text{Para } 200 \leq Re/\varphi \leq 600$$

$$f = 6,25(1 + 0,95\theta^{1,72})\varphi^{1,84}Re^{-0,84}$$

$$Nu = 1,26[0,62 + 0,38 \cos(2,3\theta)]\varphi^{1-a_1}Pr^{1/3}Re^{a_1} \quad (\text{A.1})$$

$$a_1 = 0,22[1 + 1,1\theta^{1,5}]$$

$$\text{Para } 600 \leq Re/\varphi \leq 4000$$

$$f = 0,925(0,62 + 0,38 \cos(2,6\theta))\varphi^{1+a_2}Re^{-a_2}$$

$$Nu = 0,072e^{0,5\theta+0,17\theta^2}\varphi^{0,33}Pr^{1/3}Re^{0,67} \quad (\text{A.2})$$

$$a_2 = 0,53[0,58 + 0,42 \cos(1,87\theta)]$$

Okada et al. (1972) elaboraram correlações para prever o comportamento no número de Nusselt num escoamento com água, para diferentes ângulos de bifurcação, aplicáveis para uma faixa de número de Reynolds $700 \leq Re \leq 25000$, dadas por:

$$Nu = \begin{cases} 0,157Pr^{0,4}Re^{0,66} & \beta = 30^\circ \\ 0,249Pr^{0,4}Re^{0,64} & \beta = 45^\circ \\ 0,327Pr^{0,4}Re^{0,65} & \beta = 60^\circ \\ 0,478Pr^{0,4}Re^{0,62} & \beta = 75^\circ \end{cases} \quad (A.3)$$

Maslov e Kovalenko (1972) elaboraram correlações para fator de atrito de Fanning e número de Nusselt para placas bifurcadas com ângulo $\beta=60^\circ$.

Para $0,1 \leq Re \leq 15$

$$f = (17500/Re)(d_e/L_p) \quad (A.4)$$

$$Nu = 0,63Pr^{1/3}Re^{1/3}$$

Para $50 \leq Re \leq 20000$

$$f = 915Re^{-0,25}(d_e/L_p) \quad (A.5)$$

$$Nu = 0,78Pr^{1/3}Re^{1/3}$$

1980

- Começaram a ser avaliados os efeitos dos parâmetros geométricos na efetividade de troca térmica dos trocadores de calor de placas.

Tovazhnyanski, Kapustenko e Tsibulnik. (1980) elaborou correlações para trocadores de placas bifurcadas para diferentes ângulos simétricos, $\beta=30^\circ$, 45° e 60° , para uma faixa de Reynolds de $2000 \leq Re \leq 25000$, dadas por:

$$f = 0,085 \exp[1,52 \tan(\beta)] Re^{-(0,25-0,006 \tan \beta)}$$

$$Nu = 0,051 \exp(0,64 \tan \beta) Re^{0,73} Pr^{0,43} (Pr/Pr_p)^{0,25} \quad (\text{A.6})$$

Focke, Zachariades e Olivier (1985) elaboraram diferentes correlações para diferentes ângulos de bifurcação, dadas por:

$$\beta = 30^\circ$$

$$f = \begin{cases} 0,0925 + 57,5/Re & 260 < Re < 3000 \\ 0,8975 Re^{-0,263} & 3000 < Re < 50000 \end{cases} \quad (\text{A.7})$$

$$Nu = \begin{cases} 0,77 Re^{0,64} Pr^{1/2} & 120 < Re < 1000 \\ 0,44 Re^{0,64} Pr^{1/2} & 1000 < Re < 42000 \end{cases}$$

$$\beta = 45^\circ$$

$$f = \begin{cases} 0,3025 + 91,75/Re & 150 < Re < 1800 \\ 1,46 Re^{-0,177} & 1800 < Re < 30000 \end{cases} \quad (\text{A.8})$$

$$Nu = \begin{cases} 0,77 Re^{0,44} Pr^{1/2} & 45 < Re < 300 \\ 0,77 Re^{0,7} Pr^{1/2} & 300 < Re < 2000 \\ 0,77 Re^{0,6} Pr^{1/2} & 2000 < Re < 20000 \end{cases}$$

$$\beta = 60^\circ$$

$$f = \begin{cases} 1,2575 + 188,75/Re & 90 < Re < 400 \\ 6,775 Re^{-0,209} & 400 < Re < 16000 \end{cases} \quad (\text{A.9})$$

$$Nu = \begin{cases} 1,89 Re^{0,46} Pr^{1/2} & 20 < Re < 150 \\ 0,57 Re^{0,7} Pr^{1/2} & 150 < Re < 600 \\ 1,12 Re^{0,6} Pr^{1/2} & 600 < Re < 16000 \end{cases}$$

- Modelos teóricos desenvolvidos para diferentes valores de β e φ ;
- Correlações experimentais elaboradas para escoamento laminar e turbulento.

