

Marcus Vinícius Volponi Morteau

**TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS POR
DIFUSÃO: FABRICAÇÃO E MODELAGEM**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.^a Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.

Coorientador: Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.

Florianópolis
2017

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

Mortean, Marcus Vinícius Volponi

Trocadores de calor compactos soldados por difusão:
fabricação e modelagem / Marcus Vinicius Volponi Mortean ;
orientadora, Márcia Barbosa Henriques Mantelli ; coorientador,
Kleber Vieira de Paiva. - Florianópolis, SC, 2017.

230 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Núcleo de trocadores de
calor. 3. Trocadores de calor compactos. 4. Soldagem por
difusão. I. Mantelli, Márcia Barbosa Henriques . II.
Paiva, Kleber Vieira de. III. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. IV. Título.

Marcus Vinícius Volponi Morteau

**TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS POR
DIFUSÃO: FABRICAÇÃO E MODELAGEM**

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de “Doutor em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 03 de Fevereiro de 2017.

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

Banca Examinadora:

Prof.^a Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD
Orientadora
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.
Coorientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Augusto José de Almeida Buschinelli, Dr.
Universidade Federal do Rio Grande do Norte

Gherhardt Ribatski, Dr.
Universidade de São Paulo

Aloísio Nelmo Klein, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Jorge Luiz Goes Oliveira, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Júlio César Passos, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Celso Peres Fernandes, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Aos meus pais, Benedito e Gleisi,
por todo apoio e dedicação.
À minha noiva Héliida,
por sempre acreditar em mim.
E aos meus amigos e familiares.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer principalmente aos meus pais Benedito Morteau e Gleisi Volponi Morteau, por todo esforço e dedicação que tiveram para me proporcionar a educação que tenho hoje. Eles, juntamente com a minha irmã, Débora Letícia Volponi Morteau, deram-me todo o apoio e incentivo necessários para sempre seguir ir em frente.

À minha noiva Héliida Leseux, por ter acreditado em mim durante todo este trabalho, sempre com paciência e companheirismo nos momentos mais difíceis.

Aos meus familiares, que sempre me incentivaram.

À Prof. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, por sua orientação e dedicação, e principalmente por acreditar em minha capacidade para desenvolver este trabalho de tamanha responsabilidade.

Ao Prof. Kleber Vieira de Paiva pelo indispensável apoio no desenvolvimento desta pesquisa, ajudando em todos os momentos.

Aos meus colegas Luís, Andres, Gustavo, Luiz e Juan, por suas recomendações e valiosos aportes. Às alunas, Joana e Maria, por ajudarem no desenvolvimento desta pesquisa. E aos demais membros do Labtucal, pela colaboração e amizade.

Aos colegas do Günter-Köhler-Institutes für Fügetechnik und Werkstoffprüfung GmbH- IFW, por toda a ajuda fornecida, e principalmente ao Dr. Simon Jahn, por me orientar durante o período de doutorado sanduíche.

À CAPES e ao CNPq pelo apoio financeiro.

Ao André, Maurício, Letícia e Petrobrás pelo apoio e confiança no desenvolvimento deste projeto.

À UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, que através do POSMEC – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, me proporcionou a oportunidade de cursar esta pós-graduação.

Ao LABTUCAL e LEPTEN pelo espaço físico oferecido.

Enfim, a todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

RESUMO

Trocadores de calor compactos são equipamentos caracterizados pela alta área de transferência de calor em um volume reduzido. Esses dispositivos foram desenvolvidos para aplicações em que requisitos como massa e espaço são restritivos, como nos segmentos aeroespacial, naval e automobilístico. Mortean (2014) estudou e desenvolveu novas tecnologias de fabricação de núcleos de trocadores de calor compactos em cobre, empregando o processo de soldagem por difusão para a união do conjunto. Tendo em vista a viabilidade técnica da tecnologia, o presente trabalho focou em desenvolver ferramentas para o projeto térmico, hidráulico e de fabricação de trocadores de calor compactos produzidos em aço inoxidável AISI 316L, a partir da técnica de soldagem por difusão. Este estudo foi dividido em duas grandes áreas: a primeira focada na soldagem por difusão, diretamente relacionada com o processo de fabricação, e a segunda nos modelos teóricos para prever o comportamento do trocador de calor compacto. Numa primeira etapa, foi aprimorada a técnica de soldagem por difusão, estudando a união de diferentes aços inoxidáveis, para em seguida determinar os melhores parâmetros (temperatura, pressão e tempo) na soldagem do aço inoxidável AISI 316L, material selecionado para a fabricação dos protótipos. Visando aplicações em trocadores de calor compactos, foi realizado um estudo da influência de diferentes geometrias na união do núcleo, além de uma análise do efeito da técnica de soldagem por difusão com pressão oscilante na interface de ligação. As amostras produzidas no estudo experimental foram comparadas por meio de ensaios mecânicos de tração, análises metalográficas e testes de vazamento. Em paralelo, foi realizada uma análise teórica e experimental do comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor. Modelos analíticos e numéricos foram desenvolvidos para escoamentos em regime laminar e em transição. Correlações para o número de Nusselt para canais de seção transversal quadrada, para escoamento laminar termicamente em desenvolvimento e escoamento em transição, foram propostas. Dados experimentais, envolvendo a transferência de calor e a perda de carga, forneceram informações para a comparação com os modelos propostos, em que foi constatada uma boa convergência. Ao final do trabalho, obteve-se uma metodologia de cálculo para o projeto de trocadores de calor com placa usinada e um procedimento adequado de fabricação. De modo que, futuramente, o país possa produzir estes equipamentos, baseado em sua própria

tecnologia, desenvolvendo a indústria nacional e diminuindo a dependência de equipamentos importados.

Palavras-chave: Núcleo de trocadores de calor. Soldagem por difusão. Trocadores de calor compactos.

ABSTRACT

Compact heat exchangers are heat transfer devices characterized by high heat transfer area in small volume. They were developed for applications where weight and volume are significantly relevant constraints, such as aerospace, marine and automotive segments. Mortean (2014) studied new manufacturing technologies of compact heat exchanger cores in copper, using the diffusion bonding process as a join technique. Based on the previous study, the current work focused on the thermal, hydraulic and manufacturing designs of compact heat exchangers, produced in stainless steel AISI 316L, joined by diffusion bonding technique. The study was divided into two main areas: the first, focused on diffusion bonding, directly related to the manufacturing process, and the second one, focused on the theoretical models to predict the thermal and hydrodynamic behavior of the heat exchanger. First, the diffusion bonding technique to join different stainless steels alloys was studied, and then, the best welding parameters (temperature, pressure and time) were determined to join stainless steel AISI 316L plates, selected material to produce the prototypes. Aiming to study compact heat exchangers applications, the influence of different core geometries and impulse cyclic pressuring diffusion bonding technique were studied. The samples were evaluated by mechanical tensile tests, metallographic analyzes and leak tests. In parallel, a theoretical and experimental analysis of the heat exchanger thermal and hydrodynamic behavior were carried out. Analytical and numerical models for laminar and transition flows were developed. Nusselt number correlations, for rectangular channels, in laminar thermally developing flow and transitional flow were proposed. Experimental tests, for heat transfer and pressure drop, were performed and their results were compared with the theoretical model, showing a good comparison. Thus, a mathematical methodology and an adequate manufacturing procedure to design and produce cut plate heat exchanger were obtained. As a result, in the future, the country can produce these type of equipment, based on its own technology, developing the national industry and reducing its dependence on abroad.

Keywords: Heat exchanger cores. Compact heat exchangers. Diffusion bonding.

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1: Ilustração de uma camada (esquerda) e do núcleo completo (direita) [11].	40
Fig. 2: Ilustração de um trocador de calor de circuito impresso [4].	41
Fig. 3: Ilustração de um trocador de calor placa aletada soldada por difusão [4].	41
Fig. 4: Processo de empilhamento dos tubos quadrados [6].	42
Fig. 5: Núcleo produzido com os tubos quadrados [6].	43
Fig. 6: Processo de empilhamento usando fios de seção transversal circular [6].	44
Fig. 7: Núcleo produzido usando fios de seção transversal circular [6].	44
Fig. 8: Placa plana e fios quadrados [6].	45
Fig. 9: Núcleo produzido usando fios de seção transversal quadrada [6].	45
Fig. 10: Placa plana e cortada [6].	46
Fig. 11: Núcleo produzido com a tecnologia de placa usinada antes e após o corte das laterais [6].	46
Fig. 12: Protótipo completo.	48
Fig. 13: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds.	50
Fig. 14: Efetividade em função do número de Reynolds.	50
Fig. 15: Esquema ilustrativo do núcleo do trocador.	59
Fig. 16: Parâmetros geométricos do núcleo.	60
Fig. 17: Circuito térmico [5].	64
Fig. 18: Fluxograma do modelo matemático para a previsão do comportamento término do trocador de calor	72
Fig. 19: Dimensões gerais da placa usinada [11].	74
Fig. 20: Dimensões gerais do núcleo.	75
Fig. 21: Núcleo após a soldagem por difusão.	75
Fig. 22: Trocador de calor com os bocais.	76
Fig. 23: Layout do aparato experimental.	77
Fig. 24: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes c1_h1 a c1_h5 ($Re_c = 436$).	80
Fig. 25: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes c5_h1 a c5_h5 ($Re_c = 894$).	81
Fig. 26: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h1_c1 a h1_c5 ($Re_h = 696$).	81

Fig. 27: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h5_c1 a h5_c5 ($Re_h = 1227$).....	82
Fig. 28: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes c1_h1 a c1_h5 ($Re_c = 436$).....	83
Fig. 29: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes c5_h1 a c5_h5 ($Re_c = 894$).....	83
Fig. 30: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes h1_c1 a h1_c5 ($Re_h = 696$).....	84
Fig. 31: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes h5_c a h5_c5 ($Re_h = 1227$).....	84
Fig. 32: Comparação entre os dados analíticos e experimentais.....	86
Fig. 33: Resultados numérico e analítico para a perda de carga no interior do canal para o conjunto de teste c1_h12345.....	89
Fig. 34: Distribuição da pressão absoluta do fluido quente no trocador de calor.....	90
Fig. 35: Linhas de corrente do fluido quente no trocador de calor.	90
Fig. 36: Distribuição da temperatura do fluido frio e quente, respectivamente, no interior do canal.....	91
Fig. 37: Resultados numéricos, analíticos e experimentais para a taxa de transferência de calor.	92
Fig. 38: Mecanismos de formação da interface na soldagem por difusão [8].....	99
Fig. 39: a) Parâmetros de soldagem por difusão e pressão, indicando zonas de superposição e b) parâmetros de soldagem por difusão para o aço [14].	100
Fig. 40: Dimensões, em milímetros, das amostras soldadas.	103
Fig. 41: Forno de soldagem por difusão do Centro de Pesquisas de Jülich.....	104
Fig. 42: Conjunto composto por prensa, placas de TZM e amostra a ser soldada.	104
Fig. 43: Resultado das amostras soldadas e esquema do plano de corte: a) aço inoxidável 316L soldado com 18 MPa, b) aço inoxidável super duplex UNS 32750 soldado com 30 MPa e c) aço inoxidável duplex UNS 31803 soldado com 30 MPa.....	105
Fig. 44: Vista lateral dos corpos de prova: a) AISI 316L soldado com 18 MPa, b) AISI 316L soldado com 35 MPa, c) super duplex UNS 32750 soldado com 30 MPa e d) duplex UNS 31803 soldado com 30 MPa.	106
Fig. 45: Microscopia ótica da união do aço inoxidável AISI 316L soldado sob 18MPa.....	107

Fig. 46: Microscopia ótica da união do aço inoxidável AISI 316L soldado sob 35MPa.	107
Fig. 47: Microscopia ótica da zona de união do aço inoxidável super duplex UNS 32750.	108
Fig. 48: Microscopia ótica da zona de união do aço inoxidável duplex UNS 31803.	108
Fig. 49: Ensaio mecânico: a) AISI 316L soldada com 35MPa, b) AISI 316L soldada com 18MPa, c) UNS 32750 e d) UNS 31803.	109
Fig. 50: Dimensões das placas usinadas e placas intermediárias.	110
Fig. 51: Processo de empilhamento.	111
Fig. 52: Dimensões gerais do núcleo.	111
Fig. 53: Núcleo de aço inoxidável AISI 316L após o processo de soldagem por difusão.	112
Fig. 54: Resultado final.	112
Fig. 55: Trocador de calor completo.	113
Fig. 56: Região do núcleo analisada na metalografia.	113
Fig. 57: Metalografia da primeira camada.	114
Fig. 58: Metalografia da segunda camada.	114
Fig. 59: Forno de soldagem por difusão instalado no LABTUCAL. ..	116
Fig. 60: Câmara e procedimento de soldagem.	117
Fig. 61: Protótipo após a soldagem.	117
Fig. 62: Protótipo e forno de soldagem por difusão.	118
Fig. 63: Blocos preparados para soldagem.	125
Fig. 64: Corte das amostras na placa soldada.	125
Fig. 65: a) Dimensões da amostra do ensaio de tração (comp. total 95 mm) e b) Amostra S1 após o ensaio.	126
Fig. 66: Resultado dos ensaios de tração.	128
Fig. 67: Geometria das placas cortadas (placas tipo “pente”) 1, 2 e 3, respectivamente.	140
Fig. 68: Geometria da configuração CHX-1 (sem a placa do topo). ...	141
Fig. 69: Regiões avaliadas na análise metalográfica.	142
Fig. 70: Módulo no interior do forno.	143
Fig. 71: Módulo após o processo de soldagem por difusão.	143
Fig. 72: Amostra para a metalografia.	144
Fig. 73: Análise metalográfica das amostras CHX-1 para as cinco posições.	146
Fig. 74: Posição 1.	148
Fig. 75: Posição 2.	148
Fig. 76: Posição 3.	149
Fig. 77: Posição 4.	150
Fig. 78: Posição 5.	151

Fig. 79: Metalografia da amostra CHX-5.	152
Fig. 80: Metalografia da amostra CHX-8.	153
Fig. 81: Núcleo do trocador de calor após a soldagem.	166
Fig. 82: Ilustração da bancada experimental.	167
Fig. 83: Trocador de calor instalado para teste.	168
Fig. 84: Temperaturas de saída da água nos testes experimentais.	170
Fig. 85: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds nos testes experimentais.	170
Fig. 86: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds do lado quente para o conjunto de testes c1_h123456789. .	173
Fig. 87: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds do lado quente para o conjunto de testes c8_h123456789. .	173
Fig. 88: Perda de carga teórica e experimental no trocador de calor. .	176
Fig. 89: Contribuição de cada componente na perda de carga.	177
Fig. 90: Temperatura do fluido na saída do trocador para o conjunto de testes c5_h123456789.	178
Fig. 91: Distribuição da temperatura do lado quente e frio ao longo dos canais para o teste c5_h9.	179
Fig. 92: Distribuição da temperatura de saída no interior do canal do quente e frio, respectivamente, para o teste c5_h9.	179
Fig. 93: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds para o conjunto de teste c5_h123456789.	180
Fig. 94: Perda de carga no interior do canal para o conjunto de teste c5_h123456789.	181
Fig. 95: Perda de carga total em função do número de Reynolds do lado quente para o conjunto de testes c5_h123456789.	183
Fig. 96: (a) Distribuição do fluido no bocal de entrada, (b) no bocal de saída e (c) ao longo dos canais na entrada do núcleo.	183
Fig. 97: Trocador instalado para os testes experimentais.	195
Fig. 98: Bancada experimental.	197
Fig. 99: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h1_c1 a h1_c6 ($Re_h = 640$).	200
Fig. 100: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h2_c1 a h2_c6 ($Re_h = 1115$).	201
Fig. 101: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h3_c1 a h3_c6 ($Re_h = 1560$).	201

Fig. 102: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h4_c1 a h4_c6 ($Re_h = 2057$).	202
Fig. 103: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h5_c1 a h5_c6 ($Re_h = 2472$).	202
Fig. 104: Comparação entre as correlações.	205
Fig. 105: Comparação entre os resultados experimentais e dos modelos analíticos para a segunda parte dos testes.	206
Fig. 106: Ilustração do aparato experimental para calibração [2].	220
Fig. 107: Tendência da medição da temperatura.	220
Fig. 108: Repetibilidade da medição da temperatura.	221
Fig. 109: Erro máximo – TD – RE.	222
Fig. 110: Erro máximo – TD + RE.	222

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Conteúdo da tese publicado.....	34
Tabela 2: Características geométricas do trocador de calor.	48
Tabela 3: Comparação entre os trocadores de calor.....	52
Tabela 4: Análise comparativa do coeficiente global de transferência de calor para diferentes trocadores de calor [1].	53
Tabela 5: Características geométricas do trocador [11].	76
Tabela 6: vazão mássica do lado quente e frio.	77
Tabela 7: Incerteza dos parâmetros.	78
Tabela 8: Dados experimentais coletados nos testes.	79
Tabela 9: Análise comparativa entre os resultados numéricos, analíticos e experimentais.....	92
Tabela 10: Parâmetros de soldagem.....	101
Tabela 11: Composição nominal dos aços inoxidáveis (%).	102
Tabela 12: Resultado dos ensaios mecânicos.....	109
Tabela 13: Principais dados técnicos do forno de soldagem por difusão adquirido.	116
Tabela 14: Parâmetros de soldagem por difusão utilizados.	126
Tabela 15: Comparação entre as amostras.	129
Tabela 16: Geometria dos canais, aletas e placas intermediárias (em mm).	138
Tabela 17: Configuração das amostras.....	139
Tabela 18: Taxa de vazamento.....	145
Tabela 19: Parâmetro geométrico avaliado na comparação das amostras.	147
Tabela 20: Parâmetro geométrico do núcleo.....	166
Tabela 21: Vazão mássica.	169
Tabela 22: Incerteza dos parâmetros.	169
Tabela 23: Perda de carga no interior do núcleo para o lado quente no conjunto de testes c5_h123456789.....	174
Tabela 24: Perda de carga no interior do núcleo para o lado frio no conjunto de testes h5_c123456789.....	175
Tabela 25: Análise comparativa da transferência de calor, entre os resultados numéricos, analíticos e experimentais, para o conjunto de teste c5_h123456789.....	180
Tabela 26: Resultado numérico da perda de carga do lado quente para o conjunto de testes c5_h123456789.....	182
Tabela 27: Vazão mássica e incerteza da vazão no lado frio e quente.....	198
Tabela 28: Incerteza média dos parâmetros.	198
Tabela 29: Resultado dos testes.....	199

Tabela 30: Dados da vazão.	217
Tabela 31: Incerteza da vazão para o lado quente e frio.	219
Tabela 32: Dados de vazão.	223
Tabela 33: Incerteza da vazão do lado frio.	225
Tabela 34: Incerteza padrão da temperatura.	225
Tabela 35: Incerteza expandida da temperatura.	226

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
PCHE	Trocadores de calor de circuito impresso
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino

a	Espessura placa intermediária	[m]
$A_{channel}$	Área da seção transversal do canal	[m ²]
A_{circ}	Área da seção transversal de um círculo	[m ²]
A_{D_h}	Área do canal baseado no diâmetro hidráulico	[m ²]
A_{free}	Área livre de escoamento	[m ²]
A_f	Área total de aleta	[m ²]
A_{rect}	Área da seção transversal de um retângulo	[m ²]
A_{tot}	Área total de transferência de calor	[m ²]
A_w	Área média da parede	[m ²]
b	Espaço entre as placas paralelas ou altura do canal	[m]
C	Taxa de capacidade do fluido	[W/K]
C_{cont}	Coefficiente de contração	
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg K]
C_r	Razão entre a maior e a menor taxa de capacidade	
d_h	Diâmetro hidráulico	[m]
D_{max}	Maior diâmetro de um círculo dentro de um canal	[m]
e	Largura da aleta	[m]
f	Fator de atrito de Fanning	
G	Velocidade mássica	[m/s]
G_{D_h}	Tensão de cisalhamento média adimensional na parede do tubo	

h	Coefficiente de transferência de calor	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$
H	Altura do núcleo	$[\text{m}]$
k	Condutividade térmica	$[\text{W}/\text{m K}]$
K_c	Coefficiente de contração	
K_e	Coefficiente de expansão	
K_∞	Parâmetro empírico	
L	Comprimento do núcleo	$[\text{m}]$
l	Comprimento do canal	$[\text{m}]$
L_{hy}^+	Comprimento hidrodinâmico adimensional	
L_{th}^*	Comprimento térmico adimensional	
m	Parâmetro de eficiência da aleta	
\dot{m}	Vazão mássica	$[\text{kg}/\text{s}]$
n	Número de canais por camada	
N	Número de camadas	
NTU	Número de unidades de transferência de calor	
Nu	Número de Nusselt	
P	Perímetro do canal	$[\text{m}]$
P	Pressão	$[\text{kPa}]$
p^c	Passo do canal	$[\text{m}]$
Pr	Número de Prandtl	
\dot{q}	Taxa de transferência de calor	$[\text{kW}]$
Q	Energia de ativação	$[\text{J}/\text{s}]$
R	Constante dos gases	
R_c	Resistência por convecção	$[\text{K}/\text{W}]$
R_d	Resistência por incrustação	$[\text{K}/\text{W}]$
R_d''	Fator de incrustação	$[\text{m}^2 \text{ K}/\text{W}]$
Re	Número de Reynolds	
R_{wall}	Resistência por condução	$[\text{K}/\text{W}]$
T	Temperatura	$[\text{°C ou K}]$
t	Tempo	$[\text{s}]$
u	Velocidade	$[\text{m}/\text{s}]$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$
U_v	Coefficiente volumétrico de transferência de calor	$[\text{W}/\text{m}^3 \text{ K}]$

V	Volume trocador	$[m^3]$
w	Largura do canal	$[m]$
W	Largura do núcleo	$[m]$
z_{hy}^+	Comprimento hidrodinâmico adimensional de entrada	
z_{th}^*	Comprimento térmico adimensional de entrada	

Alfabeto grego

α	Compactação (razão entre a área taxa de transferência de calor de um lado pelo volume do trocador)	$[m^2/m^3]$
β	Densidade superficial de transferência de calor do núcleo	$[m^2/m^3]$
Δ	Diferença entre o final e o inicial de uma variável	
ε	Efetividade	
η_o	Eficiência global de superfície	
ϕ	Razão de aspecto do canal	
η_f	Eficiência da aleta	
λ	Densidade superficial total de transferência de calor	$[m^2/m^3]$
ρ	Densidade	$[kg/m^3]$
σ	Porosidade	
μ	Viscosidade do fluido	$[Pa\ s]$
ζ	Coefficiente total de resistência	

Subscritos e abreviações

c	Lado frio
$core$	Núcleo
con	Convergente
div	Divergente
ent	Entrada
exp	Experimental
$exit$	Saída
f	Fluido
$friction$	Atrito
h	Lado quente
$header$	Bocal

<i>in</i>	Entrada
<i>m</i>	Material ou média
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>lm</i>	Média logarítmica
<i>mome</i>	Momento
<i>out</i>	Saída
<i>total</i>	Total
<i>w</i>	Parede
<i>1</i>	Nível 1
<i>2</i>	Nível 2
<i>3</i>	Nível 3
<i>4</i>	Nível 4
<i>5</i>	Nível 5
<i>6</i>	Nível 6
<i>7</i>	Nível 7
<i>8</i>	Nível 8
<i>9</i>	Nível 9

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	29
1.1 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES	31
1.2 ESTRUTURA DA TESE	32
1.3 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 1	35
2 DESENVOLVIMENTO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS POR DIFUSÃO.....	37
2.1 INTRODUÇÃO.....	37
2.2 REVISÃO DA LITERATURA	38
2.3 DESENVOLVIMENTO DE NOVAS TECNOLOGIAS DE FABRICAÇÃO	42
2.3.1 Tubos de seção transversal quadrada.....	42
2.3.2 Fio de seção transversal circular.....	43
2.3.3 Fio de seção transversal quadrada	44
2.3.4 Tecnologia de placa formato “pente”	45
2.4 DESEMPENHO TÉRMICO	47
2.4.1 Comparação com outras tecnologias	51
2.5 CONCLUSÃO.....	54
2.6 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 2.....	54
3 TROCADOR DE CALOR COMPACTO DE ESCOAMENTO CRUZADO SOLDADO POR DIFUSÃO: MODELO TEÓRICO E EXPERIMENTOS	57
3.1 INTRODUÇÃO.....	57
3.2 MODELO TEÓRICO.....	59
3.2.1 Modelos de transferência de calor	60
3.2.2 Modelo de perda de carga.....	73
3.3 FABRICAÇÃO DO NÚCLEO E BANCADA EXPERIMENTAL	74
3.3.1 Projeto e fabricação do núcleo.....	74
3.3.2 Aparato experimental	76

3.4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	79
3.4.1	Simulação Numérica	87
3.5	CONCLUSÃO	92
3.6	REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 3.....	94
4	SOLDAGEM POR DIFUSÃO DO AÇO INOXIDÁVEL PARA FABRICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS	97
4.1	INTRODUÇÃO	97
4.2	MÉTODOS DE AVALIAÇÃO E PROCEDIMENTOS DE SOLDAGEM.....	102
4.2.1	Metais de Base, Metalografia e Ensaio de Cisalhamento.....	102
4.2.2	Procedimentos de Soldagem	103
4.2.3	Parâmetros de Soldagem	104
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	105
4.3.1	Análise Metalográfica	105
4.3.2	Ensaio de Cisalhamento.....	108
4.4	TROCADOR DE CALOR COMPACTO EM AÇO INOXIDÁVEL 316L.....	109
4.4.1	Análise Metalográfica	113
4.5	FORNO PRENSA DE ALTO VÁCUO.....	114
4.6	CONCLUSÃO	118
4.7	REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 4.....	119
5	PARÂMETROS DE SOLDAGEM POR DIFUSÃO DO AÇO INOXIDÁVEL AISI 316L.....	121
5.1	INTRODUÇÃO	121
5.2	PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....	124
5.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	127
5.3.1	Influência dos parâmetros de soldagem	128
5.3.2	Melhores parâmetros de soldagem	130
5.4	CONCLUSÃO	131
5.5	REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 5.....	131

6 EFEITO DA DISTRIBUIÇÃO DA CARGA NA SOLDAGEM POR DIFUSÃO DE DIFERENTES GEOMETRIAS DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	135
6.1 INTRODUÇÃO.....	135
6.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....	138
6.2.1 Projeto das amostras.....	140
6.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	142
6.3.1 Teste de vazamento.....	144
6.3.2 Análise microestrutural.....	145
6.3.3 Pressão oscilante.....	151
6.4 CONCLUSÃO.....	154
6.5 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 6.....	155
7 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DO TROCADOR DE CALOR PLACA USINADA OPERANDO EM REGIME LAMINAR	157
7.1 INTRODUÇÃO.....	157
7.2 MODELO DE PERDA DE CARGA.....	161
7.3 TROCADOR DE CALOR DO TIPO PLACA USINADA.....	165
7.3.1 Testes experimentais.....	166
7.4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	171
7.4.1 Transferência de calor.....	171
7.4.2 Perda de carga.....	174
7.4.3 Estudo numérico.....	177
7.5 CONCLUSÃO.....	184
7.6 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 7.....	186
8 ANÁLISE TÉRMICA DO TROCADOR DE CALOR COMPACTO OPERANDO EM REGIME DE TRANSIÇÃO.....	189
8.1 INTRODUÇÃO.....	189
8.2 REVISÃO DA LITERATURA.....	190
8.3 TESTES EXPERIMENTAIS EM UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO PLACA USINADA.....	195

8.3.1	Testes experimentais	195
8.4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	199
8.4.1	Estudo sobre a região de transição	203
8.5	CONCLUSÃO	207
8.6	REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 8.....	207
9	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	211
9.1	REFERÊNCIAS CAPÍTULO 9	214
	APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZA	217
A1	– INCERTEZAS DO CAPÍTULO 7.....	217
A2	– INCERTEZAS DO CAPÍTULO 8.....	223
A3	– INCERTEZA DA EFETIVIDADE.....	226
A4	– INCERTEZA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	228
	REFERÊNCIAS DO APÊNDICE A	229

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos responsáveis pela transferência de energia térmica entre dois escoamentos de fluidos a diferentes temperaturas. Apesar de amplamente empregados na indústria, grupos de pesquisa espalhados pelo mundo buscam novas tecnologias ou tentam aprimorar tecnologias já conhecidas.

Dentre as diversas tecnologias existentes, as relacionadas a trocadores de calor do tipo casco-tubo são as mais empregadas no setor industrial. Estes equipamentos apresentam inúmeras configurações, tendo como principais características a alta confiabilidade e a grande robustez. Contudo, apresentam volumes elevados quando comparados com outras tecnologias, inviabilizando sua aplicação em espaços reduzidos, por exemplo.

Ao longo das últimas décadas, trocadores de calor compactos têm sido desenvolvidos para atender às demandas da indústria por equipamentos de elevada área de transferência de calor em um pequeno volume. São, portanto, adequados quando os requisitos peso e espaço são importantes, como é o caso dos segmentos aeroespacial, marinho e automotivo. São empregados também nas indústrias alimentícia e química, e têm sido, ao longo dos anos, cada vez mais considerados como uma alternativa às tecnologias convencionais em plataformas de exploração de petróleo. Estas plataformas abrigam, em uma área relativamente pequena, uma grande e complexa planta industrial, necessária para o processo de extração “*offshore*” de petróleo. Desta forma, é conveniente que os trocadores de calor ocupem pequenas áreas, ou seja, apresentem reduzido “*foot print*” e uma alta densidade superficial de transferência de calor.

Como a aplicação de trocadores de calor compactos em plantas industriais, tais como na indústria petroquímica, é ainda recente, poucos são, no mundo, os fabricantes desses equipamentos. Nota-se assim, um elevado potencial de crescimento desse mercado, tendo em vista o crescente interesse da indústria nessa tecnologia.

Um novo tipo de trocador de calor, cujos núcleos são fabricados a partir da tecnologia de soldagem por difusão, passou a ser empregado em processos de exploração de óleo e gás. Em razão da excelente resistência mecânica obtida na interface de união, esses trocadores são capazes de suportar elevadas pressões de trabalho, que em algumas situações ultrapassam 500 bar.

O desenvolvimento de trocadores de calor compactos envolve o estudo dos processos de fabricação e o desenvolvimento de modelos

teóricos (analíticos ou numéricos) capazes de prever o comportamento térmico e hidráulico desses equipamentos. Como será mostrado adiante, são poucos os estudos teóricos disponíveis na literatura, principalmente considerando que, muitas vezes, tais estudos são mantidos como segredo industrial.

Diante desse cenário, Mortean [1] estudou e desenvolveu novos tipos de tecnologias para a fabricação de núcleos de trocadores de calor compactos soldados por difusão. Pequenos protótipos foram construídos utilizando a técnica de empilhamento de diversas chapas metálicas planas, as quais foram unidas por soldagem por difusão em fornos apropriados, formando um núcleo. Dentre os tipos de tecnologias testadas, a que apresentou o resultado mais promissor em termos de facilidade de fabricação, controle e qualidade dos parâmetros geométricos, foi a tecnologia de placas planas usinadas, intercaladas por placas não usinadas. Essa técnica permite total controle da geometria dos canais, possibilitando o aumento do diâmetro hidráulico. Esse é um aspecto relevante da tecnologia desenvolvida e patenteada, que evita, por exemplo, problemas como entupimento dos canais por depósito de impurezas (“*fouling*”), comuns em trocadores compactos disponíveis no mercado, fabricados a partir de técnicas de circuito impresso.

Deste modo, o presente estudo se dividiu em duas linhas de atuação: a primeira, abordando o processo metalúrgico da soldagem por difusão, diretamente relacionada com o processo de fabricação, e a segunda, relacionada aos modelos teóricos para prever o comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor compacto.

No processo de fabricação, foi aprimorada a técnica de soldagem por difusão, em que os parâmetros de união (temperatura, pressão e tempo) aplicados a diferentes tipos de aços inoxidáveis foram estudados, entre eles, o aço inoxidável AISI 316L, material selecionado para a fabricação dos protótipos. Um forno prensa de grande porte, com um volume útil de 80 x 60 x 60 cm³, capaz de trabalhar com temperaturas de até 1700°C e equipados com um sistema de pressão (capaz de aplicar cargas de até 250 ton), foi utilizado nas soldagens.

Um estudo sobre a influência de diferentes geometrias de núcleos de trocadores compactos na integridade da soldagem por difusão foi realizado. Através do Programa de Doutorado Sanduíche no Exterior do Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico (CNPq), esta parte da pesquisa foi desenvolvido em conjunto com o *Günter-Köhler-Institutes für Fügetechnik und Werkstoffprüfung GmbH-IFW*, localizado em Jena – Alemanha, sob a orientação do Dr. Simon Jahn, renomado pesquisador da área de soldagem por difusão.

Em paralelo, foi realizada uma análise teórica e experimental do comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor. Os modelos desenvolvidos contemplaram escoamentos em regime laminar e em transição para a configuração água/água e água/ar. As equações resultantes dos modelos físicos foram resolvidas empregando soluções analíticas e numéricas. O objetivo dessa modelagem foi desenvolver ferramentas capazes de prever o desempenho do trocador. Como resultado, correlações envolvendo o número de Nusselt para canais de seção transversal quadrada foram propostas para escoamento laminar termicamente em desenvolvimento e em transição. Através de testes experimentais em protótipos construídos em laboratório, a taxa de transferência de calor e a perda de carga foram obtidas para um trocador de calor compacto em escoamento cruzado. Os resultados experimentais e teóricos foram comparados, validando com sucesso os modelos apresentados.

Este trabalho faz parte de uma linha de pesquisa do Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/LEPTEN) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), que visa desenvolver e otimizar trocadores de calor compactos soldados por difusão, para o ramo da indústria do petróleo e gás, sendo inteiramente financiado pela Petrobrás por meio de projetos de pesquisa.

1.1 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES

O objetivo principal do presente trabalho é o desenvolvimento da tecnologia de fabricação de trocadores de calor compactos de aço inoxidável soldados por difusão, assim como a concepção de ferramentas matemáticas para determinação do comportamento termo-hidráulico desse tipo de trocador.

Para atingir o objetivo geral, são propostos os seguintes objetivos específicos:

- Avaliar a técnica de soldagem por difusão, estudando os parâmetros de união aplicados a diferentes tipos de aços inoxidáveis.
- Determinar os melhores parâmetros (temperatura, pressão e tempo) para soldagem por difusão do aço inoxidável AISI 316L.
- Investigar a influência de diferentes geometrias na soldagem por difusão de módulos de trocadores de calor compactos.
- Construir e testar um trocador de calor compacto em aço inoxidável AISI 316L.

- Modelar analiticamente o comportamento térmico e da perda de carga do trocador de calor operando no regime laminar termicamente em desenvolvimento.
- Modelar analiticamente o comportamento térmico do trocador de calor operando no regime em transição.
- Propor correlações para o número de Nusselt aplicado a trocadores de calor compactos de canais de seção transversal quadrada operando nos regimes laminar e em transição.

1.2 ESTRUTURA DA TESE

Esta tese está organizada da seguinte forma:

1. Capítulo 1 – Introdução: apresentação dos objetivos do presente trabalho, além das publicações realizadas.
2. Capítulo 2 – Desenvolvimento de trocadores de calor compactos de cobre soldados por difusão. É apresentada uma breve revisão dos tipos de trocadores de calor existentes, além das tecnologias desenvolvidas por Morteau [1]. Dentre os trocadores desenvolvidos, constata-se que o trocador de calor placa usinada foi o que apresentou melhores resultados, sendo comparado termicamente com outros tipos de equipamentos similares do mercado.
3. Capítulo 3 – Trocador de calor compacto de escoamento cruzado soldado por difusão: modelo teórico e experimentos. É apresentado o modelo matemático empregado para prever o comportamento térmico do trocador de calor compacto de canais retangulares, sendo realizada uma análise do comportamento térmico do equipamento.
4. Capítulo 4 – Soldagem de aço inoxidável para fabricação de trocadores de calor compactos. É descrito o estudo dos parâmetros de soldagem por difusão aplicados a diferentes aços inoxidáveis, visando a determinação da melhor tecnologia a ser aplicada em trocadores de calor compactos produzidos com este material. Além disso, são apresentados os princípios de funcionamento e as principais características do forno de soldagem por difusão utilizado no presente trabalho.
5. Capítulo 5 – Parâmetros de soldagem por difusão do aço inoxidável AISI 316L. É realizado um estudo dos parâmetros principais: temperatura, pressão e tempo, na soldagem por difusão do aço inoxidável AISI 316L, visando a obter o conjunto de parâmetros

- que resulta na maior resistência mecânica. As amostras produzidas neste estudo foram submetidas a ensaios mecânicos de tração.
6. Capítulo 6 – Efeito da distribuição da carga na soldagem por difusão para diferentes geometrias de trocadores de calor compactos. Neste capítulo é apresentada a influência da geometria do trocador de calor no processo de soldagem por difusão. Os módulos produzidos com diferentes geometrias foram analisados por meio de testes de vazamento e metalografia.
 7. Capítulo 7 – Análise do comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor placa usinada operando em regime laminar. É realizada uma análise, envolvendo resultados analíticos, numéricos e experimentais, da transferência de calor e perda de carga no trocador de calor placa usinada. O modelo analítico da transferência de calor foi baseado no Capítulo 3 e foi apresentado um modelo para prever a perda de carga no trocador de calor. Os resultados teóricos foram comparados com os resultados experimentais.
 8. Capítulo 8 – Análise térmica do trocador de calor compacto operando em regime de transição. São apresentados os procedimentos analíticos de cálculo para prever o comportamento do trocador placa usinada operando em regime de transição. De modo a validar o modelo, os resultados teóricos foram comparados com os experimentais, e uma correlação para o número de Nusselt no regime de transição foi proposta.
 9. Capítulo 9 – Conclusões e Recomendações: São apresentadas as conclusões relativas a este trabalho, bem como propostas para trabalhos futuros.

É importante notar que a organização da presente tese está estruturada na forma de artigos científicos, uma vez que diversos artigos, correspondentes às seções ou capítulos, foram publicados/submetidos em revistas internacionais e nacionais. Vale salientar que a revisão da literatura não está concentrada em um único capítulo, mas dividida de acordo com o assunto de cada capítulo. Na realidade, como poderá se notar ao longo do texto, a tese foi organizada na forma de capítulos e seções seguindo o padrão comum de um artigo científico, i.e, introdução, revisão bibliográfica, desenvolvimento (metodologia e resultados), conclusões e referências bibliográficas. Na Tabela 1 são listados os artigos baseados nos capítulos da presente tese que já foram publicados ou submetidos a revistas científicas.

Tabela 1: Conteúdo da tese publicado.

Conteúdo	Referência
Capítulo 2	Depósito de patente de invenção: "Processo para fabricação de um núcleo de um trocador de calor", Instituto Nacional de Propriedade Industrial – INPI, sob número PCT/BR2014/000408 -14/11/2014.
Capítulo 2	<i>Development of diffusion welded compact heat exchanger technology</i> " [2], <i>Applied Thermal Engineering</i> (Qualis A1), doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.09.02
Capítulo 3	<i>Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments</i> " [3], <i>International Journal of Thermal Sciences</i> (Qualis A1), doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.07.010
Capítulo 4	Soldagem por Difusão de aços inoxidáveis para fabricação de trocadores de calor compactos" [4], <i>Revista Soldagem e Inspeção</i> (Qualis B2), doi: 10.1590/0104-9224/SI2101.10.
Capítulo 5	Proposta de artigo: Melhores parâmetros de soldagem por difusão do aço inoxidável 316L
Capítulo 6	<i>Diffusion bonding load effect over different geometry plates of compact heat exchangers</i> ", foi submetido no dia 30/09/2016 para a revista <i>Journal of Materials Science</i> (Qualis A1) e está em fase de análise.
Capítulo 7	<i>Analysis of the thermal and hydrodynamic behavior of the cut plate heat exchanger</i> ", está em fase final de elaboração e será enviado para a revista <i>Applied Thermal Engineering</i> (Qualis A1).
Capítulo 8	Proposta de artigo: Análise térmica do trocador de calor compacto operando em regime de transição.