Chisholm e Wanniarachchi (1992) desenvolveram correlações para prever o comportamento térmico e hidráulico de trocadores de placas através de dados utilizando placas simétricas ou assimétricas, com ângulo de bifurcação variando de $30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ e para uma faixa de Reynolds de $1000 < Re < 4000$, dadas por:

$$f = 0,8Re^{-0,25}\varphi^{1,25}(\beta/30)^{3,6}$$

$$Nu = 0,72Re^{0,59}Pr^{0,4}\varphi^{0,41}(\beta/30)^{0,66}$$
(A.10)

Heavner, Kumar e Wanniarachchi (1993) desenvolveram correlações para prever o fator de atrito de Fanning e número de Nusselt para arranjos de placas mistos, aplicáveis a uma faixa de $100 < Re/\varphi < 4000$, dadas por:

$$f = \begin{cases} 1,75\varphi^{1,0838}Re^{-0,0838} & \beta = 45^\circ/90^\circ \\ 1,645\varphi^{1,1353}Re^{-0,1353} & \beta = 23^\circ/90^\circ \\ 0,810\varphi^{1,1405}Re^{-0,1405} & \beta = 45^\circ/45^\circ \\ 0,649\varphi^{1,1555}Re^{-0,1555} & \beta = 23^\circ/45^\circ \\ 0,571\varphi^{1,1814}Re^{-0,1814} & \beta = 23^\circ/23^\circ \end{cases}$$
(A.11)

$$\frac{Nu}{Pr^{\frac{1}{3}}} = \left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0,17} \begin{cases} 0,278\varphi^{0,317}Re^{0,683} & \beta = 45^\circ/90^\circ \\ 0,308\varphi^{0,333}Re^{0,667} & \beta = 23^\circ/90^\circ \\ 0,195\varphi^{0,308}Re^{0,692} & \beta = 45^\circ/45^\circ \\ 0,118\varphi^{0,280}Re^{0,720} & \beta = 23^\circ/45^\circ \\ 0,089\varphi^{0,282}Re^{0,718} & \beta = 23^\circ/23^\circ \end{cases}$$

Roedel, Das e Luo (1994) apresentaram uma correlação para prever a transferência de calor através do número de Nusselt, para escoamento de água em placa bifurcada com ângulo $\beta=20^\circ$ e faixa de Reynolds de $400 < Re < 2000$. A correlação é dada por:

$$Nu = 0,371Re^{0,703}Pr^{1/3}$$
(A.12)

Muley e Manglik (1997) propuseram correlações para prever fator de atrito e número de Nusselt para um trocador utilizando placas mistas com ângulos de $\beta=30^\circ$ e 60° , considerando um valor $\beta_{medio}=45^\circ$, utilizando óleo vegetal como fluido de trabalho, dadas por:

$$f = \begin{cases} [(40,32/Re)^5 + (8,12Re^{-0,5})^5]^{0,2} & 2 \leq Re \leq 200 \\ 1,274Re^{-0,15} & Re \geq 100 \end{cases}$$

$$Nu = \begin{cases} 0,471Re^{0,5}Pr^{\frac{1}{3}}(\mu_m/\mu_p)^{0,14} & 20 \leq Re \leq 400 \\ 0,10Re^{0,76}Pr^{\frac{1}{3}}(\mu_m/\mu_p)^{0,14} & Re \geq 100 \end{cases} \quad (\text{A.13})$$

Muley e Manglik (1995) desenvolveram correlações para prever a perda de carga e transferência de calor para escoamento turbulento, em placas bifurcadas, utilizando água como fluido de trabalho. As correlações, de acordo com os autores é válida para $Re \geq 10^3$, $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ e $1 \leq \varphi \leq 1,5$, e são dadas por:

$$f = [2,917 - 0,1277\beta + 2,016 \cdot 10^{-3}\beta^2] \\ * [5,474 - 19,02\varphi + 18,93\varphi^2 \\ - 5,341\varphi^3] * Re^{-\left\{0,2+0,0577 \sin\left[\left(\frac{\pi\beta}{45}\right)+21\right]\right\}}$$

$$Nu = [0,2668 - 0,006967\beta + 7,244 \cdot 10^5\beta^2] \\ * [20,78 - 50,94\varphi + 41,16\varphi^2 - 10,51\varphi^3] \\ * Re^{\left\{0,728+0,0543 \sin\left[\left(\frac{\pi\beta}{45}\right)+3,7\right]\right\}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (\text{A.14})$$

2000-
atualmente

- Novas correlações teóricas e experimentais elaboradas;
- Modelos que independem do fluido de trabalho;
- Ampliados estudos de influência de parâmetros geométricos na transferência de calor e queda de pressão.

Khan et al. (2010) elaboraram uma correlação para prever a transferência de calor em escoamento de água, aplicada numa faixa de Reynolds de $500 < Re < 2500$, $3,5 < Pr < 6,5$ e utilizadas em placas com ângulo de bifurcação $\beta = 30^\circ$ e 60° , dada por:

$$Nu = \left(0,0161 \frac{\beta}{\beta_{max}} + 0,1298 \right) * Re^{\left(0,198 \frac{\beta}{\beta_{max}} + 0,6398 \right)} Pr^{0,35} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (A.15)$$

Kumar, Soni e Singh (2016) elaboraram uma correlação para prever o valor do fator de atrito para placas bifurcadas com ângulos $\beta=30^\circ$ e 60° , dada por:

$$f = 1 + 258,29 Re^{-0,82} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \varphi^{5,87} \quad (A.16)$$

Nilpueng et al. (2018) desenvolveram correlações experimentais para prever a transferência de calor e o fator de atrito em escoamento monofásico de água, com placas de ângulos bifurcados de $\beta=30^\circ$ e 60° , aplicados para faixa de Reynolds de $1200 < Re < 3500$, $5,39 < Pr < 5,65$ e $(0,95 < e < 2,175) \mu m$, dadas por:

$$f = 1,98 Re^{-0,237} (e/d_h)^{0,168} (\beta/30)^{-0,903} \quad (A.17)$$

$$Nu = 0,343 Re^{0,604} Pr^{0,33} (e/d_h)^{0,133} (\beta/30)^{-1,327}$$

APÊNDICE B– Incertezas de Medição.

Quando se realizam medições, intuitivamente é esperado que o valor medido seja equivalente ao valor do mensurando. No entanto, isto nem sempre acontece na realidade. Fatores como limitação do operador, as condições do ambiente experimental ou até mesmo o sistema de medição podem interferir na precisão do valor real do mensurando. Estes fatores são responsáveis por provocar os chamados erros de medição, ou incertezas de medição (ALBERTAZZI; SOUSA, 2008).

O resultado de medição experimental consiste, desta forma, no valor medido, e das incertezas associadas ao processo de medição. Neste trabalho, foram avaliadas somente incertezas ditas padrão do tipo B, aquelas que não correspondem a observações repetidas. Este tipo de incerteza é tem seu valor estimado com base em informações prévias do mensurando, tais como especificações em catálogos de fabricantes, certificados de calibração até mesmo experimentos anteriores.

A incerteza do tipo B de uma variável x , $u_B(x)$, foi calculada neste trabalho com base nos dados de catálogos de fabricantes dos equipamentos utilizados na bancada experimental. O cálculo da incerteza de uma variável consiste em combinar todas as fontes de incertezas associadas ao valor mensurado. Para resultados de medição direta, como por exemplo vazão mássica e temperaturas, o cálculo da incerteza é dado por:

$$u_B^2(x) = u_1^2(x) + u_2^2(x) + \dots + u_n^2(x) \quad (\text{B.1})$$

Para os resultados de medição cujos valores foram obtidos de maneira indireta (por meio de correlações matemáticas) o cálculo da incerteza é dado por:

$$u_B^2(r) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial r}{\partial x_i} \right] u_B^2(x_i) \quad (\text{B.2})$$

onde r é a variável cuja incerteza está sendo calculada, x_i são as variáveis independentes que compõem a correlação que origina r e $u_B(x_i)$ representa a incerteza combinada de cada variável independente.

A incerteza expandida de cada variável é obtida correlacionando o resultado da equação B2 por um fator de abrangência. Segundo Albertazzi e Sousa (2008) este fator de abrangência corresponde ao intervalo de

expansão da incerteza combinada em um nível de probabilidade da distribuição t-student. O cálculo da incerteza expandida é dado por:

$$U(r) = ku_B(r) \quad (\text{B.3})$$

Neste trabalho, o fator de abrangência (k) utilizado foi igual a dois (2) que corresponde a uma probabilidade de 95,45%.