1.3 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 1

- [1] M. V. V. Morteau, **Desenvolvimento de tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- [2] M. V. V. Morteau, L. H. R. Cisterna, K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, Development of diffusion welded compact heat exchanger technology. **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 995-1005, 2016.
- [3] M. V. V. Morteau, K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 110, p. 285-298, 2016.
- [4] M. V. V. Morteau, A. J. A. Buschinelli, K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, Soldagem por Difusão de Aços Inoxidáveis para Fabricação de Trocadores de Calor Compactos. **Revista Soldagem e Inspeção**, v. 21, p. 103-114, 2016.

2 DESENVOLVIMENTO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS POR DIFUSÃO

O objetivo do presente capítulo é apresentar as tecnologias de fabricação de núcleos de trocadores de calor compactos soldados por difusão. Devido às pesquisas anteriores realizadas pelo Labtucal/UFSC (Laboratório de Tubos de Calor), envolvendo a soldagem por difusão do cobre para a fabricação de mini tubos de calor, e das limitações do laboratório, que não contava com um forno prensa para a fabricação dos núcleos, neste primeiro momento, a pesquisa foi realizada empregando o cobre como metal base. As soldagens foram realizadas em um forno convencional e utilizou-se um sistema matriz-parafuso para comprimir as amostras. Um trocador simples foi testado em bancada e sua efetividade e taxa de transferência de calor foram calculadas.

2.1 INTRODUÇÃO

Dentre os diversos trocadores existentes no mercado, o trocador tipo casco tubo é o mais empregado nas indústrias. Embora considerado robusto e confiável, tal equipamento é caracterizado pelo grande volume, o que o torna inapropriado em muitas aplicações. Por outro lado, trocadores de calor compactos são caracterizados pela elevada razão entre a área de transferência de calor em relação ao seu volume total, assim como pelos elevados coeficientes de transferência de calor. Eles apresentam uma ampla aplicabilidade e um grande potencial comercial, especialmente em situações em que a massa e o espaço são reduzidos, como em aeronaves e plataformas de petróleo. A soldagem por difusão é considerada uma das melhores técnicas de fabricação de trocadores de calor compactos, uma vez que tais equipamentos podem suportar altas pressões de trabalho, de até 500 bar [1][2].

De acordo com Dixit e Ghosh [3], Tuckerman e Pease, em 1981, foram os primeiros a aplicarem o conceito de mini e micro canais para aprimorar o desempenho térmico de dissipadores de calor (*heat sink*). Eles constataram que uma das formas de aumentar o coeficiente de transferência de calor era reduzindo o diâmetro hidráulico do canal. Esta observação pode ser diretamente aplicada em trocadores de calor compactos, em que canais de pequenas seções transversais são empregados para os escoamentos dos fluidos quente e frio [3]. Em grande parte dos processos de fabricação de trocadores compactos, mini/micro ranhuras são usinadas em placas planas, as quais são empilhadas e soldadas [4][5]. O grande gargalo deste processo de

fabricação está na soldagem, uma vez que a maioria dos processos de soldagem envolve a adição de materiais, os quais podem bloquear parcialmente o canal, reduzindo o desempenho térmico do dispositivo. O processo de soldagem por difusão pode ser a solução para este problema, uma vez que este não requer a adição de material. Esta técnica, entretanto, ainda apresenta elevados custos de produção.

No presente capítulo, serão apresentadas as tecnologias desenvolvidas por Mortean [6] para a fabricação de núcleos de trocadores de calor compactos de cobre soldados por difusão. O cobre foi o metal escolhido devido ao seu reduzido ponto de fusão e baixa pressão de soldagem. Com base na tecnologia que apresentou o melhor resultado, trocador de calor placa usinada, um pedido de patente de invenção foi solicitado junto ao Instituto Nacional de Propriedade Industrial – INPI no final de 2014, sob o número PCT/BR2014/000408. O núcleo é o principal componente dos trocadores de calor compactos, uma vez que os bocais e os suportes do equipamento são muito similares aos empregados nas demais tecnologias de trocadores de calor. Baseado na melhor das tecnologias propostas pelo autor, um protótipo de pequena escala foi projetado, fabricado e testado, de modo a comparar o seu desempenho térmico com o de outros trocadores de calor similares, cujos dados estão disponíveis na literatura.

Os dados e informações desse capítulo foram publicados em 2015 na revista *Applied Thermal Engineering* com o título de “*Development of diffusion welded compact heat exchanger technology*”

2.2 REVISÃO DA LITERATURA

De acordo com Li et al. [7], trocadores de calor compactos são caracterizados pela alta densidade de área superficial do núcleo (β), definido como a razão entre a área de transferência de calor de uma camada do núcleo e o volume dessa camada e pelo elevado coeficiente de transferência de calor entre os fluidos. Portanto, trocadores de calor compactos ocupam menores espaços e requerem menores estruturas de suporte quando comparados com os trocadores de calor tradicionais [2]. Reay [8] destacou que essas características os tornam adequados para aplicações navais e aeronáuticas.

Shah e Sekulic [2] propuseram que trocadores que operem com escoamento de gás podem ser considerados compactos se a densidade de área superficial do núcleo (β) for maior do que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e para aqueles que operem com líquido ou com mudança de fase, esta densidade precisa ser maior que $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Trocadores de calor compactos

operando com gases em regime laminar podem apresentar densidades de até $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e diâmetros hidráulicos entre $100 \text{ }\mu\text{m}$ e 3 mm , enquanto que micro trocadores de calor podem possuir densidades de $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e diâmetros hidráulicos entre $1 \text{ }\mu\text{m}$ e $100 \text{ }\mu\text{m}$. Apenas para comparação, trocadores de calor do tipo casco e tubo possuem densidades menores que $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Outra maneira de se caracterizar trocadores de calor compactos é por meio do coeficiente volumétrico de transferência de calor [5][9], definido como

$$U_v = \frac{UA}{V} \quad (1)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área total de transferência de calor em um dos lados do escoamento, e V é o volume do trocador de calor. Cross e Ramshaw (1986) mostraram que o trocador de calor estudado por eles, que operava em regime laminar, apresentava um coeficiente de $7 \text{ MW}/\text{m}^3\text{K}$, que foi comparado com um trocador do tipo casco-tubo, que apresentava apenas $0,2 \text{ MW}/\text{m}^3\text{K}$ [9].

Kew e Reay [10] afirmaram que dois fatores principais impulsionaram o desenvolvimento de trocadores de calor compactos (CHE). Primeiro, a necessidade da indústria (por exemplo, a indústria química e de eletrônicos) por equipamentos menores e mais eficientes e, segundo, a evolução das ciências dos materiais, que permitiu a fabricação de objetos menores, com alta precisão, baixo custo e em grande quantidade.

De acordo com Li et al. [7], as dimensões reduzidas dos canais do trocador de calor compacto resultam em dois principais efeitos na operação do equipamento: 1) o escoamento do fluido tende a ser laminar e 2) observam-se altas quedas de pressão no canal. Diferentes soluções foram propostas para resolver o problema de baixo coeficiente de transferência de calor associado ao escoamento laminar, resultando em diversas tecnologias de trocadores de calor compactos. Alguns desses equipamentos têm sido comercializados há anos, outros estão sendo introduzidos no mercado e alguns ainda estão em fase de desenvolvimento.

Como dito anteriormente, o núcleo é o componente principal de trocadores compactos e variam de acordo com a tecnologia de fabricação empregada. Um processo usual de fabricação envolve o empilhamento de diversas camadas de metais, as quais possuem

diferentes geometrias, responsáveis pela formação dos canais, como pode ser visto na Fig. 1 [11]. O conjunto de camadas é ligado entre si por um processo de soldagem. Em trocadores de calor compactos tradicionais, o fluxo quente escoar nos canais de um dos lados do núcleo, aquecendo a parede por convecção forçada. O calor é transferido por condução através do material do núcleo até atingir a outra camada, onde o fluido frio escoar e recebe essa energia térmica. Neste caso, as paredes laterais do canal funcionam como superfícies estendidas (ou aletas).

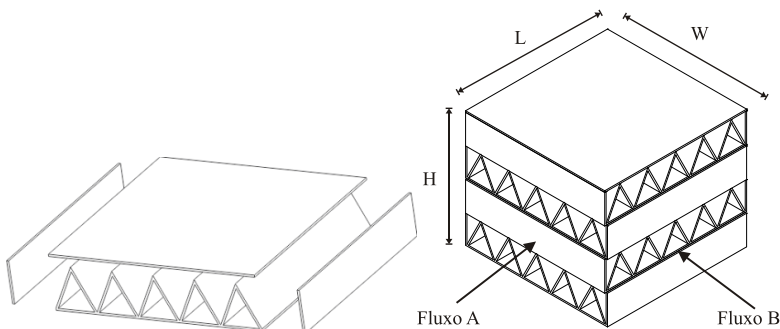


Fig. 1: Ilustração de uma camada (esquerda) e do núcleo completo (direita) [11].

A soldagem por difusão é usada no processo de fabricação de núcleos não apenas nos casos em que o espaço é restrito, mas também para os casos em que os fluidos são corrosivos ou reativos quimicamente, além de aplicações em que diferentes materiais (como metal de adição) não são aceitos [1].

Trocador de calor de circuito impresso (Fig. 2) e de placas aletadas (Fig. 3) são exemplos de equipamentos soldados por difusão [9]. O trocador de calor de circuito impresso é um dos trocadores compactos para alta pressão mais estudados ([12][13][14]). É caracterizado pela confecção de canais semicirculares produzidos por ataque químico, com raios, normalmente, entre 0,5-2,0 mm [9].

Como já foi mencionado, uma das maiores vantagens do processo de soldagem por difusão, aplicados a trocadores de calor, é a capacidade de suportar elevadas pressões de trabalho, em razão da alta resistência mecânica da interface de união [7].

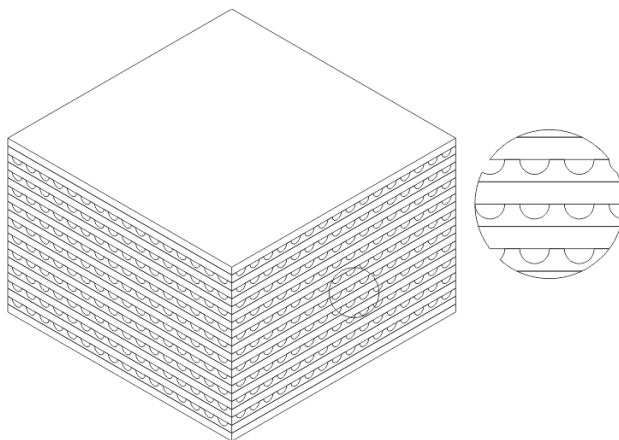


Fig. 2: Ilustração de um trocador de calor de circuito impresso [4].

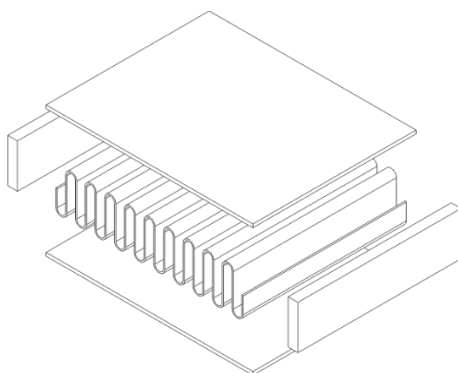


Fig. 3: Ilustração de um trocador de calor placa aletada soldada por difusão [4].

O processo de soldagem por difusão consiste basicamente na união de dois materiais sólidos por meio da difusão atômica desses materiais, ativada pela alta temperatura e facilitada pela pressão externa aplicada, que é responsável pelas micro deformações e pelo forte contato entre as superfícies. Os principais parâmetros envolvidos no processo são: temperatura, pressão e tempo [15]. A soldagem por difusão é uma técnica de união, no estado sólido, amplamente utilizada quando requisitos estruturais são importantes, principalmente devido a excelente resistência mecânica obtida na interface de ligação [16]. Além disso, com este método, é possível soldar diferentes materiais e grandes áreas. Como desvantagem, pode-se mencionar o alto período do ciclo

térmico, produção por pequenos lotes, limitações da geometria de soldagem e alto custo [16][17][18][19]. Maiores detalhes sobre o processo de soldagem por difusão serão apresentados no Capítulo 4.

2.3 DESENVOLVIMENTO DE NOVAS TECNOLOGIAS DE FABRICAÇÃO

Como já mencionado, o objetivo deste capítulo é apresentar os novos tipos de metodologia de fabricação de núcleo de trocadores de calor compactos soldados por difusão desenvolvidos por Mortean [6], diferente do método usual de circuito impresso.

Nesse estudo, empregaram-se duas diferentes técnicas para a fabricação dos núcleos: fios (ocos ou maciços) paralelos (tubos de seção transversal quadrada, fio retangular e circular) e placas usinadas no formato de pente, produzidas pelo processo de corte a jato de água. O autor produziu pequenos protótipos empregando cada uma dessas tecnologias, para averiguar o processo de fabricação. Os resultados serão apresentados a seguir.

2.3.1 Tubos de seção transversal quadrada

Tubos de seção transversal quadrada são posicionados um ao lado do outro, formando uma camada do trocador. Neste caso, as paredes do tubo funcionam como aletas, enquanto a parte interna do tubo funciona como o canal para o escoamento do fluido. As camadas são empilhadas formando um ângulo de 90° , permitindo um escoamento de corrente cruzada entre os fluxos quente e frio, como mostrado na Fig. 4 [6].

Diferentemente das outras técnicas de empilhamento que serão apresentadas (nas demais seções), neste caso não são empregadas placas de separação das camadas do trocador. Com o conjunto montado, realiza-se a soldagem por difusão. O resultado do bloco soldado pode ser visualizado na Fig. 5 [6].

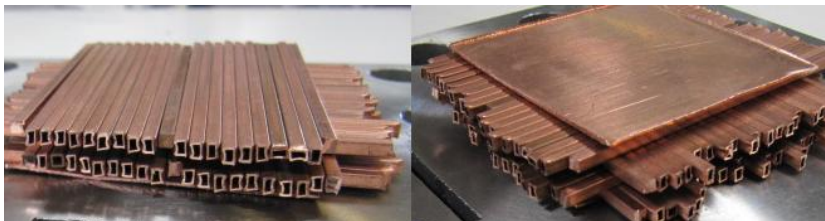


Fig. 4: Processo de empilhamento dos tubos quadrados [6].

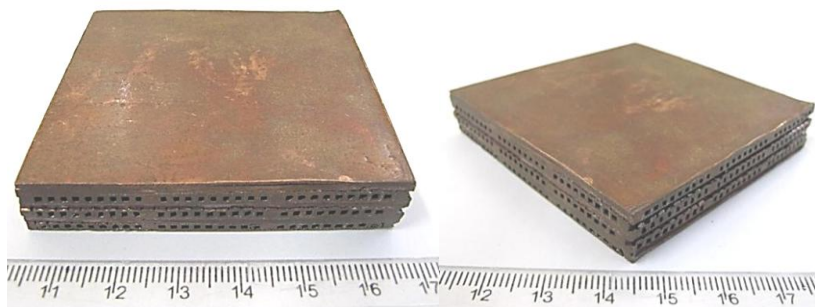


Fig. 5: Núcleo produzido com os tubos quadrados [6].

Analisando o protótipo produzido com este procedimento (Fig. 5), constatou-se que o núcleo não apresentava uma união homogênea. Durante o processo de fabricação, os tubos não foram capazes de suportar a pressão empregada, deformando a geometria do canal. Alguns tubos foram parcial ou completamente esmagados, bloqueando diversos canais. Além disso, as camadas resultantes não eram completamente planas e lisas, de modo que as superfícies a serem soldadas não estavam em pleno contato, resultando em uma união com diversas falhas [6].

2.3.2 Fio de seção transversal circular

Neste processo, “sanduíches” de placas planas e fios circulares compõem a camada do núcleo. Os fios são posicionados em uma configuração paralela, mantendo-se uma distância constante entre eles, de modo que o espaço formado entre os fios caracterize a região de escoamento do fluido. Além disso, os fios atuam como aletas, conduzindo o calor do fluido para a matriz de metal. As camadas são empilhadas sucessivamente, formando um ângulo de 90° entre os fios (Fig. 6). Após o empilhamento das camadas, o conjunto é então soldado por difusão. O protótipo produzido com fios circulares é apresentado na Fig. 7 [6].

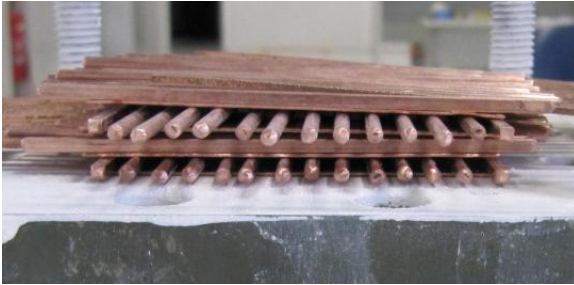


Fig. 6: Processo de empilhamento usando fios de seção transversal circular [6].



Fig. 7: Núcleo produzido usando fios de seção transversal circular [6].

Embora o processo de fabricação resulte em canais de dimensões controladas, esta tecnologia não é considerada adequada para trocadores de calor. O ângulo de contato dos fios com as placas é extremamente agudo, causando alta perda de carga [6]. Essa geometria é mais adequada para bombeamento capilar, podendo esta técnica ser empregada para a fabricação de tubos de calor de múltiplas camadas [20].

2.3.3 Fio de seção transversal quadrada

O processo de fabricação usando fio de seção transversal quadrada é similar ao empregado para fios circulares. A camada do trocador se dá pelo “sanduiche” formado entre as placas planas e os fios de seção transversal quadrada, espaçados paralelamente entre si (Fig. 8). O espaço entre os fios caracteriza a região de escoamento do fluido e os fios atuam tanto como parede do canal quanto como aleta. O núcleo é formado pelo empilhamento das diversas camadas, de forma que os canais estejam dispostos em 90° . O conjunto completo é então soldado por difusão [6].

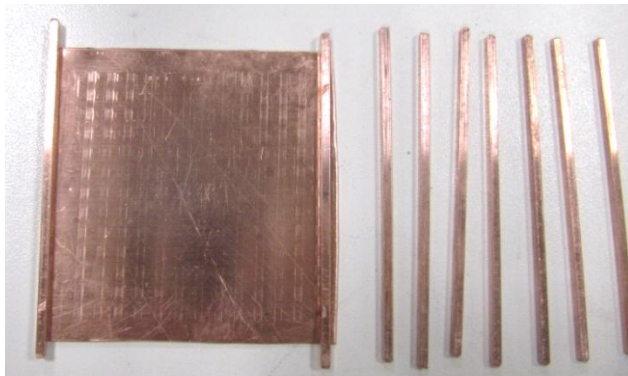


Fig. 8: Placa plana e fios quadrados [6].

Neste caso, a queda de pressão não é considerada alta, similar à esperada para escoamento no interior de canais retangulares. O bloco fabricado com esta tecnologia (Fig. 9) apresentou bons resultados em termos da compactação e qualidade do canal, no entanto, o processo de fabricação pode ser considerado lento, quando comparado com outras tecnologias, como a tecnologia a ser apresentada na próxima seção [6].



Fig. 9: Núcleo produzido usando fios de seção transversal quadrada [6].