Para a transferência de calor, o cálculo das incertezas expandidas foi calculado utilizando uma combinação das equações B.1, B.2 e B.3 com base nas correlações matemáticas utilizadas para os cálculos das variáveis. A seguir são mostradas as equações que foram utilizadas para o cálculo das incertezas, onde o cálculo das derivadas foi omitido, sendo mostrado somente o resultado final.

Velocidade mássica, G

$$u_B(G) = \sqrt{G \left[\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{u(w_p)}{w_p} \right)^2 \right]}$$

Velocidade, v

$$u_B(v) = \sqrt{v \left[\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{u(w_p)}{w_p} \right)^2 + \left(\frac{u(\rho)}{\rho} \right)^2 \right]}$$

Número de Reynolds, Re

$$u_B(Re) = \sqrt{Re \left[\left(\frac{u(G)}{G} \right)^2 + \left(\frac{u(d_p)}{d_p} \right)^2 + \left(\frac{u(\mu)}{\mu} \right)^2 \right]}$$

Diferença de temperaturas, ΔT

$$u_B(\Delta T) = \sqrt{[u(T)^2 + u(T)^2]}$$

Taxa de transferência de calor, q

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

Diferença de temperatura média logarítmica, $LMTD$

$$u_B(LMTD) = \frac{u(\Delta T)}{\sqrt{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}} \left[\left(\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) + \ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right) - 1 \right)^2 + \left(\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) - \ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right) - 1 \right)^2 \right]$$

Perda de carga, Δp

$$u_B(\Delta p) = \sqrt{\Delta p \left[\left(\frac{u(\rho)}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{u(\Delta h)}{\Delta h} \right)^2 \right]}$$

Coefficiente Global de Transferência de Calor, U

$$u_B(U) = \sqrt{U \left[\left(\frac{u(q)}{q} \right)^2 + \left(\frac{u(LMTD)}{LMTD} \right)^2 \right]}$$

Número de Nusselt, Nu

$$u_B(Nu) = \sqrt{Nu \left[\left(\frac{u(h)}{h} \right)^2 + \left(\frac{u(\kappa)}{\kappa} \right)^2 + \left(\frac{u(d_h)}{d_h} \right)^2 \right]}$$

Fator de atrito, ξ

$$u_B(\xi) = \sqrt{\xi \left[\left(\frac{u(\Delta p)}{\Delta p} \right)^2 + \left(\frac{u(G)}{G^3} \right)^2 + \left(\frac{u(L)}{L} \right)^2 + \left(\frac{u(d_h)}{d_h} \right)^2 \right]}$$

Cada um dos resultados de incerteza combinados calculado foi multiplicado pelo fator de abrangência mostrado anteriormente.

APÊNDICE C– Códigos em EES

São mostrados aqui os códigos criados no programa EES que foram utilizados para obter os resultados teóricos dos modelos da literatura, os quais foram comparados com os resultados experimentais.

"Modelo de análise térmica e hidráulica de trocador de calor de placas corrugadas utilizando a correlação de Kapustenko, Arsenyeva e Dolgonosova (2011) para o número de Nusselt e Arsenyeva et al. (2011) para o coeficiente de atrito"

"Os valores aqui simulados dizem respeito a um núcleo de trocador de calor do tipo placas corrugadas (chevron plates)"

"Os índices 1 e 2 representam os fluidos frio e quente respectivamente"

"O trocador de calor a ser testado utiliza configuração de fluxo cruzado"

"A queda de pressão aqui calculada desconsidera os efeitos de bocais, e efeitos de elevação (gravidade) atuantes no trocador de calor"

"A perda de carga calculada apenas considera os efeitos viscosos do fluido na região central do trocador de calor, os efeitos de bocal, de quantidade de movimento e elevações são desconsiderados"

"Valores pré-definidos"

"Numero de passagens de cada fluido"

$N_{p1}=18$

$N_{p2}=19$

"Area de uma placa"

$A_0=0,114761905 [m^2]$

"Area total de troca"

$$A_t = A_0 \cdot 37$$

"profundidade do corrugado"

$$a = 0,004 \text{ [m]}$$

"Chevron Angle"

$$\beta = 32,5$$

"Comprimento do corrugado"

$$\lambda = 0,01 \text{ [m]}$$

"Largura do trocador de calor"

$$w = 0,210 \text{ [m]}$$

"Comprimento do trocador de calor"

$$L = 0,375 \text{ [m]}$$

"Espessura da chapa"

$$\delta_w = 0,0005 \text{ [m]}$$

"condutividade térmica do titânio"

$$\kappa_w = 20 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

"Constantes"

" $c = 0,4$ para $0,7 < Pr < 15$ "

$$c = 0,4$$

"Constante A1"

$$A_{1,1} = 380 / ((\tan(\beta))^{1,75})$$

"Porque $A_{1,1} > Re_1$ o valor de ψ é"

$$\psi_1 = 1$$

"número de passes no trocador"

$$\chi = 1$$

"Fator gamma"

$$\text{gamma}=(2*a)/\text{lambd}$$

"Propriedades físicas e temperaturas dos fluidos"

"Viscosidade"

$$\text{mu}_2=\text{VISCOSITY}(\text{WATER};T=T_2;x=0)$$

$$\text{mu}_w= \text{VISCOSITY}(\text{WATER};T=T_{\text{wall}};x=0)$$

$$\text{mu}_1=\text{VISCOSITY}(\text{WATER};T=T_1;x=0)$$

"Massa específica"

$$\text{rho}_2=\text{DENSITY}(\text{WATER};T=T_2;x=0)$$

$$\text{rho}_1=\text{DENSITY}(\text{WATER};T=T_1;x=0)$$

"Calor específico a pressão constante"

$$\text{c}_p_2=(\text{CP}(\text{WATER};T=T_2;x=0))*10^3$$

$$\text{c}_p_1=(\text{CP}(\text{WATER};T=T_1;x=0))*10^3$$

"Condutividade térmica"

$$\text{kappa}_2=\text{CONDUCTIVITY}(\text{WATER};T=T_2;x=0)$$

$$\text{kappa}_1=\text{CONDUCTIVITY}(\text{WATER};T=T_1;x=0)$$

"Parametros geométricos da placa"

"Diâmetro equivalente dos canais"

$$d_e = (2 \cdot a) / \phi$$

"Fator de alargamento de superficie"

$$\phi = (1/6) \cdot (1 + \sqrt{1 + X^2} + (4 \cdot \sqrt{1 + (X^2)/2}))$$

$$X = (a \cdot \pi) / \lambda$$

"Demais parâmetros e valores"

"Temperatura na parede"

$$T_{\text{wall}} = (T_{q1} + T_{f1}) / 2$$

"Velocidade do escoamento"

$$v_2 = \dot{m}_2 / (\rho_2 \cdot N_{p2} \cdot 2 \cdot a \cdot w)$$

$$v_1 = \dot{m}_1 / (\rho_1 \cdot N_{p1} \cdot 2 \cdot a \cdot l)$$

"Numero de Reynolds"

$$Re_2 = (v_2 \cdot d_e \cdot \rho_2) / \mu_2$$

$$Re_1 = (v_1 \cdot d_e \cdot \rho_1) / \mu_1$$

"Numero de Prandtl"

$$Pr_2 = (\mu_2 \cdot c_{p2}) / \kappa_2$$

$$Pr_1 = (c_{p1} \cdot \mu_1) / \kappa_1$$

"Parâmetros p_1 - p_5"

$$p_{1_2} = \text{EXP}(-0,15705 \cdot \beta)$$

$$p_{1_1} = \text{EXP}(-0,15705 \cdot \beta)$$

$$p_{2_2} = (\pi \cdot \beta \cdot \gamma^2) / 3$$

$$p_{2_1} = (\text{PI} * \text{beta} * \text{gamma}^2) / 3$$

$$p_{3_2} = \text{EXP}(-\text{PI} * (\text{beta} / 180) * (1 / \text{gamma}^2))$$

$$p_{3_1} = \text{EXP}(-\text{PI} * (\text{beta} / 180) * (1 / \text{gamma}^2))$$

$$p_{4_2} = (0,061 + (0,69 + \text{TAN}(\text{beta}))^{(-2,63)}) * (1 + (1 - \text{gamma}) * 0,9 * \text{beta}^{(0,01)})$$

$$p_{4_1} = (0,061 + (0,69 + \text{TAN}(\text{beta}))^{(-2,63)}) * (1 + (1 - \text{gamma}) * 0,9 * \text{beta}^{(0,01)})$$

$$p_{5_2} = 1 + (\text{beta} / 10)$$

$$p_{5_1} = 1 + (\text{beta} / 10)$$

"Parâmetros A e B"

$$A_{2} = (p_{4_2} * \text{LN}(p_{5_2} / ((7 * p_{3_2}) / \text{Re}_{2})^{(0,9)} + (0,27 * 10^{(-5)})))^{(16)}$$