2.3.4 Tecnologia de placa formato “pente”

A última tecnologia desenvolvida para a fabricação de núcleos de trocadores de calor compactos envolve o empilhamento de placas planas intercaladas com placas cortadas no formato de “pente” por meio do corte a jato de água. O “sanduíche” formado pela placa usinada (ou placa cortada) e a placa plana formam os canais, por onde o fluido escoar. Na Fig. 10 é apresentada a placa plana (esquerda) e a placa

usinada no formato “pente” (direita), prontas para serem empilhadas. As placas intermediárias (ou placas planas) são responsáveis por separar o fluxo quente do frio, enquanto que o “dente do pente” (parede lateral do canal) funciona como aleta. Para formar um trocador de corrente cruzada, as peças “pentes” são arranjadas em 90° [6].

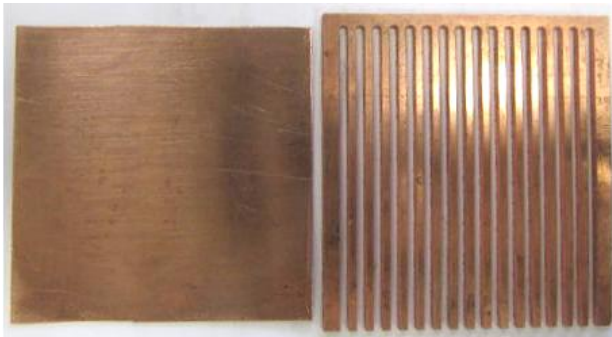


Fig. 10: Placa plana e cortada [6].

Os canais e aletas resultantes desse processo de fabricação sempre apresentam uma geometria transversal retangular, conforme a ranhura formada pelo corte a jato de água. O caminho do fluido depende do projeto de corte, podendo ser reto, em formato de “z” ou “zigue-zague”.

Uma vez que o conjunto esteja montado, o núcleo é soldado por difusão. A soldagem ocorre na região de contato entre a placa intermediária e a placa usinada. A Fig. 11 apresenta a imagem do protótipo antes de remover o excesso de material das laterais (esquerda) e após a remoção (direita) [6].

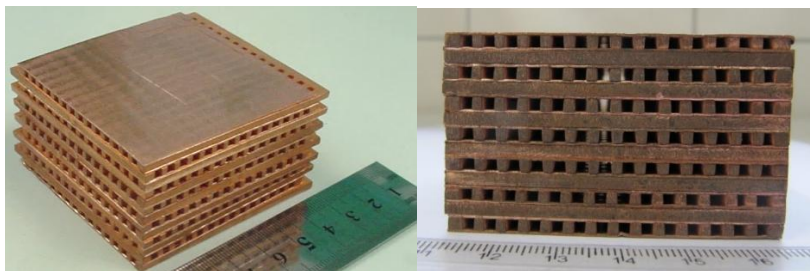


Fig. 11: Núcleo produzido com a tecnologia de placa usinada antes e após o corte das laterais [6].

Dentre as diversas tecnologias propostas para a fabricação de núcleos de trocadores de calor compactos soldado por difusão, esta última apresenta os melhores resultados em termos de facilidade de construção do núcleo, controle da geometria dos canais e aletas, além da alta qualidade dos canais.

O trocador de calor produzido por este método é referido como “Trocador de Calor Placas Usinadas”. Um protótipo de trocador empregando esta tecnologia foi produzido em cobre e testado termicamente por Morteau [6], como será apresentado na próxima seção.

Deve-se notar que apenas protótipos pequenos, para testar a tecnologia de fabricação, foram construídos e que eles não representam configurações reais de trocadores de calor. Equipamentos em escala real, com dimensões muito maiores, ainda deverão ser produzidos. Após a fabricação do núcleo, bocais e suportes devem ser conectados ao núcleo, finalizando o procedimento de montagem.

2.4 DESEMPENHO TÉRMICO

O protótipo da Fig. 11, empregado nos testes térmicos, foi fabricado pelo empilhamento de placas no formato pente com as seguintes dimensões: canais e aletas com seção transversal quadrada de 2 mm de aresta e 60 mm de comprimento. A placa intermediária, que separa os escoamentos, possuía 60 mm de largura, 60 mm de comprimento e 0,5 mm de espessura. Quatorze camadas foram empilhadas, sete para o lado quente e sete para o lado frio, produzindo um trocador de fluxo cruzado [6].

Uma vez montado, o trocador foi soldado por difusão. Para finalizar o processo de fabricação, o material em excesso foi removido das laterais e bocais foram soldados ao núcleo, que apresentava as seguintes dimensões: 60 mm de comprimento (L), 60 mm de largura (W) e 35 mm de altura (H). A Fig. 12 apresenta o protótipo completo e a Tabela 2 apresenta as características geométricas do trocador de calor, onde A_{tot} é a área total de transferência de calor de um dos lados, β é a razão entre a área total de transferência de calor de uma camada e o volume dessa camada e d_h é o diâmetro hidráulico do canal [6], sendo dado por:

$$d_h = \frac{4A_{channel}}{p} \quad (2)$$

onde $A_{channel}$ e p são a área transversal e o perímetro do canal, respectivamente. Como os lados quente e frio apresentam as mesmas dimensões geométricas, A_{tot} , β e d_h são os mesmos para ambos os lados.



Fig. 12: Protótipo completo.

Tabela 2: Características geométricas do trocador de calor.

L (m)	W (m)	H (m)	V (m ³)	d_h (m)	A_{tot} (m ²)	β (m ² /m ³)
0,06	0,06	0,0355	0,01278	0,002	0,047	933

A fim de avaliar o desempenho térmico do equipamento, uma bancada experimental foi projetada e construída, que será apresentada com maiores detalhes na Seção 3.3. Escoamentos de água quente e fria, com temperaturas controladas por banhos térmicos, trocaram calor através do trocador. Os testes foram realizados mantendo a temperatura de entrada constante, em 30°C para o lado frio e 55°C para o lado quente. Cinco níveis de vazão mássica foram testados para cada um dos escoamentos. Durante os testes, uma das vazões era mantida constante enquanto a outra era variada do mínimo até o máximo [6].

Dados de taxa de transferência de calor (q) e efetividade (ε) são apresentados nas Fig. 13 e Fig. 14, respectivamente. A taxa de transferência de calor é calculada por:

$$q = \dot{m}c_p \Delta T \quad (3)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante, \dot{m} é a vazão mássica e ΔT é a diferença entre as temperaturas de saída e entrada. A efetividade do trocador é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor e a máxima taxa de troca térmica (q_{\max}), ou seja:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (4)$$

onde q_{\max} é

$$q_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (5)$$

onde $(\dot{m}c_p)_{\min}$ é o menor dos valores referentes aos dois escoamentos.

Nas Fig. 13 e Fig. 14, c1_h12345 significa que a vazão do lado frio foi mantida constante (c1 – menor vazão no lado frio) enquanto a vazão do lado quente foi variada do menor (h1) até o maior fluxo (h5). O mesmo procedimento (e nomenclatura) foi adotado para os demais casos apresentados nas figuras: c5_h12345, h1_c12345 e h5_c12345. O procedimento completo de cálculo para mensurar as incertezas é apresentado com detalhes no trabalho de Mortean [6].

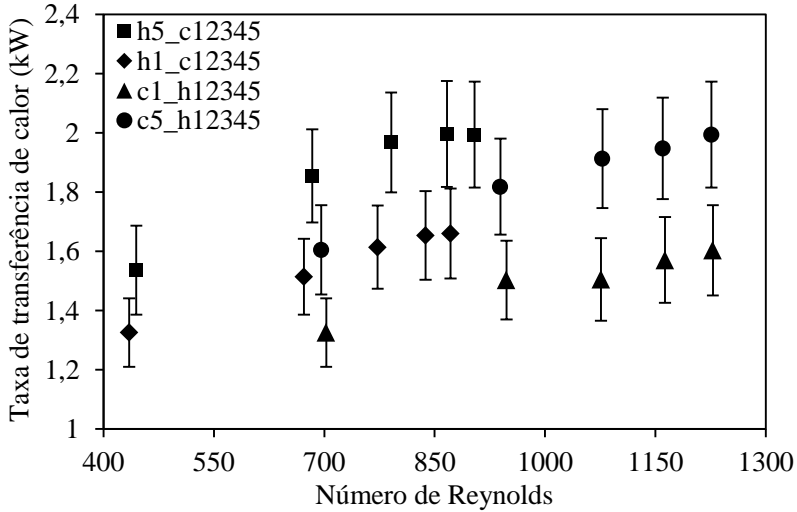


Fig. 13: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds.

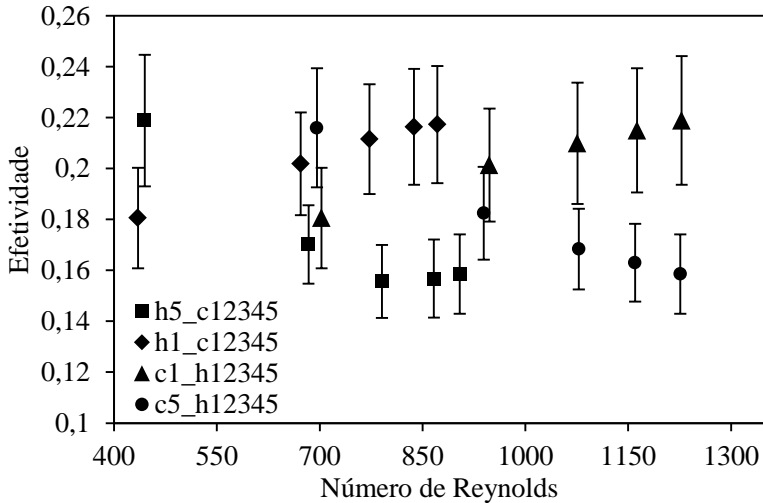


Fig. 14: Efetividade em função do número de Reynolds.

A Fig. 13 mostra que a taxa de transferência de calor varia de 1,326 kW a 1,997 kW, com o maior e menor valores observados para as combinações das maiores (h5_c5) e menores (c1_h1) vazões,

respectivamente. A efetividade variou de 0,16 até 0,22, como mostrado na Fig. 14, com a maior efetividade registrada para os casos em que uma das vazões era máxima e a outra era mínima: c1_h5 e c5_h1.

Os testes térmicos foram realizados para demonstrar a capacidade de transferência de calor do equipamento. Embora a efetividade possa ser considerada baixa, a quantidade de calor trocado, levando em consideração o volume do trocador, pode ser considerada elevada. O trocador testado possuía um volume de $1,26 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ e foi capaz de trocar entre 1,326 kW e 1,997 kW. Portanto, a potência volumétrica (expressa como a razão da taxa de transferência de calor pelo volume do equipamento) variou de 9,71 até 15,85 MW/m³ [6].

2.4.1 Comparação com outras tecnologias

Mylavarapu [21] projetou, fabricou e testou um trocador de calor de circuito impresso. Os testes foram realizados utilizando gás hélio para o lado quente e frio, visando a investigar a influência de alguns parâmetros, como fluxo de massa e temperatura de entrada, na taxa de transferência de calor. Dentre os testes realizados pelo autor, aquele que proporcionou os menores números de Reynolds para o lado quente e frio, 964 e 898, respectivamente, apresentou uma taxa de transferência de calor de 4,639 kW, para um volume de trocador de $2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, ou seja, uma potência volumétrica de 17,44 MW/m³. O teste c5_h2 apresentou uma vazão mássica cujo número de Reynolds (939 para o lado quente e 890 para o lado frio) se aproxima ao testado por Mylavarapu [21]. A taxa de transferência de calor observada foi de 1,818 kW para um volume de $1,26 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, ou seja, uma potência volumétrica de 14,43 MW/m³, valor similar ao de Mylavarapu [21]. Note-se uma boa comparação, apesar de diferentes fluidos terem sido empregados nos testes.

Luo et al. [22] estudaram um mini trocador de calor de correntes cruzadas, produzido em alumínio, com uma geometria externa cúbica de 56,5 mm de aresta, composto de canais circulares de 2,5 mm de diâmetro, testado com água em ambos os ramais. Este protótipo possui características geométricas e de operação próximas as apresentadas por Morteau [6], visto que ambos os trocadores são de corrente cruzada e operaram com água. Luo et al. [22] fixou o número de Reynolds e a temperatura de entrada do lado quente (valores de 363 e 30°C, respectivamente), variando o número de Reynolds do lado frio, mantendo a temperatura de entrada fixa em 4°C. Eles obtiveram uma taxa de transferência de calor variando entre 940 e 1200W, com o

número de Reynolds do lado frio variando de 50 a 260. De acordo com os autores, a potência volumétrica do mini trocador de calor de corrente cruzada foi de aproximadamente $6,67 \text{ MW/m}^3$. Nos testes realizados por Mortean [6], os menores valores de número de Reynolds foram para o caso $c1_h1$ ($Re_h=702$ e $Re_c=435$). Neste caso, a taxa de transferência de calor foi de $1,326 \text{ kW}$, o que resultou em uma potência volumétrica de $10,52 \text{ MW/m}^3$, valor muito superior ao obtido para o mini trocador de calor de corrente cruzada estudado por Luo et al. [22]. Na Tabela 3 são apresentados os diferentes resultados, permitindo a comparação.

Tabela 3: Comparação entre os trocadores de calor.

	Trocador de calor placa usinada [6]	Mylavarapu [21]	Luo et al [22]
Trocador de calor	Trocador de calor placa usinada	Trocador de calor de circuito impresso	Mini trocador de calor de corrente cruzada
Material	Cobre	Liga 617	Alumínio
Estrutura	Corrente cruzada	Contra corrente	Corrente cruzada
Volume	$1,26 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	$2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	$1,80 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
Canais	Retangular	Semicircular	Circular
Fluido	Água	Gás Hélio	Água
Taxa de transferência de calor	$1,326 - 1,818 \text{ kW}$	$4,639 \text{ kW}$	$1,2 \text{ kW}$
Potência volumétrica	$10,52 - 14,43 \text{ MW/m}^3$	$17,44 \text{ MW/m}^3$	$6,67 \text{ MW/m}^3$

Shah e Sekulic [2] adotaram o coeficiente global de transferência de calor (U) como parâmetro de comparação do desempenho térmico para diferentes tecnologias de trocadores de calor, como proposto em ESDU (1994):

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (6)$$

onde A é a área total de transferência de calor de um dos lados e ΔT_{lm} é a média logarítmica da diferença de temperatura, definida como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}\right)} \quad (7)$$

A Tabela 4 apresenta a razão entre a taxa de transferência de calor (q) e a média logarítmica da diferença de temperatura (ΔT_{lm}) e o coeficiente global de transferência de calor para diversas tecnologias (ESDU, 1994), usando água como fluido de trabalho para o lado quente e frio [1]. A última linha desta tabela mostra o resultado obtido para a tecnologia de trocador do tipo placa usinada para o teste c5_h5, o qual apresenta a maior razão de $q / \Delta T_{lm}$ dentre as configurações testadas.

Tabela 4: Análise comparativa do coeficiente global de transferência de calor para diferentes trocadores de calor [1].

Trocador de calor	$q / \Delta T_{lm}$ (W/K)	U (W/m ² K)
Trocador de calor de circuito impresso [1]	1000	3230
Trocador casco tubo compacto [1]	1000	938
Trocador tipo placa (soldado) [1]	1000	1328
Trocador tipo placa (com gaxeta) [1]	1000	3457
Trocador de calor placa usinada [6]	100	2077

Analisando os valores apresentados nesta tabela, pode-se perceber que o trocador de calor do tipo placa usinada apresenta melhores coeficientes de troca do que o trocador casco tubo compacto e que o trocador tipo placa (soldado) [1]. Entretanto, ele apresenta menores valores de U quando comparado com o trocador de circuito impresso e o tipo placa (com gaxeta) [1]. É importante notar que, enquanto os trocadores de circuito impresso e o tipo placa (com gaxeta) são bem conhecidos no mercado, o trocador de calor apresentado não foi otimizado, e, portanto, procedimentos de otimização ainda devem ser adotados para melhorar a performance térmica do equipamento.

Ainda observando os dados da Tabela 4, pode-se inferir que seriam necessárias 10 unidades do trocador de calor placa usinada testado, a fim de alcançar a mesma razão $q / \Delta T_{lm}$ observada para os outros trocadores (utilizando os mesmos números de Reynolds e temperaturas de entrada dos testes realizados). Note que, neste caso, o parâmetro U não mudaria.

2.5 CONCLUSÃO

Por meio desse estudo, pode-se constatar que o trocador de calor placa usinada apresenta desempenho térmico similar ou melhor que outros trocadores amplamente utilizados na indústria, como pode ser visto nas Tabela 3 e Tabela 4. Além disso, esta tecnologia ainda apresenta algumas vantagens de fabricação, como a facilidade do processo de fabricação do núcleo (empilhamento de placas) e a alta capacidade de controle das características geométricas dos canais e aletas.

Em termos gerais, o desempenho térmico do equipamento apresentou um comportamento intermediário, tanto para a potência volumétrica quanto para o coeficiente global de transferência de calor, quando comparado com outros trocadores de calor da literatura, destacando que a tecnologia apresentada ainda não foi submetida a qualquer procedimento de otimização. Como as características geométricas deste dispositivo podem ser facilmente controladas no processo de fabricação, acredita-se que o trocador de calor placa usinada apresente um grande potencial de aplicação e que a técnica de fabricação apresentada possa ser empregada na fabricação de trocadores de calor com elevada efetividade.

2.6 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 2

- [1] J. E. Hesselgreaves, **Compact heat exchangers: selection, design and operation**, Publisher Pergamon, New York, 2001.
- [2] R.K. Shah, D. P. Sekulic, **Fundamentals of heat exchanges design**, John Wiley & Sons, New Jersey, 2003.
- [3] T. Dixit, I. Ghosh, Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 41, p. 1298–1311, 2015.
- [4] S. Ashman, S.G. Kandlikar, A review of manufacturing process for microchannel heat exchanger fabrication, in: **Fourth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels**, 2006.
- [5] S. Kang, Y. Chen, G. Chang, The manufacture and test of (110) orientated silicon based micro heat exchanger, **Tamkang Journal of Science and Engineering**, v. 5, p. 129–136, 2002.
- [6] M. V. V. Morteau, **Desenvolvimento de tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão**, Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em

- Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- [7] Q. Li, G. Flamant, X. Yuan, P. Neveu, L. Luo, Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, p. 4855–4875, 2011.
- [8] D.A. Reay, Compact heat exchangers: A review of current equipment and R&D in the field, **Heat Recovery Systems and CHP**, v.14, p. 459-474, 1994.
- [9] D. Reay, C. Ramshaw, A. Harvey, Process Intensification: Chapter 4 - Compact and micro-heat exchangers, **In Isotopes in Organic Chemistry**, Oxford, p.77–101, 2008.
- [10] P. A. Kew, D. A. Reay, Compact/micro-heat exchangers – Their role in heat pumping equipment, **Applied Thermal Engineering**, v.31, p. 594–601, 2011.
- [11] A. Bejan, A. D. Kraus, **Heat transfer handbook**, John Wiley & Sons, New Jersey, 2003.
- [12] H.H. Khan, A. A. M, A. Sharma, A. Srivastava, P. Chaudhuri, Thermal-hydraulic characteristics and performance of 3D wavy channel based printed circuit heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v.87, p. 519–528, 2015.
- [13] S.K. Mylavarapu, X. Sun, R.E. Glosup, R.N. Christensen, M.W. Patterson, Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat exchangers in a high-temperature helium test facility, **Applied Thermal Engineering**, v.65, p. 605–614, 2014.
- [14] I.H. Kim, H.C. No, Thermal hydraulic performance analysis of a printed circuit heat exchanger using a helium–water test loop and numerical simulations, **Applied Thermal Engineering**, v.31, p.4064–4073, 2011.
- [15] M. M. Schawartz, **Modern metal joining techniques**, John Wiley & Sons, New York, 1969.
- [16] K. V. Paiva, **Comportamento térmico em gravidade e micro gravidade de minitubos de calor do tipo fios-placas**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- [17] A. E. Martinelli, **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum**. Tese de Doutorado - Department of Mining and Metallurgical Engineering, McGill University, Montreal, 1996.