$$A_{1} = (p_{4_1} * \text{LN}(p_{5_1} / ((7 * p_{3_1}) / \text{Re}_{1})^{(0,9)} + (0,27 * 10^{(-5)})))^{(16)}$$

$$B_{2} = ((37530 * p_{1_2}) / \text{Re}_{2})^{16}$$

$$B_{1} = ((37530 * p_{1_1}) / \text{Re}_{1})^{16}$$

"Calculo do fator de atrito de Moody"

$$\text{zeta}_{2} = 8 * (((12 + p_{2_2}) / \text{Re}_{2})^{(12)} + (1 / (A_{2} + B_{2})^{(3/2)}))^{(1/12)}$$

$$\text{zeta}_{1} = 8 * (((12 + p_{2_1}) / \text{Re}_{1})^{(12)} + (1 / (A_{1} + B_{1})^{(3/2)}))^{(1/12)}$$

"Calculo do número de Nusselt"

$$N_{u2} = 0,065 * (\text{Re}_{2}^{(6/7)}) * ((\text{psi}_{1} * \text{zeta}_{2}) / \text{phi})^{(3/7)} * \text{Pr}_{2}^{c} * ((\mu_{2} / \mu_{w})^{0,14})$$

$$N_{u1}=0,065*(Re_1^{(6/7)})*((psi_1*zeta_1)/phi)^{(3/7)} \\ *Pr_1^{c*((mu_1/mu_w)^{0,14})}$$

"Modelo de análise térmica e hidráulica de trocador de calor de placas corrugadas de acordo com o modelo matemático proposto por Shah e Sekulic (2003)"

"Os valores aqui simulados dizem respeito a um núcleo de trocador de calor do tipo placas corrugadas (*chevron plates*)"

"Os índices 1 e 2 representam os fluidos frio e quente respectivamente"

"O trocador de calor a ser testado utiliza configuração de fluxo cruzado"

"A queda de pressão aqui calculada desconsidera os efeitos de bocais, e efeitos de elevação (gravidade) atuantes no trocador de calor"

"A perda de carga calculada apenas considera os efeitos viscosos do fluido na região central do trocador de calor, os efeitos de bocal, de quantidade de movimento e elevações são desconsiderados"

"Valores pré-definidos"

"Número de passes no trocador"

$$n_{pa}=1$$

"Numero de passagens de cada fluido"

$$N_{p1}=18$$

$$N_{p2}=19$$

"Area de uma placa"

$$A_0=0,114761905 [m^2]$$

"Area total de troca"

$$A_t = A_0 \cdot 39$$

"profundidade do corrugado"

$$a = 0,004 \text{ [m]}$$

"Chevron Angle"

$$\beta = 32,5$$

"Comprimento do corrugado"

$$\lambda = 0,01 \text{ [m]}$$

"Largura do trocador de calor"

$$w = 0,210 \text{ [m]}$$

"Comprimento do trocador de calor"

$$L = 0,375 \text{ [m]}$$

"Espessura da chapa"

$$\delta_w = 0,0005 \text{ [m]}$$

"condutividade térmica do titânio"

$$\kappa_w = 20 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$$

"Propriedades físicas e temperaturas dos fluidos"

"Viscosidade"

$$\mu_2 = \text{VISCOSITY}(\text{WATER}; T=T_2; x=0)$$

$$\mu_w = \text{VISCOSITY}(\text{WATER}; T=T_{\text{wall}}; x=0)$$

$$\mu_1 = \text{VISCOSITY}(\text{WATER}; T=T_1; x=0)$$

"Massa específica"

$$\rho_{2}=\text{DENSITY}(\text{WATER};T=T_{2};x=0)$$

$$\rho_{1}=\text{DENSITY}(\text{WATER};T=T_{1};x=0)$$

"Calor específico a pressão constante"

$$c_{p_{2}}=(\text{CP}(\text{WATER};T=T_{2};x=0))*10^{3}$$

$$c_{p_{1}}=(\text{CP}(\text{WATER};T=T_{1};x=0))*10^{3}$$

"Condutividade térmica"

$$kappa_{2}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{WATER};T=T_{2};P=800)$$

$$kappa_{1}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{WATER};T=T_{1};P=800)$$

"Parametros geométricos da placa"

"Diâmetro equivalente dos canais"

$$d_{e}=2*a$$

"Diâmetro hidráulico dos canais"

$$d_{h}=(2*a)/\phi$$

"Fator de alargamento de superfície"

$$\phi=(1/6)*(1+\text{SQRT}(1+X^{2})+(4*\text{SQRT}(((1+(X^{2})/2))))))$$

$$X=(a*\text{PI})/\lambda$$

"Demais parâmetros e valores"