- [18] Welding Handbook, **American Welding Society (A.W.S)**, New York, 7 ed., 1978
- [19] G. Elssner, G. Petzow, **Metal/ceramic joining: ISIJ International** v.30, p. 1011-1032, 1990.
- [20] S. Launay, V. Sartre, M.B.H. Mantelli, K.V. de Paiva, M. Lallemand, Investigation of a wire plate micro heat pipe array, **International Journal Thermal Science**, v.43, p. 499–507, 2004.
- [21] S. K. Mylavarapu, **Design, fabrication, performance testing, and modeling of diffusion bonded compact heat exchangers in a high-temperature helium test facility**. Tese de Doutorado - Graduate Program In Nuclear Engineering, The Ohio State University, Columbus, 2011.
- [22] L. Luo, Y. Fan, W. Zhang, X. Yuan, N. Midoux, Integration of constructal distributors to a mini crossflow heat exchanger and their assembly configuration optimization, **Chemical Engineering Science**, v.62 (13), p. 3605-3619, 2007.

3 TROCADOR DE CALOR COMPACTO DE ESCOAMENTO CRUZADO SOLDADO POR DIFUSÃO: MODELO TEÓRICO E EXPERIMENTOS

No Capítulo 2 foi demonstrada a viabilidade técnica do trocador de calor compacto placa usinada, que obteve um desempenho térmico intermediário quando comparado com outros trocadores de calor existentes na literatura.

O presente capítulo visa continuar os estudos do trocador de calor do tipo placa usinada e desenvolver ferramentas para determinar o comportamento do equipamento operando com água no regime laminar. Para isso, um modelo analítico térmico e simulações numéricas do desempenho térmico e hidrodinâmico do trocador de calor são apresentados e comparados com os resultados experimentais dos testes descritos na Seção 2.3.4.

3.1 INTRODUÇÃO

A transferência de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas é um fenômeno bem conhecido, amplamente empregado em diversos processos de engenharia. Entretanto, a necessidade de equipamentos miniaturizados fez com que a indústria buscasse trocadores com elevadas taxas de transferência de calor e volume reduzido. Nestes casos, os modelos de transferência de calor e as correlações disponíveis na literatura são mais complexos [1][2]. Em trocadores de calor compactos, por exemplo, o fluido precisa escoar por mini ou micro canais [3], onde os fenômenos físicos envolvidos no processo de transferência de calor são considerados complexos, por isso são objetos de pesquisa.

Uma das principais características dessa classe de equipamento é a alta densidade de área superficial do núcleo (área de transferência de calor por unidade de volume) [4][5]. Além disso, eles ainda podem ser classificados de acordo com o diâmetro hidráulico do canal. Kandlikar [6] definiu como canais convencionais aqueles que possuem diâmetros hidráulicos maiores que 3 mm, como mini canais aqueles que possuem diâmetros hidráulicos entre 200 μ m e 3 mm e como micro canais aqueles menores que 200 μ m.

Kang e Tseng [7] desenvolveram um micro trocador de calor composto de canais retangulares, com diâmetro hidráulico de aproximadamente 0,067 mm, que possuía como dimensões externas: 9 mm comprimento, 9 mm de largura e 10,218 mm altura, composto de 26

camadas (13 para o lado quente e 13 para o frio) com 125 canais por camada, resultando em um equipamento de aproximadamente $15295 \text{ m}^2/\text{m}^3$ de densidade de área superficial. Os autores propuseram um modelo teórico para o projeto de micro trocadores de calor de corrente cruzada, que foi validado com dados experimentais.

Como já mencionado no capítulo anterior, Luo et al. [8] conduziram um estudo sobre um trocador de calor compacto composto de canais circulares. A influência de diferentes bocais no desempenho do equipamento foi estudada. O mini trocador de calor empregado por eles era composto de 16 camadas, 8 para o lado frio e 8 para o lado quente, em cada camada havia 16 canais circulares de 2,5 mm de diâmetro. A área de transferência de calor e a densidade de área superficial eram, respectivamente, $5,68 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ e $632 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Os trocadores de calor soldados por difusão foram desenvolvidos como uma alternativa aos trocadores casco e tubo, especialmente para processos que envolvem fluidos corrosivos ou reativos quimicamente [9], uma vez que o processo de soldagem por difusão pode soldar blocos de placas sem utilizar materiais de adição, evitando a reação não desejada com os fluidos. Como resultado, o equipamento apresenta uma elevada resistência mecânica, da mesma ordem de grandeza do metal-base, e, portanto, pode suportar elevadas pressões de trabalho.

Como também mostrado no capítulo anterior, Mylavarapu [10] projetou, fabricou e testou um trocador de calor de circuito impresso operando em contracorrente. Esse tipo de trocador consiste basicamente de uma pilha de placas com canais semicirculares, obtidos por meio de ataques fotoquímicos. A soldagem por difusão foi empregada para unir o conjunto completo. O trocador estudado pelo autor foi testado em elevadas pressões e temperaturas, de até 3 MPa e 800°C , respectivamente. O autor conduziu uma série de testes visando a estudar a influência da vazão mássica e da temperatura na taxa de transferência de calor e na perda de carga, utilizando hélio como fluido de trabalho. Os resultados experimentais foram comparados com modelos e correlações existentes na literatura, apresentando um comportamento semelhante.

Com o objetivo de estudar o comportamento térmico de um trocador de calor compacto, composto de canais de seção transversal quadrada, soldado por difusão, um modelo matemático é proposto. Neste modelo, o coeficiente de transferência de calor por convecção em canais de seção quadrada é um dado de entrada, e é obtido a partir de três correlações da literatura, que correlacionam o número de Nusselt com características físicas do escoamento. Os resultados desses modelos

são comparados com resultados experimentais, obtidos a partir dos testes realizados por Morteau [11]. Como será apresentado a seguir, os modelos térmicos apresentam uma boa concordância com os dados experimentais. Além disso, um estudo numérico, visando a simular o comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor, foi realizado e os resultados comparados com dados experimentais e analíticos. Essa comparação mostrou que tanto o modelo analítico quanto o modelo numérico podem ser empregados para prever o comportamento do equipamento nas condições testadas.

Os dados e informações desse capítulo foram publicados em 2016 na revista *International Journal of Thermal Sciences* com o título de: “*Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments*”.

3.2 MODELO TEÓRICO

O objetivo principal do modelo matemático é prever o comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor compacto soldado por difusão, desenvolvido por Morteau [11] (e apresentado no Capítulo 2). O trocador estudado é composto de canais retangulares e escoamento de corrente cruzada. O esquema do núcleo do trocador é apresentado na Fig. 15.

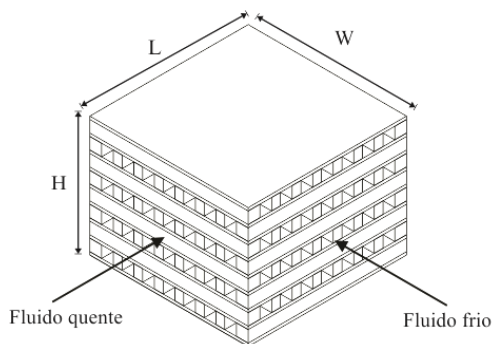


Fig. 15: Esquema ilustrativo do núcleo do trocador.

De acordo com Kays e London [12], os seguintes parâmetros geométricos caracterizam o núcleo de um trocador de calor compacto: espaço entre as placas paralelas ou altura do canal (b), largura do canal (w), largura da aleta (e), espessura da placa intermediária (placa plana

que separa os escoamentos) (a), número de canais por camada (n), número de camadas (N), largura do núcleo (W), comprimento do núcleo (L) e altura do núcleo (H). A Fig. 16 apresenta os parâmetros geométricos presentes no núcleo.

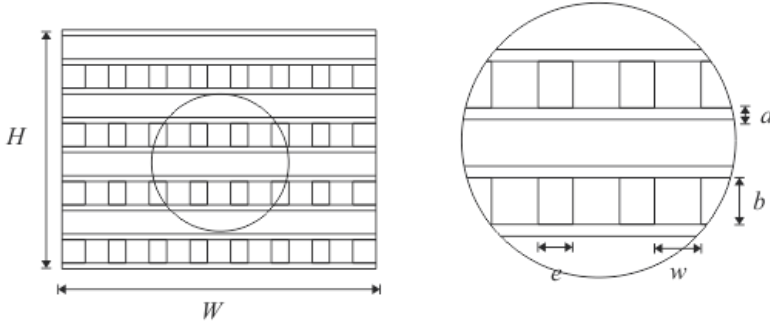


Fig. 16: Parâmetros geométricos do núcleo.

Baseado nesses parâmetros, as seguintes expressões para os diâmetros hidráulicos (d_h), para os lados quente e frio, podem ser definidas, o que permite classificar os canais como convencionais, mini ou micro:

$$d_{h,h} = \frac{4A_{channel,h}}{p_h} = \frac{2w_h b_h}{(w_h + b_h)} \quad (8)$$

$$d_{h,c} = \frac{4A_{channel,c}}{p_c} = \frac{2w_c b_c}{(w_c + b_c)} \quad (9)$$

onde $A_{channel}$ e p são a área da seção transversal e o perímetro do canal, respectivamente. Os índices em subscritos h e c se referem ao lado quente e frio, respectivamente.

3.2.1 Modelos de transferência de calor

De acordo com Shah e Sekulic [5], a razão entre a área de transferência de calor e o volume, para uma camada ou fileira de canais,

define a densidade superficial de transferência de calor do núcleo (β), que pode ser expressa por (para lados quente e frio):

$$\beta_h = \frac{(2w_h + 2b_h)n_h}{b_h W} \quad (10)$$

$$\beta_c = \frac{(2w_c + 2b_c)n_c}{b_c L} \quad (11)$$

onde n_c e n_h representam o número de canais de uma camada do lado frio e lado quente, respectivamente.

De acordo com o Kays e London [12], a razão entre a área superficial de transferência de calor total de um dos lados e o volume (V) do equipamento é denominada fator de compactação (α), calculado pelas expressões:

$$\alpha_h = \frac{b_h \beta_h}{b_c + b_h + 2a} \quad (12)$$

$$\alpha_c = \frac{b_c \beta_c}{b_c + b_h + 2a} \quad (13)$$

Com base nessas equações, é possível estimar a área total de transferência de calor (A_{tot}), para cada um dos lados dos ramais, quente e frio:

$$A_{tot,h} = \alpha_h V \quad (14)$$

$$A_{tot,c} = \alpha_c V \quad (15)$$

A razão entre a área por onde o fluido escoia (área livre de escoamento) e a área frontal total, define a porosidade (σ), expressa da seguinte maneira [12]:

$$\sigma_h = \alpha_h \frac{d_{h,h}}{4} \quad (16)$$

$$\sigma_c = \alpha_c \frac{d_{h,c}}{4} \quad (17)$$

Com base nessas equações é possível estimar a área livre de escoamento (A_{free}), ou seja:

$$A_{free,h} = \sigma_h (WH) \quad (18)$$

$$A_{free,c} = \sigma_c (LH) \quad (19)$$

A densidade superficial total de transferência de calor (λ), principal característica de um núcleo completo, é expressa através da razão entre a área total de transferência de calor e o volume do equipamento:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{(2w_h + 2b_h)Ln_hN_h + (2w_c + 2b_c)Wn_cN_c}{LWH} = \\ &= \frac{\beta_h b_h N_h + \beta_c b_c N_c}{H} = \alpha_h + \alpha_c \end{aligned} \quad (20)$$

Essas equações são válidas quando a espessura das paredes laterais, do topo e da base do núcleo do trocador têm dimensões da mesma ordem de magnitude dos parâmetros geométricos a e e (veja Fig. 16).

Relacionando o fator de compactação (α) com a porosidade (σ) e o diâmetro hidráulico (d_h), tem-se:

$$\alpha = \frac{4\sigma}{d_h} \quad (21)$$

De acordo com essa equação, a compactação é diretamente proporcional à porosidade e inversamente proporcional ao diâmetro hidráulico. Portanto, para aumentar a compactação (maior área de

transferência de calor em relação ao volume) é necessário reduzir o diâmetro hidráulico e/ou aumentar a porosidade.

A metodologia para a elaboração do modelo matemático apresentado neste trabalho é similar ao apresentado por Kays e London [12]. Para determinar a resistência térmica global do equipamento, a analogia entre circuito elétrico e térmico é aplicada, onde as resistências térmicas associadas com a transferência de calor devem ser determinadas. As seguintes hipóteses são assumidas:

- A radiação e a convecção natural no interior do canal são desprezadas, devido às pequenas dimensões dos canais;
- As propriedades do fluido e do material são constantes;
- O escoamento de fluido é incompressível;
- Condição de regime permanente;
- Os fluxos de calor são constantes;
- O escoamento é laminar;
- Mesma vazão mássica em todos os canais.

O coeficiente global de transferência de calor (U) pode ser expresso como uma função das resistências térmicas. A resistência térmica total pode ser expressa como a soma das seguintes resistências em série [12]:

- Convecção no lado quente, incluindo a influência das aletas ($R_{c,h}$);
- Incrustações no lado quente e lado frio ($R_{d,h}$ e $R_{d,c}$);
- Convecção no lado frio, incluindo a influência das aletas ($R_{c,c}$);
- Condução térmica na parede (R_{wall});

As resistências térmicas descritas acima e o circuito térmico resultante desse arranjo é apresentado na Fig. 17.

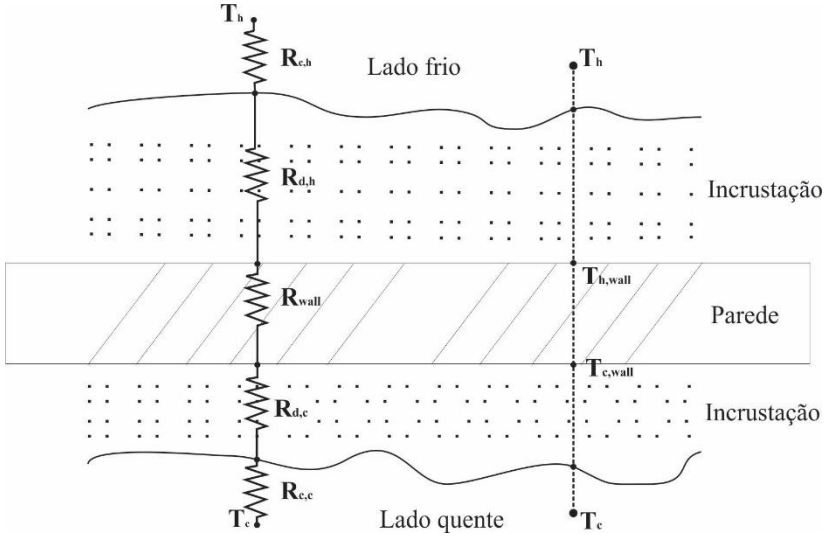


Fig. 17: Circuito térmico [5].

As incrustações (R_d) representam as resistências relacionadas às impurezas que se aderem às paredes do trocador de calor, contribuindo para o aumento da resistência térmica total. Por outro lado, a adição de aletas nas paredes que separam os escoamentos, aumenta a superfície de troca térmica, diminuindo a resistência térmica relativa à convecção ($R_{d,h}$ e $R_{d,c}$). Adicionando as resistências por incrustação e aletas no circuito, a resistência térmica total pode ser escrita por:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= R_{c,h} + R_{d,h} + R_{wall} + R_{d,c} + R_{c,c} = \\ &= \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_{tot,h}} + \frac{R_d''}{\eta_{o,h} A_{tot,h}} + \frac{a}{k_m A_w} + \frac{R_d''}{\eta_{o,c} A_{tot,c}} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_{tot,c}} \end{aligned} \quad (22)$$

onde R_d'' , η_o , A_w , h e k_m representam o fator de incrustação, a eficiência global da superfície, a área da parede do canal, o coeficiente de transferência de calor por convecção e a condutividade térmica do material, respectivamente. Rearranjando a Eq. (22) e desprezando os efeitos de incrustação, a resistência global pode ser expressa por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_{tot,h}} + \frac{a}{k_m A_w} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_{tot,c}} \quad (23)$$

Se a parede que separa os escoamentos (de espessura a) for muito fina e a condutividade térmica do material for elevada, a resistência por condução pode ser desprezada. No presente trabalho, esta consideração não foi realizada.

Os gradientes de temperatura ao longo das aletas reduzem a eficiência global da superfície (η_0), que pode ser escrita em função da eficiência de aleta (η_f) por meio da seguinte expressão [12]:

$$\eta_{o,h} = 1 - \frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} (1 - \eta_{f,h}) \quad (24)$$

$$\eta_{o,c} = 1 - \frac{A_{f,c}}{A_{tot,c}} (1 - \eta_{f,c}) \quad (25)$$

onde A_f é a área total de transferência de calor por convecção da aleta. Desta forma, utilizando as expressões anteriores, a razão entre a área total de aleta e a área total de transferência de calor pode ser expressa como:

$$\frac{A_{f,h}}{A_{tot,h}} = \frac{b_h}{(b_h + w_h)} \quad (26)$$

$$\frac{A_{f,c}}{A_{tot,c}} = \frac{b_c}{(b_c + w_c)} \quad (27)$$

Considerando que as aletas podem ser aproximadas para placas planas, com seção transversal constante, e desprezando a troca de calor na ponta, a eficiência da aleta, nos lados quente e frios, é dada por [12]:

$$\eta_{f,h} = \frac{\tanh(m_h b_h / 2)}{m_h b_h / 2} \quad (28)$$

$$\eta_{f,c} = \frac{\tanh(m_c b_c / 2)}{m_c b_c / 2} \quad (29)$$

onde m é o parâmetro de eficiência da aleta, expresso por

$$m_h = \sqrt{\frac{2 h_h}{k_m e_h}} \quad (30)$$

$$m_c = \sqrt{\frac{2 h_c}{k_m e_c}} \quad (31)$$

O número de unidades de transferência de calor (NTU) é definido por [13]:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (32)$$

onde C é a o parâmetro de capacidade do fluido, definido como $C = \dot{m}c_p$, onde \dot{m} é a vazão mássica e c_p é o calor específico à pressão constante do fluido.

Como o calor específico à pressão constante (c_p) da água é quase constante para as faixas de temperatura e pressão utilizadas nos testes térmicos, a taxa de transferência de calor (q) pode ser escrita como [12]:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (33)$$

onde T é a temperatura do fluido, e os subscritos *in* e *out* se referem ao lado de entrada e saída do fluido.

A efetividade (ε) do trocador de calor pode ser calculada como a razão entre a taxa de transferência de calor e a máxima taxa de transferência de calor possível (q_{\max}):

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (34)$$

A efetividade do sistema também pode ser escrita como uma função do número de unidades de transferência de calor (NTU), da razão entre a maior e a menor taxa de capacidade (C_r) e da configuração do escoamento [12]. De acordo com Kuppan [14], uma expressão analítica para a efetividade para um trocador de calor operando com fluxos cruzados de fluidos não misturados, foi proposta por Mason (1955), como:

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r NTU} \sum_{i=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - e^{-NTU} \sum_{j=0}^i \frac{(NTU)^j}{j!} \right] \left[1 - e^{-C_r NTU} \sum_{j=0}^i \frac{(C_r NTU)^j}{j!} \right] \right\} \quad (35)$$

Adotou-se $i=50$ como truncamento, a partir desse ponto a variação da efetividade era menor que 10^{-9} . C_r pode ser calculado por:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (36)$$

Quando a razão entre as capacidades térmicas dos fluidos é unitária ($C_r = 1$), a efetividade pode ser simplificada para a seguinte expressão [13]:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0,22} \left\{ \exp \left[-C_r (NTU)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (37)$$

Visando um resultado mais exato, no presente trabalho foi empregada a Eq. (35).