"Temperatura na parede"

$$T_{\text{wall}} = (T_{q1} + T_{f1}) / 2$$

"Velocidade mássica"

$$G_2 = (m_{\text{dot}_2}) / (N_{p2} * a * w)$$

$$G_1 = (m_{\text{dot}_1}) / (N_{p1} * a * l)$$

"Numero de Reynolds"

$$Re_2 = (G_2 * d_h) / \mu_2$$

$$Re_1 = (G_1 * d_h) / \mu_1$$

"Numero de Prandtl"

$$Pr_2 = (\mu_2 * c_{p_2}) / \kappa_2$$

$$Pr_1 = (c_{p_1} * \mu_1) / \kappa_1$$

"Calculos por meio da correlação de Shah e Sekulic
(2003)"

"Se escoamento Turbulento $Re > 2000$ "

"Fator f_0 "

$$f_{0_2} = 1 / ((1,56 * \ln(Re_2)) - 3)^2$$

$$f_{0_1} = 1 / ((1,56 * \ln(Re_1)) - 3)^2$$

"Fator f_1 "

$$f_{1_2} = 9,75 / (Re_2^{0,289})$$

$$f_{1_1} = 9,75 / (Re_1^{0,289})$$

"Se escoamento Laminar $Re < 2000$ "

"Fator f_0 "

$$f_{0_2} = 16 / Re_2$$

$$f_{0_1} = 16 / Re_1$$

"Fator f_1 "

$$f_{1_2} = (149,25 / Re_2) + 0,9625$$

$$f_{1_1} = (149,25 / Re_1) + 0,9625$$

"Fator de Atrito de Fanning"

$$f_2 = 1 / ((\cos(\beta) / \sqrt{(0,045 \cdot \tan(\beta) + (0,09 \cdot \sin(\beta) + (f_{0_2} / \cos(\beta)))) + ((1 - \cos(\beta)) / \sqrt{3,8 \cdot f_{1_2}})})^2$$

$$f_1 = 1 / ((\cos(\beta) / \sqrt{(0,045 \cdot \tan(\beta) + (0,09 \cdot \sin(\beta) + (f_{0_1} / \cos(\beta)))) + ((1 - \cos(\beta)) / \sqrt{3,8 \cdot f_{1_1}})})^2$$

"Numero de Nusselt"

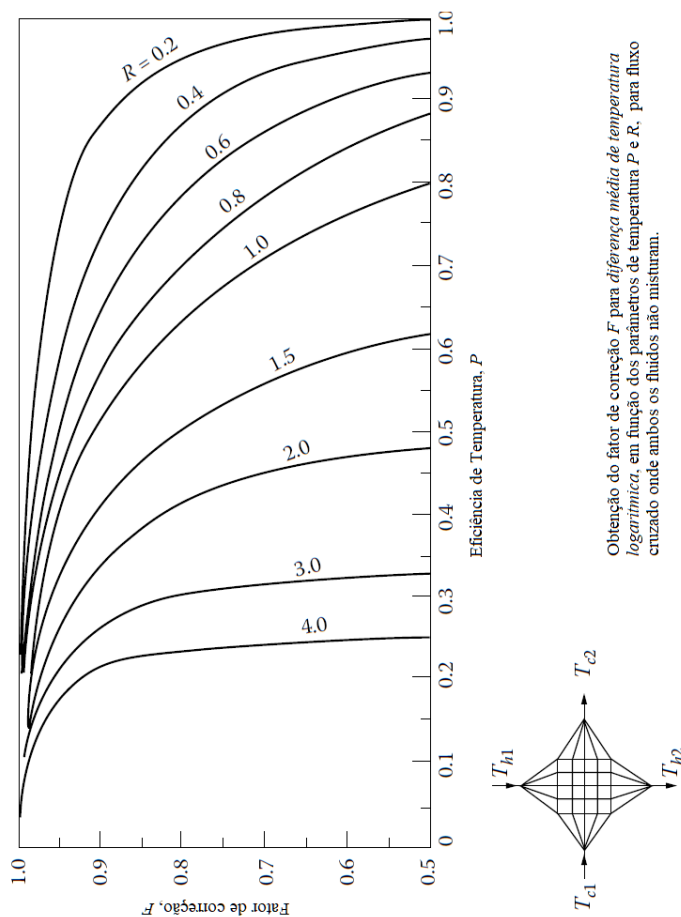
$$N_{u_2} = 0,205 \cdot (Pr_2^{1/3}) \cdot ((\mu_2 / \mu_w)^{1/6}) \cdot (f_2 \cdot Re_2^2 \cdot \sin(2 \cdot \beta))^{0,374}$$

$$N_{u_1} = 0,205 \cdot (Pr_1^{1/3}) \cdot ((\mu_1 / \mu_w)^{1/6}) \cdot (f_1 \cdot Re_1^2 \cdot \sin(2 \cdot \beta))^{0,374}$$