O número de Nusselt (Nu) para o trocador em questão pode ser definido da seguinte maneira:

$$Nu = \frac{h}{k_f / d_h} \quad (38)$$

Com base na equação anterior, o coeficiente convectivo de transferência de calor pode ser escrito por (lado quente e frio respectivamente):

$$h_h = \frac{k_{f,h} Nu_h}{d_{h,h}} \quad (39)$$

$$h_c = \frac{k_{f,c} Nu_c}{d_{h,c}} \quad (40)$$

No presente trabalho considera-se o fluxo de calor e a temperatura radial do canal constantes. Essas condições são uma boa aproximação para o trocador de calor estudado

Apesar dos escoamentos em ambos os ramais, quente e frio, serem considerados laminares, observa-se que, devido às pequenas dimensões dos canais, as camadas limites térmica e hidrodinâmica podem ser consideradas tanto completamente desenvolvidas quanto em desenvolvimento. De acordo com Shah e London [15], para canais de pequenas dimensões o escoamento é considerado hidrodinamicamente em desenvolvimento se o comprimento hidrodinâmico adimensional (L_{hy}^+) for menor do que o comprimento de entrada hidrodinâmico adimensional (z_{hy}^+), expressos por [16]:

$$L_{hy,h}^+ = \frac{L/d_{h,h}}{Re_h} \quad (41)$$

$$L_{hy,c}^+ = \frac{W/d_{h,c}}{Re_c} \quad (42)$$

$$z_{hy}^+ = 0,06 + 0,07\phi^{-1} - 0,04/\phi^{-2} \quad \text{para } 1 \leq \phi \leq \infty \quad (43)$$

onde ϕ é a razão de aspecto do canal, definida como a razão entre a maior e a menor largura e Re é o número de Reynolds do escoamento, ou seja:

$$\text{Re}_h = \frac{d_{h,h} \dot{m}_h}{\mu_h A_{free,h}} \quad (44)$$

$$\text{Re}_c = \frac{d_{h,c} \dot{m}_c}{\mu_c A_{free,c}} \quad (45)$$

onde μ é a viscosidade do fluido e A_{free} é área livre de escoamento. Devido ao pequeno comprimento do canal em relação ao diâmetro hidráulico, as correlações do número de Nusselt empregadas neste trabalho levam em consideração o comprimento térmico adimensional (L_{th}^*), expresso por:

$$L_{th,h}^* = \frac{L/d_{h,h}}{\text{Re}_h \text{Pr}_h} \quad (46)$$

$$L_{th,c}^* = \frac{W/d_{h,c}}{\text{Re}_c \text{Pr}_c} \quad (47)$$

onde Pr é o número de Prandtl.

De acordo com Lee e Garimella [17], o escoamento é considerado termicamente em desenvolvimento se o comprimento térmico adimensional (L_{th}^*) for menor que o comprimento de entrada térmico adimensional (z_{th}^*), definido por:

$$\begin{aligned} z_{th}^* = & -1,275 \times 10^{-6} \phi^6 + 4,709 \times 10^{-5} \phi^5 - 6,902 \times 10^{-4} \phi^4 \\ & + 5,014 \times 10^{-3} \phi^3 - 1,769 \times 10^{-2} \phi^2 + 1,845 \times 10^{-2} \phi + \\ & + 5,691 \times 10^{-2} \end{aligned} \quad (48)$$

Lee e Garimella [17] propuseram uma correlação para o número de Nusselt, para canais de seção transversal retangular, levando em consideração o comprimento térmico adimensional e a razão de aspecto do canal (ϕ). Os autores assumiram o escoamento como sendo hidrodinamicamente desenvolvido, mas termicamente em desenvolvimento, e propuseram a seguinte expressão:

$$Nu = \frac{1}{C_1 (L_{th}^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (49)$$

válida para a faixa de: $L_{th}^* < z_{th}^*$ e $1 < \phi < 10$, onde:

$$\begin{aligned} C_1 &= -2,757 \times 10^{-3} \phi^3 + 3,274 \times 10^{-2} \phi^2 - 7,464 \times 10^{-5} \phi + 4,476 \\ C_2 &= 6,391 \times 10^{-1} \\ C_3 &= 1,604 \times 10^{-4} \phi^2 - 2,622 \times 10^{-3} \phi + 2,568 \times 10^{-2} \\ C_4 &= 7,301 - 1,311 \times 10^1 / \phi + 1,519 \times 10^1 / \phi^2 - 6,094 / \phi^3 \end{aligned} \quad (50)$$

Shah e London [15] e Stephan e Preußer [18] sugeriram correlações envolvendo o número de Nusselt para escoamentos em dutos circulares, mas que também têm sido amplamente empregadas, com bons resultados, para dutos não circulares, levando em consideração o diâmetro hidráulico como parâmetro de entrada [19]. Shah e London [15] propuseram a seguinte equação para o número de Nusselt, considerando o escoamento hidrodinamicamente desenvolvido e termicamente em desenvolvimento:

$$Nu = \begin{cases} 1,953(1/L_{th}^*)^{1/3}; & L_{th}^* \leq 0,03 \\ 4,634 + 0,0722(1/L_{th}^*); & L_{th}^* \geq 0,03 \end{cases} \quad (51)$$

Por outro lado, Stephan e Preußer [18] consideraram o escoamento hidrodinamicamente e termicamente em desenvolvimento, propondo a seguinte expressão para o número de Nusselt:

$$Nu = 4,364 + \frac{0,086(1/L_{th}^*)^{1,33}}{1 + 0,1 \text{Pr}(\text{Re} d_h / L)^{0,83}} \quad (52)$$

Essa expressão é válida para números de Prandtl entre 0,7 e 7. Para números de Prandtl maiores que 7, a expressão acima é válida somente se $L_{th}^* \geq 0,03$. Todas essas correlações são usadas para escoamentos laminares.

Li et al. [20] simularam numericamente o escoamento no interior de um duto retangular, utilizando o software comercial (CFX). Estes autores compararam seus resultados numéricos com diferentes correlações de número de Nusselt disponíveis na literatura, como as de Shah e London [15], Stephan e Preußer [18] e Sieder e Tate (1936) [14], todas desenvolvidas originalmente para canais circulares. Segundo os autores, todas as três correlações geraram previsões consistentes, muito próximas dos resultados obtidos por simulação.

Sendo assim, as equações e as três correlações apresentadas anteriormente foram utilizadas na determinação do comportamento térmico do trocador de calor compacto de escoamento cruzado, através de um método iterativo de cálculo. Um fluxograma do procedimento de cálculo é apresentado na Fig. 18. Os dados de entrada são: temperatura, pressão e vazão mássica na entrada do trocador para ambos os lados. Inicialmente admite-se um valor para a efetividade e usando a Eq. (34) estima-se as temperaturas de saída. Baseado nas temperaturas de entrada e saída calcula-se a temperatura média do escoamento. Com a temperatura média e a pressão de entrada, determinam-se as propriedades médias para ambos os escoamentos. Na sequência, os números de Reynolds e os comprimentos hidrodinâmicos e térmicos adimensionais são calculados por meio das Eqs. (44), (45), (41), (42), (46) e (47), respectivamente. Com base nesses dados, o número de Nusselt é estimado, através das Eqs. (49), (51) ou (52), e o coeficiente convectivo de transferência de calor é então calculado através das Eqs (39) e (40). As Eqs (23) e (32) são empregadas para calcular o coeficiente global de transferência de calor e o número de NTU, respectivamente. A Eq. (37) é usada para estimar a efetividade do sistema e o resultado é comparado com o valor original proposto. Este processo é repetido até que a efetividade proposta seja igual à calculada.

É importante notar que mesmo utilizando expressões e correlações conhecidas, a metodologia proposta para o cálculo da efetividade e da taxa de transferência de calor é um procedimento inédito para trocadores de calor compactos soldados por difusão de seção quadrada, e se configura como uma contribuição do presente trabalho ao estado da arte de trocadores de calor. As presentes conclusões podem, obviamente, ser aplicadas a outros equipamentos, desde que a geometria do canal seja semelhante à considerada neste trabalho. Além disso, dados experimentais de transferência de calor e temperatura são fornecidos (na próxima seção), permitindo uma futura comparação do desempenho térmico do equipamento fabricado por meio desta nova tecnologia com os outros existentes.

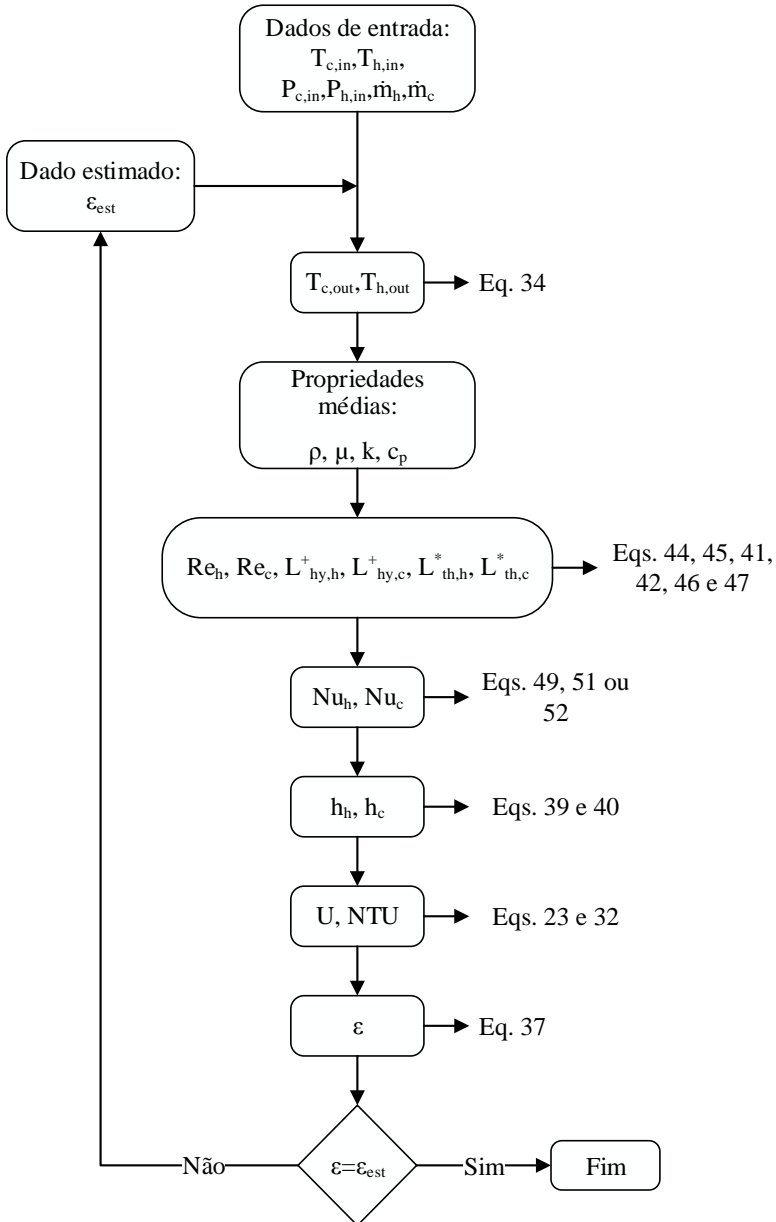


Fig. 18: Fluxograma do modelo matemático para a previsão do comportamento término do trocador de calor

3.2.2 Modelo de perda de carga

Além de estimar a taxa transferência de calor do equipamento, também é proposto um modelo inicial para calcular a perda de carga no interior dos canais do trocador de calor compacto placa usinada, os quais serão comparados com resultados numéricos. A expressão envolvendo o fator de atrito (f), proposta por Muzychka e Yovanovich [21] para canais retangulares, que leva em consideração o comprimento hidrodinâmico adimensional (L_{hy}^+) é empregada, dada pela seguinte correlação:

$$f = \left[\left(\frac{3,44}{\sqrt{L_{hy}^+}} \right)^2 + \left(\frac{24}{(1+1/\phi)^2 \left(1 - \frac{192}{\phi\pi^5} \tanh\left(\frac{\pi\phi}{2}\right) \right)} \right)^2 \right]^{1/2} / \text{Re} \quad (53)$$

Esta correlação, que pode ser aplicada para os fluxos quente e frio, apresenta bons resultados quando comparada com resultados experimentais, com erros de no máximo 8,72% [21].

A queda total de pressão do escoamento no interior do canal é calculada por:

$$\Delta P_h = f_h \frac{G_h^2 W}{d_{h,h} 2g_c \rho_h} \quad (54)$$

$$\Delta P_c = f_c \frac{G_c^2 L}{d_{h,c} 2g_c \rho_c} \quad (55)$$

onde ρ representa a massa específica do fluido, $g_c = 1$, e G é a velocidade mássica, dada por:

$$G_h = \frac{\dot{m}_h}{A_{free,h}} \quad (56)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_{free,c}} \quad (57)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica do escoamento e A_{free} é área livre de escoamento.

3.3 FABRICAÇÃO DO NÚCLEO E BANCADA EXPERIMENTAL

3.3.1 Projeto e fabricação do núcleo

Como dito anteriormente, o processo de fabricação do trocador de calor placa usinada soldado por difusão, desenvolvido por Morteau [11], emprega a usinagem por corte a jato de água para a produção dos canais em uma placa plana. O núcleo testado é o mesmo descrito na Seção 2.3.4, porém, nesta seção serão apresentados maiores detalhes da geometria do trocador de calor e seus componentes.

As principais dimensões das placas usinadas em formato de pente utilizadas na fabricação do trocador de calor são mostradas na Fig. 19 [11].

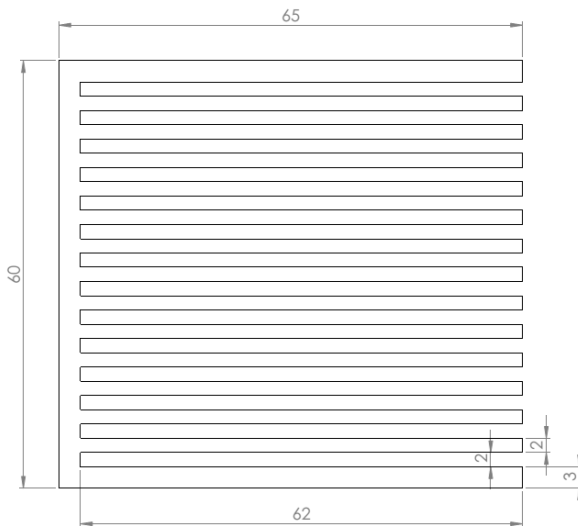


Fig. 19: Dimensões gerais da placa usinada [11].

A placa intermediária (que separa os escoamentos) foi fabricada com as seguintes dimensões externas: 60 mm largura, 60 mm de comprimento e 0,5 mm de espessura. O protótipo, produzido em cobre, é composto por 14 camadas, 7 para cada lado do escoamento, com 14 canais de seção transversal quadrada (de 2mm de aresta) por camada. A Fig. 20 apresenta as características gerais do núcleo e a Fig. 21 apresenta o protótipo final, após a soldagem. As características geométricas do trocador estudado são apresentadas na Tabela 5. No presente núcleo, os ramais quente e frio do trocador apresentam as mesmas características geométricas. Uma imagem do trocador de calor completo, com os bocais soldados, é apresentada na Fig. 22. Maiores detalhes do processo de fabricação podem ser encontrados em Morteau [11].

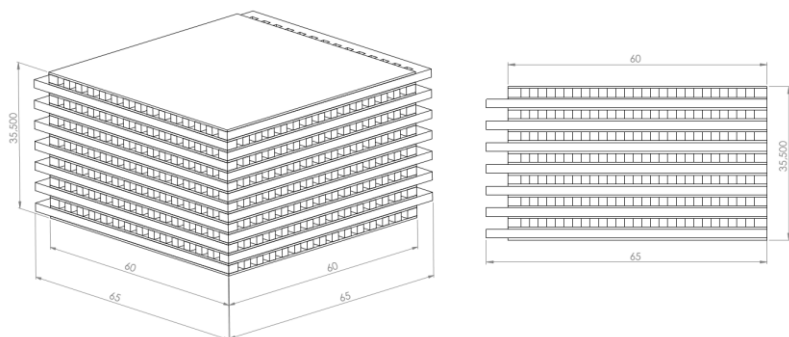


Fig. 20: Dimensões gerais do núcleo.

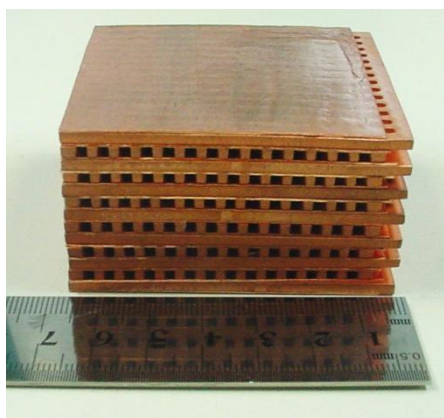


Fig. 21: Núcleo após a soldagem por difusão.

Tabela 5: Características geométricas do trocador [11].

b (m)	e (m)	a (m)	L (m)	W (m)	H (m)	d_h (m)
0,002	0,002	0,0005	0,06	0,06	0,0355	0,002
A_{tot} (m ²)	A_{free} (m ²)	β (m ² /m ³)	α (m ² /m ³)	σ	λ (m ² /m ³)	
0,047	0,000392	933	373,3	0,187	746	

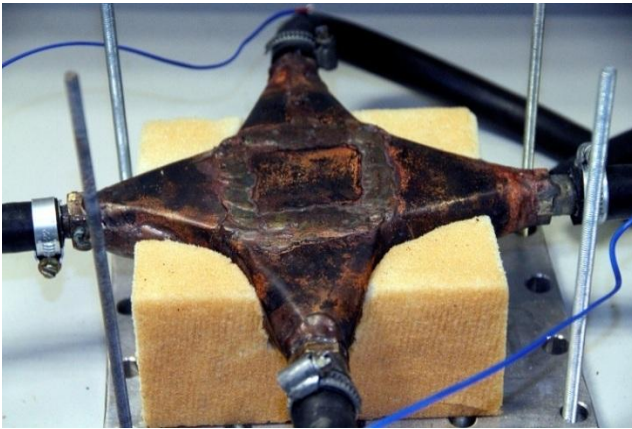


Fig. 22: Trocador de calor com os bocais.

3.3.2 Aparato experimental

A fim de verificar o desempenho térmico do trocador de calor compacto descrito na seção anterior, Mortean [11] projetou e construiu um aparato experimental, que será descrito nesta seção.

Água deionizada foi utilizada como fluido de trabalho para os lados quente e frio durante os testes. Quatro unidades de banho térmico foram empregadas durante o experimento (duas em série para cada fluxo, uma vez que um banho único não seria capaz de prover ou dissipar o calor requerido). Em cada fluxo, um banho térmico foi utilizado para pré-aquecimento (ou resfriamento) da água, enquanto o outro foi empregado para o ajuste de temperatura, fornecendo o aquecimento (ou resfriamento) final do fluido. Além disso, manômetros, termopares tipo T, um sistema de aquisição de dados (National

Instrument SCX1000) e um computador também foram utilizados. Um desenho esquemático do aparato experimental é ilustrado na Fig. 23 [11].

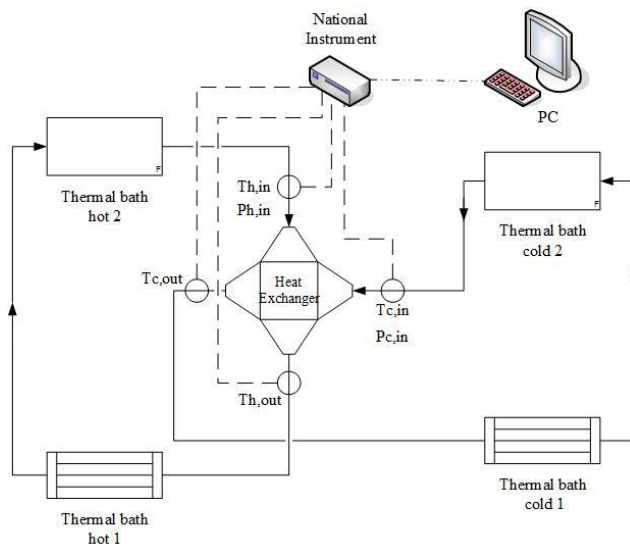


Fig. 23: Layout do aparato experimental.

Todos os testes foram realizados mantendo as temperaturas de entrada em níveis constantes, entre 29 e 31°C para o lado frio e entre 54 e 55°C para o lado quente. Os testes foram realizados variando a vazão mássica da água, com o objetivo de estudar a influência da variação do número de Reynolds no comportamento térmico do trocador. Cinco níveis de vazões mássicas foram adotados nos testes, apresentados na Tabela 6 [11].

Tabela 6: vazão mássica do lado quente e frio.

Vazão mássica do lado frio (kg/s)	Vazão mássica do lado quente (kg/s)
c1=0,0666	h1=0,0708
c2=0,1033	h2=0,0945
c3=0,1197	h3=0,1086
c4=0,1301	h4=0,1163
c5=0,1354	h5=0,1227

A Tabela 7 apresenta as incertezas de cada um dos parâmetros utilizados, que são empregadas no cálculo da incerteza da taxa de transferência de calor e da efetividade. O procedimento completo de cálculo para mensurar as incertezas é apresentado com detalhes no trabalho de Morteau [11].

Tabela 7: Incerteza dos parâmetros.

Parâmetro	Temp (°C)	Dif. Temp. (°C)	Vazão mássica (g/s)				
			c1/h1	c2/h2	c3/h3	c4/h4	c5/h5
Incerteza	0,24	0,16	2,0/1,6	0,9/1,7	1,1/1,2	1,8/0,9	1,2/1,8

Os seguintes dados foram coletados, em regime permanente, durante os testes: temperatura de entrada e saída dos fluxos quente e frio ($T_{h,in}$; $T_{h,out}$; $T_{c,in}$ e $T_{c,out}$), pressões de entrada dos fluxos quente e frio ($P_{h,in}$ e $P_{c,in}$, respectivamente) e as vazões mássicas (\dot{m}_h e \dot{m}_c).

Os testes foram realizados variando a vazão de um dos escoamentos enquanto o outro era mantido constante. Na primeira série de testes, estabeleceu-se a menor vazão do lado frio (c1) e variou-se a vazão do lado quente, do valor mínimo (h1) ao máximo (h5). Em seguida, estabeleceu-se a maior vazão do lado frio (c5) e variou-se novamente a vazão do lado quente (de h1 até h5). Esses mesmos procedimentos foram adotados mantendo a vazão do lado quente constante, no menor ou maior nível (h1 ou h5), enquanto a vazão do lado frio era variada da menor até a maior vazão (c1 até c5) [11].

A Tabela 8 apresenta as temperaturas de entrada coletadas durante os testes, assim como os números de Reynolds obtidos para ambos os escoamentos, as taxas de transferência de calor (q_{exp}) e as efetividades experimentais (ε_{exp}), estas últimas calculadas a partir das equações Eqs (33) e (34), respectivamente. Além disso, a tabela ainda apresenta os comprimentos adimensionais hidrodinâmicos (L_{hy}^+) e térmicos (L_{th}^*) para ambos os lados, calculados pelas Eqs (41), (42), (46) e (47).

Tabela 8: Dados experimentais coletados nos testes.

Teste	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	Re_h	Re_c	q_{exp} (kW)	ε_{exp}	$L_{hy,h}^+$	$L_{hy,c}^+$	$L_{th,h}^*$	$L_{th,c}^*$
c1_h1	55,52	29,13	703	435	1,326	0,181	0,050	0,058	0,012	0,013
c1_h2	55,86	29,05	948	436	1,503	0,201	0,037	0,057	0,009	0,013
c1_h3	54,87	29,11	1076	436	1,506	0,210	0,032	0,057	0,008	0,013
c1_h4	55,43	29,19	1163	437	1,571	0,215	0,030	0,057	0,008	0,013
c1_h5	55,46	29,16	1228	437	1,603	0,219	0,028	0,057	0,007	0,013
c5_h1	55,10	30,01	696	885	1,605	0,216	0,050	0,028	0,012	0,006
c5_h2	55,44	30,21	939	890	1,819	0,182	0,037	0,028	0,009	0,006
c5_h3	55,18	30,16	1078	890	1,913	0,168	0,033	0,028	0,008	0,006
c5_h4	55,38	30,82	1160	902	1,948	0,163	0,030	0,028	0,008	0,006
c5_h5	55,46	30,94	1226	904	1,995	0,159	0,029	0,028	0,007	0,006
h1_c1	55,52	29,13	703	435	1,326	0,181	0,050	0,058	0,012	0,013
h1_c2	54,88	29,56	694	672	1,515	0,202	0,050	0,037	0,012	0,008
h1_c3	55,03	29,27	695	773	1,614	0,212	0,051	0,032	0,012	0,007
h1_c4	55,02	29,22	695	838	1,654	0,216	0,051	0,030	0,012	0,007
h1_c5	55,04	29,25	695	872	1,66	0,217	0,051	0,029	0,012	0,006
h5_c1	55,28	30,05	1225	445	1,537	0,219	0,028	0,056	0,007	0,013
h5_c2	55,43	30,21	1227	684	1,855	0,170	0,029	0,036	0,007	0,008
h5_c3	55,53	30,28	1228	791	1,968	0,156	0,029	0,031	0,007	0,007
h5_c4	55,58	30,76	1229	867	1,997	0,157	0,029	0,029	0,007	0,007
h5_c5	55,46	30,94	1226	904	1,995	0,159	0,029	0,028	0,007	0,006

3.4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a implementação do modelo teórico proposto e a solução das equações apresentadas na Seção 3.2 foi utilizado o *Software* EES.

A Tabela 8 mostra que em todos os testes realizados, as camadas limites térmicas e hidrodinâmicas dos escoamentos estavam em desenvolvimento, uma vez que os comprimentos hidrodinâmicos e térmicos adimensionais eram menores que os estipulados pelas Eqs (43) (z_{hy}^+) e (48) (z_{th}^*) , os quais, para dutos de seção transversal quadrada apresentam os valores 0,09 e 0,062, respectivamente.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção dos escoamentos quente e frio foram obtidos a partir das seguintes expressões: Lee e Garimella [17], Shah e London [15] e Stephan e

Preußer [18]. Nesta seção, serão comparados os resultados dos modelos matemáticos empregando-se estas três correlações e os resultados experimentais.

A Fig. 24 apresenta o gráfico da taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds para o conjunto de testes c1_h1 a c1_h5. Neste caso, a vazão mássica do lado frio (e , portanto, o Re_c) foi mantida constante no menor valor (c1), enquanto se variou a vazão do lado quente do menor até o maior valor (h1 até h5). Observam-se três diferentes curvas, uma para cada correlação (Lee e Garimella [17], Shah e London [15] e Stephan e Preußer [18]). Gráfico similar é apresentado na Fig. 25, para c5_h1 até c5_h5.

As Fig. 26 e Fig. 27 mostram gráficos similares aos apresentados nas Fig. 24 e Fig. 25. Nestes casos, a vazão mássica do fluxo quente foi mantida constante no seu menor nível, h1, para Fig. 26 e no seu maior nível, h5, para Fig. 27, enquanto a vazão do lado frio variou de valores mínimos até valores máximos (c1 a c5). Note-se que, em todas as figuras, o número de Reynolds de um dos lados se manteve constante, enquanto que o número de Reynolds do outro lado variou, mostrando o efeito deste parâmetro sobre a taxa de transferência de calor (q).

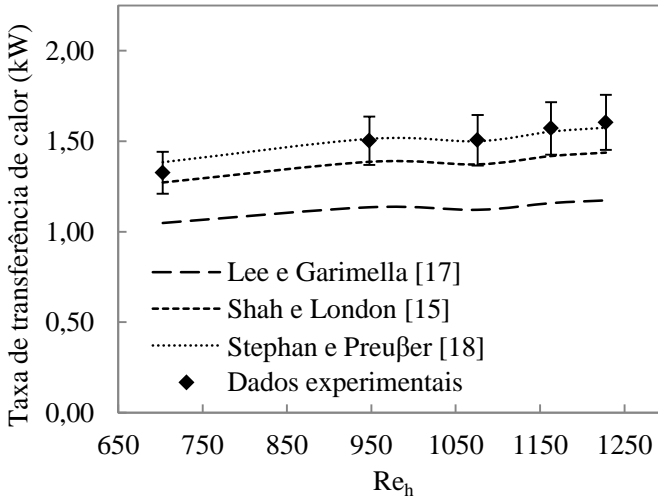


Fig. 24: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes c1_h1 a c1_h5 ($Re_c = 436$).

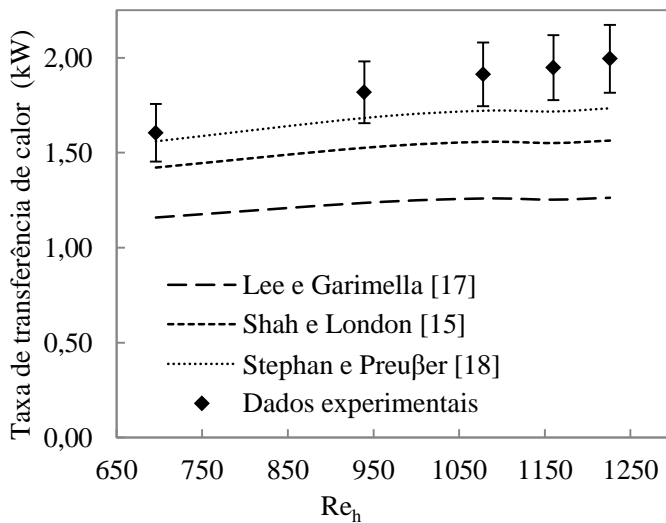


Fig. 25: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes c5_h1 a c5_h5 ($Re_c = 894$).

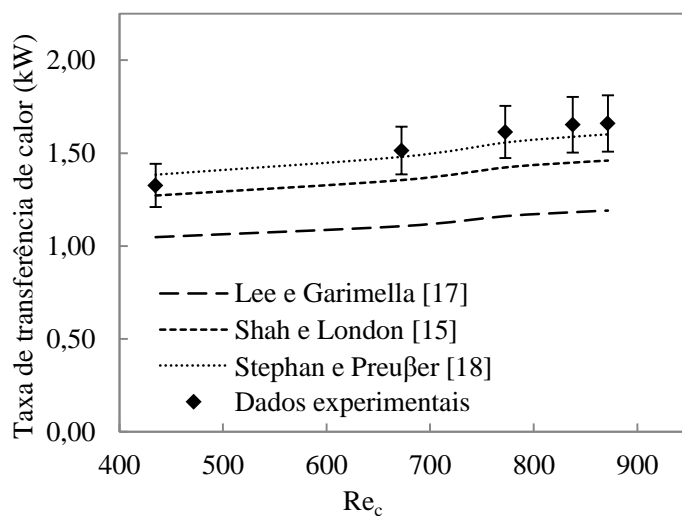


Fig. 26: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h1_c1 a h1_c5 ($Re_h = 696$).

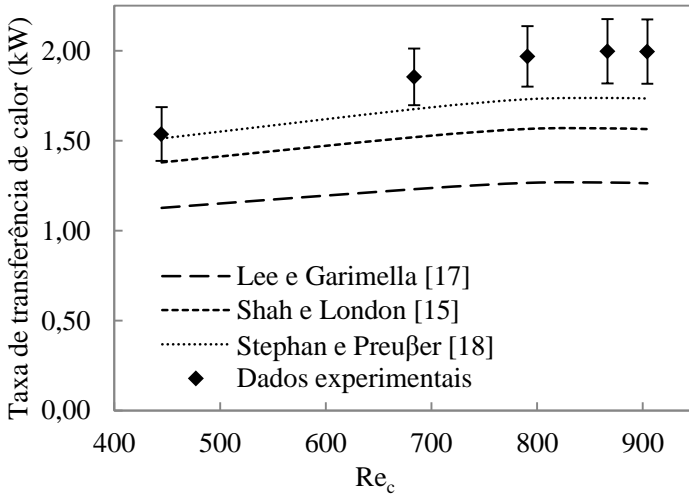


Fig. 27: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h5_c1 a h5_c5 ($Re_h = 1227$).

Similarmente aos gráficos apresentados nas Fig. 24 a 27, as Fig. 28 a 31 mostram a efetividade do trocador de calor em função do número de Reynolds. A partir desses gráficos, nota-se que a efetividade do trocador estudado pode ser considerada baixa, variando entre 0,15 a 0,25. A literatura relata que trocadores de calor de fluxo cruzado apresentam baixa efetividade, especialmente para equipamentos compactos. Kang e Tseng [22] estudaram micro trocadores de calor de corrente cruzada e obtiveram efetividades variando entre 0,37 e 0,51. Gao et al. [23] relataram que a efetividade experimental do permutador de calor de fluxo cruzado estudado por eles variou entre 0,45 a 0,60. Como já observado, no presente caso, não foi aplicado nenhum procedimento de otimização do trocador testado. Note-se também que os bocais de entrada e saída do trocador são relativamente grandes quando comparados com o tamanho do núcleo, onde as trocas térmicas realmente acontecem (ver Fig. 22). Este volume grande de material (cobre, no caso) provoca grandes perdas ao ambiente, reduzindo a efetividade do equipamento testado. Além da condução axial no material, o efeito da má distribuição do fluxo de massa entre os canais também pode afetar o desempenho do trocador, como demonstrado por Baek et al. [24].

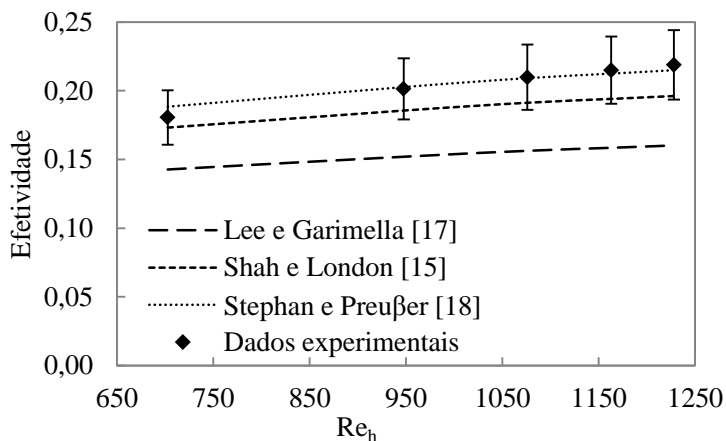


Fig. 28: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes c1_h1 a c1_h5 ($Re_c = 436$).

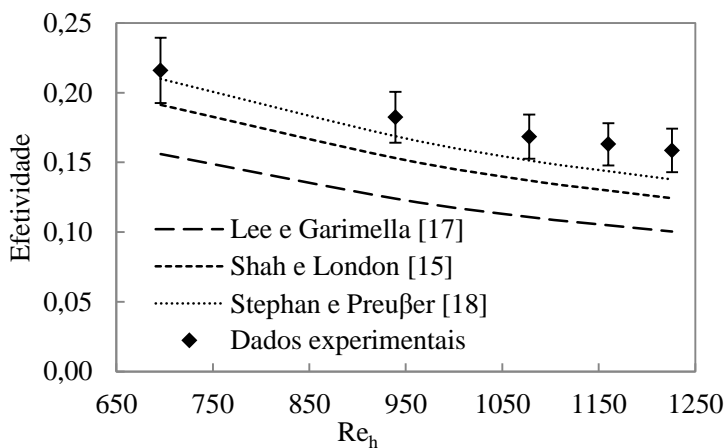


Fig. 29: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes c5_h1 a c5_h5 ($Re_c = 894$).

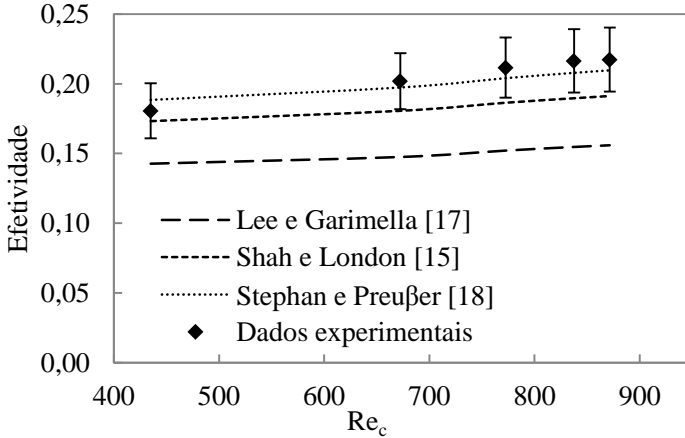


Fig. 30: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes h1_c1 a h1_c5 ($Re_h = 696$).

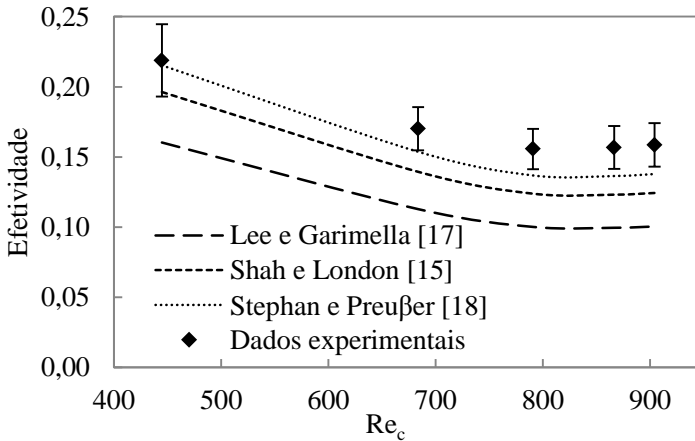


Fig. 31: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da efetividade para o conjunto de testes h5_c a h5_c5 ($Re_h = 1227$).

No geral, todas as figuras, Fig. 24 a Fig. 31, mostram que os modelos teóricos e os dados experimentais apresentam comportamentos e tendências similares, tanto para a taxa de transferência de calor quanto para a efetividade. O modelo teórico empregando a correlação proposta por Stephan e Preußer [18] foi o que apresentou a melhor concordância com dados experimentais, com a grande maioria das curvas dentro das margens de incerteza, com exceção de alguns pontos experimentais

apresentados nos gráficos das Fig. 25, 27, 29 e 30, sempre para número de Reynolds elevados.

Observando a Tabela 8, nota-se que em todos os casos, as camadas limites térmica e hidrodinâmica dos escoamentos quente e frio estavam em desenvolvimento. Como esta é a hipótese adotada pela correlação de Stephan e Preußer [18], era de se esperar uma melhor concordância deste modelo com os dados experimentais. Por outro lado, as correlações de Lee e Garimella [17] e Shah e London [15] foram propostas para camadas limites hidrodinâmicas completamente desenvolvidas.

A análise dos gráficos também permite concluir que o modelo teórico, cujo coeficiente de transferência de calor por convecção é obtido através da correlação sugerida por Lee e Garimella [17], apresentou as maiores diferenças em relação aos dados experimentais, e na maioria dos casos, fora da faixa de incerteza experimental. Uma das razões para essas diferenças está no fato de que os autores estudaram canais de pequenos diâmetros hidráulicos, menores que 0,9 mm, enquanto que no presente estudo, o canal possui um diâmetro hidráulico de cerca de 2 mm. De acordo com Dixit e Ghosh [2] existe uma grande controvérsia entre pesquisadores sobre o uso da teoria de canais convencionais na modelagem em micro canais. Espera-se, assim, que o modelo proposto por Lee e Garimella [17] apresente melhores resultados para micro canais, ao invés de mini canais, caso do presente trabalho.