ANEXO A– Curvas do fator de correção F

Aqui são mostradas as correlações desenvolvidas por Bowman, Mueller e Nagle (1940) que mostram os valores do fator de correção F , inseridos na equação do calor sob a forma da equação 2.26, para corrigir os efeitos num arranjo de escoamento cruzado.

Figura 73– Fator de correção F para trocadores de calor operando com arranjo de escoamento cruzado, no qual os fluidos não misturam nos canais.

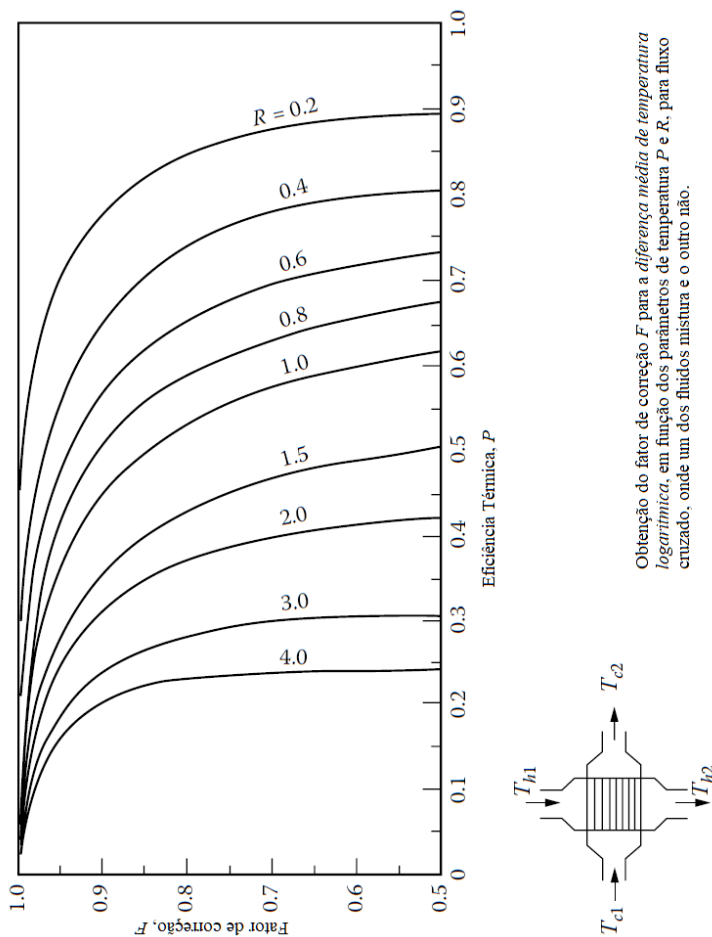


Adaptado de Bowman, Mueller e Nagle (1940).

Os termos P e R mostrados nos gráficos, são calculados por meio das equações 2.28 e 2.29, respectivamente.

As correlações aqui apresentadas, correspondem aos dois principais casos de arranjo de escoamento cruzado. No primeiro deles não há mistura de fluido nas passagens e no segundo há mistura em pelo menos um dos fluidos.



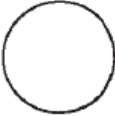
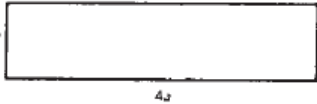




Figura 74— Fator de correção F para trocadores de calor operando com arranjo de escoamento cruzado, no qual um dos fluidos mistura nos canais e outro não.



Adaptado de Bowman, Mueller e Nagle (1940).

ANEXO B– Fator de atrito de Moody

Figura 75– Relação entre fator de atrito e número de Reynolds para dutos com diferentes seções transversais.

<i>Seção transversal</i>	ξ Re
	13.3
	14.2
	16
	18.3
	24
	
	
 <i>isobárico</i>	24

Adaptado de Bejan (2013)

ANEXO C– Tabela do medidor de pressão diferencial

Figura 76– Curvas de pressão do micro manômetro utilizado neste trabalho.