Por outro lado, Lee [19] observou que as correlações sugeridas por Shah e London [15] e Stephan e Preußer [18], que foram originalmente desenvolvidas para dutos circulares, apresentaram bons resultados para canais de seção quadrada. As conclusões de Lee [19] estão de acordo com os resultados obtidos no presente modelo. Do mesmo modo, os estudos de Li et al. [20] também confirmam isso. Os autores simularam numericamente, utilizando o *Software* CFX, o escoamento no interior de dutos retangulares e compararam os seus resultados com os da literatura. Estes pesquisadores concluíram que as correlações desenvolvidas originalmente para dutos circulares apresentavam os mesmos resultados que os previstos por eles numericamente. De acordo com esse estudo, para número de Reynolds entre 500 e 1500 (similar à faixa empregada no presente trabalho) a correlação proposta por Stephan e Preußer [18] apresentou as melhores concordâncias com os resultados experimentais.

Comparando os resultados analíticos obtidos usando as correlações de Shah e London [15] e Lee e Garimella [17], pode-se

notar que existem diferenças entre as duas curvas teóricas, mesmo que ambas tenham sido desenvolvidas para escoamentos termicamente em desenvolvimento e hidrodinamicamente desenvolvidos. A correlação de Lee e Garimella [17] tem sido empregada em diversos estudos, apresentando bons resultados quando comparada com dados de simulação numérica, como evidenciado por [20], [25] e [26]. Entretanto, pequenas diferenças entre o modelo e os resultados experimentais foram verificadas nos trabalhos de Saisorn et al. [27] e Mao et al. [28]. Devido a essa diferença, Mao et al. [28] propôs um ajuste à equação de Lee e Garimella [17], obtendo bons resultados.

A Fig. 32 apresenta um gráfico que compara os resultados teóricos da taxa de transferência de calor com dados experimentais. A linha cheia mostra uma comparação perfeita, enquanto as linhas tracejadas delimitam uma região onde a diferença máxima entre modelo e dados é de 10%. Pode-se perceber que o modelo tende a não apresentar boa aproximação com os dados experimentais para altas taxas de transferência de calor, o que acontece para elevados números de Reynolds. Mesmo assim, a maioria dos pontos estão concentrados dentro da faixa de variação de 10%. Observa-se, também, que os dados experimentais se situam muito próximos da linha ideal de comparação para baixas taxas de transferência de calor (ou seja, experimentos com baixos números de Reynolds).

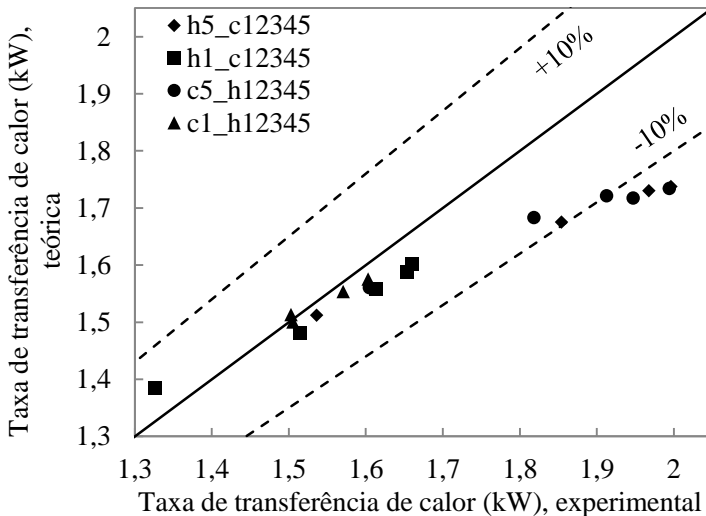


Fig. 32: Comparação entre os dados analíticos e experimentais.

3.4.1 Simulação Numérica

O comportamento térmico e a perda de carga do trocador de calor tipo placa usinada foram modelados numericamente por meio do *software* ANSYS-CFX.

Três diferentes estudos numéricos foram realizados. Primeiramente, estudou-se a queda de pressão no interior de um canal retangular. Em seguida, o comportamento hidrodinâmico do trocador completo, incluindo o núcleo e os bocais, foi estudado. E finalmente, o comportamento térmico do trocador foi simulado numericamente, considerando apenas duas camadas do núcleo (uma para o fluxo quente e outra para o fluxo frio). Neste último caso, foram empregadas condições de simetria, o que diminuiu o número de nós necessários na análise numérica.

As equações diferenciais de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram discretizadas pelo método do volume finito e resolvidas de modo iterativo. De um modo geral, essas equações podem ser escritas como [29]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w\phi) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial z}\right) + S^\phi \end{aligned} \quad (58)$$

onde ϕ corresponde a propriedade transportada, na qual o balanço é realizado, incluindo os componentes de velocidade u , v , w e a temperatura T , enquanto que Γ^ϕ representa o produto da difusividade pela massa específica da propriedade transportada em consideração, e S^ϕ é o termo fonte [29]. A equação de conservação da massa é obtida quando $S^\phi=0$, $\Gamma^\phi=0$ e $\phi=1$. As equações do movimento nas três direções são obtidas fazendo ϕ igual u , v e w , $\Gamma^\phi = \mu$ e empregando o apropriado termo fonte, que neste caso, inclui o gradiente de pressão. Já a equação da energia, é alcançada fazendo $\phi=T$, $\Gamma^\phi = k/c_p$ e utilizando o termo fonte apropriado [29].

A queda de pressão observada no primeiro estudo numérico, perda de carga em um canal, foi considerada representativa da queda de pressão do núcleo completo. Essa hipótese, que é bastante razoável uma

vez que os canais estão em paralelo, foi também adotada para o modelo matemático descrito na seção 3.2.2. Uma malha hexaédrica foi usada com uma qualidade ortogonal de 1 (a maior possível).

O estudo de malha foi realizado a partir das medidas da queda de pressão observada no teste c1_h1, o qual foi adotado como caso referência. Nessa análise, o número de elementos da malha variou entre $2,5 \times 10^2$ e $4,8 \times 10^5$, para um critério de convergência 10^{-10} RMS (“root mean square”, ou erro quadrático médio). Observou-se que, a partir de $2,5 \times 10^5$ elementos, a queda de pressão se mantinha praticamente constante, com uma diferença de resultados de aproximadamente 1,8% quando comparado com uma malha de $4,8 \times 10^5$ elementos. Visando obter um resultado preciso, porém utilizando uma malha com um número de elementos razoável, adotou-se uma malha com $3,3 \times 10^5$ elementos, que foi empregada na análise da queda de pressão no interior do canal, uma vez que a diferença entre essa e a maior malha considerada é menor que 1%.

Os resultados numéricos da queda de pressão obtidos a partir desta malha foram comparados com os resultados analíticos, Eqs (53) e (54), para o conjunto de testes c1_h12345 (mesmo caso apresentado na Seção 3.3.2). A Fig. 33 apresenta a comparação entre resultados numéricos e analíticos. Pode-se observar, para a faixa de valores do número de Reynolds estudado, que os resultados numéricos e analíticos apresentam o mesmo comportamento para a queda de pressão no interior do canal, com uma diferença média de 2%. Este valor está dentro da faixa de incerteza da correlação do fator de atrito Eq. (53), que segundo Muzychka e Yovanovich [21] apresenta erros de no máximo 8,72%.

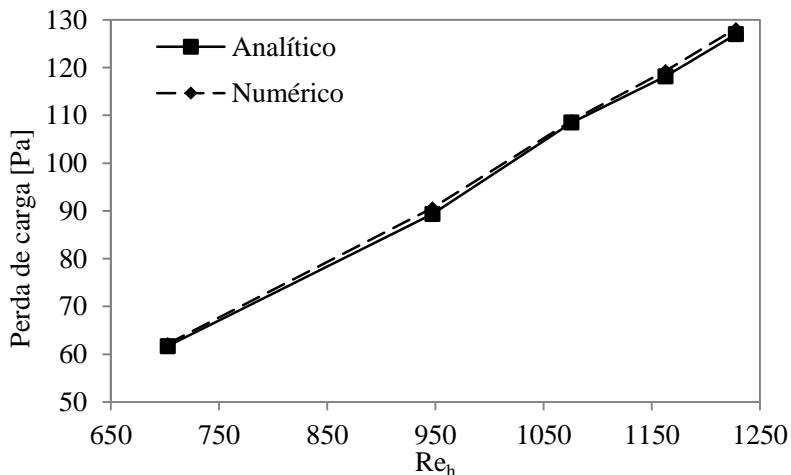


Fig. 33: Resultados numérico e analítico para a perda de carga no interior do canal para o conjunto de teste c1_h12345.

Na segunda parte, estudou-se a queda de pressão no trocador completo, incluindo bocais e tubulação, com o objetivo de verificar a influência desses componentes na perda de carga do trocador. Foi empregada uma malha não estruturada de $1,3 \times 10^6$ elementos tetraédricos e hexaédricos, com uma qualidade ortogonal de 0,92.

A Fig. 34 ilustra a distribuição da pressão para o lado quente do trocador de calor, para o caso c1_h1 (ver Tabela 8). Note-se que o escoamento é completamente laminar, número de Reynolds do lado quente igual a 700. Comparando as cores da figura com a legenda, observa-se facilmente que os bocais são responsáveis por 52% da perda de carga total do trocador, enquanto que o núcleo é responsável por 48%. A Fig. 35 mostra as linhas de corrente para este mesmo caso. É possível observar que o escoamento é bastante desorganizado no bocal de entrada (esquerda), tornando-se completamente organizado no interior do núcleo e no bocal de saída (direita). Uma velocidade média do escoamento de 0,187 m/s é observada nos canais, sendo que a máxima velocidade é observada na parte central do núcleo, atingindo 0,23 m/s. As menores velocidades estão localizadas nos cantos do núcleo, com valores de aproximadamente 0,15 m/s.

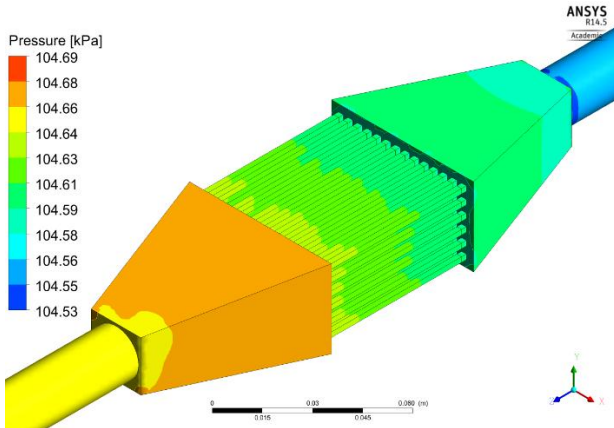


Fig. 34: Distribuição da pressão absoluta do fluido quente no trocador de calor.

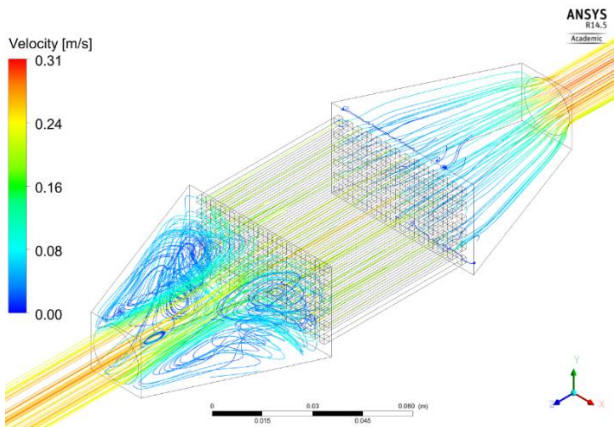


Fig. 35: Linhas de corrente do fluido quente no trocador de calor.

Também se estudou, por meio da simulação numérica, o desempenho térmico do trocador, que foi comparado com resultados analíticos e experimentais. As equações de transferência de calor foram resolvidas usando o método de transferência de calor conjugado. O domínio foi dividido em três regiões: fluido quente, fluido frio e sólido (núcleo do trocador). Foram empregadas condições de simetria e acoplamento interfacial.

De modo semelhante ao procedimento adotado para o estudo numérico da queda de pressão, o teste $c1_h1$ foi usado como referência

no estudo da convergência de valores numéricos da taxa de transferência de calor em função do número de elementos, que variou entre $2,5 \times 10^2$ e $4,8 \times 10^5$. Observou-se, que a partir de $2,91 \times 10^5$ elementos, a taxa de transferência de calor se manteve praticamente constante, com uma diferença de apenas 0,02% quando comparada a resultados obtidos a partir de uma malha de $4,8 \times 10^5$ elementos. Portanto, a simulação numérica foi realizada empregando-se uma malha de $2,91 \times 10^5$ elementos, que apresentou uma qualidade ortogonal de 0,90.

A Fig. 36 mostra a distribuição da temperatura do fluido no interior do canal. A imagem do lado esquerdo representa a metade inferior de um canal do lado frio e a imagem do lado direito representa a metade superior de um canal do lado quente.

Pode-se notar que, no ramal frio (lado esquerdo), o fluido próximo das paredes possui maiores temperaturas que a parte central, como esperado, uma vez que o calor é transferido para o fluido através das paredes. Por outro lado, no ramal quente, as maiores temperaturas são observadas no centro do canal, uma vez que o calor é conduzido do fluido para as paredes.

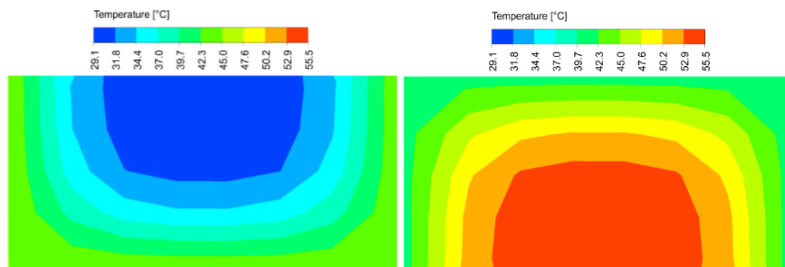


Fig. 36: Distribuição da temperatura do fluido frio e quente, respectivamente, no interior do canal.

Na Fig. 37 é apresentada a comparação da taxa de transferência de calor obtida nos testes experimentais, no modelo analítico (empregando a correlação de Stephan e Preußer [18] para a predição do número de Nusselt do escoamento) e na simulação numérica, para o conjunto de testes c1_h12345. De acordo com a figura, os resultados numéricos apresentaram o mesmo comportamento dos resultados analíticos e experimentais, com uma diferença média de 3%. Observa-se também que ambos os resultados, numérico e analítico, se encontram dentro da faixa de incerteza dos dados experimentais.

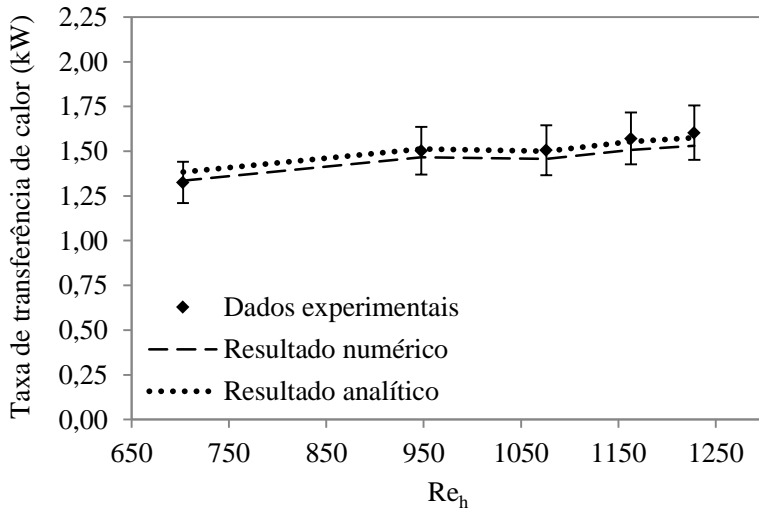


Fig. 37: Resultados numéricos, analíticos e experimentais para a taxa de transferência de calor.

A Tabela 9 apresenta em números percentuais, uma comparação entre os resultados numéricos, analíticos e experimentais. Como já observado, a simulação numérica apresentou uma boa concordância com resultados analíticos e dados experimentais, tanto para a perda de carga quanto para o modelo térmico, ou seja, diferenças médias de 2% e 3% respectivamente.

Tabela 9: Análise comparativa entre os resultados numéricos, analíticos e experimentais.

	Resultados analíticos		Resultados experimentais	
	Perda de carga	Comportamento térmico	Perda de carga	Comportamento térmico
Resultados numéricos	2%	3%	-	3%

3.5 CONCLUSÃO

Segundo Kandlikar e Grande [3], os fenômenos físicos envolvidos no processo de transferência de calor em trocadores de calor compactos, compostos de mini ou micro canais, são considerados

complexos. Em razão disso, o foco do presente capítulo foi realizar um estudo teórico e experimental do trocador de calor compacto placas usinadas soldado por difusão.

Tendo como base a geometria do núcleo estudado, composto de canais e aletas de seção quadrada, e nas equações fundamentais de transferência de calor, foi proposto um modelo analítico para prever o comportamento térmico do equipamento. No modelo, o coeficiente de transferência de calor por convecção foi obtido a partir de três correlações da literatura, que correlacionam o número de Nusselt com características físicas do escoamento.

O trocador de calor, em cobre, fabricado pelo processo descrito na Seção 2.3.4, foi testado termicamente empregando água como fluido de trabalho para os lados quente e frio. Nos testes as temperaturas de entrada foram mantidas constantes e as vazões mássicas variadas. Durante os testes, os números de Reynolds variaram de 435 a 1230, enquanto que a taxa de transferência de calor variou de 1,326 kW a 1,997 kW, e a taxa de transferência de calor por unidade de volume entre 10523,8 e 15849,2 kW/m³.

Os dados experimentais foram comparados com o modelo analítico, onde se pode constatar que todas as curvas teóricas seguiram as mesmas tendências de comportamento dos dados experimentais. O modelo térmico teórico, cujos coeficientes de transferência de calor por convecção no canal foram determinados a partir da correlação de Stephan e Preußer [18], apresentaram resultados bastante satisfatórios, que se aproximaram muito dos dados experimentais para a grande maioria dos testes.

Um estudo numérico do comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor, também foi realizado. Os resultados mostraram que a simulação numérica apresentou uma boa concordância com os resultados analíticos e dados experimentais, tanto para a perda de carga quanto para a transferência de calor.

Para a faixa de valores do número de Reynolds do presente trabalho, pode-se afirmar que o modelo matemático e as simulações numéricas puderam representar com sucesso a potência térmica trocada e as perdas de carga associadas aos fluxos quente e frio no interior do trocador de calor, mostrando que a metodologia apresentada pode ser utilizada como uma ferramenta de projeto para este tipo de equipamento.

3.6 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 3

- [1] N. García-Hernando, A. Acosta-Iborra, U. Ruiz-Rivas, M. Izquierdo, Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.52 (23–24), p. 5433-5446, 2009.
- [2] T. Dixit, I. Ghosh, Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids, **Renewable Sustainable Energy Reviews**, v.41, p. 1298–1311, 2015.
- [3] S.G. Kandlikar, W.J. Grande, Evolution of microchannel flow passages - thermohydraulic performance and fabrication technology, **Heat Transfer Engineering**, v. 24, p. 3-17, 2003.
- [4] A. Bejan, **Heat transfer**, John Wiley & Sons, New York, 1993.
- [5] R.K. Shah, D. P. Sekulic, **Fundamentals of heat exchanges design**, John Wiley & Sons, New Jersey, 2003.
- [6] S. G.Kandlikar, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 26 (2–4), p. 389-407, 2002.
- [7] Shung-Wen Kang, Shin-Chau Tseng, Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v. 27 (5–6), p.877-885, 2007.
- [8] L. Luo, Y. Fan, W. Zhang, X. Yuan, N. Midoux, Integration of constructal distributors to a mini crossflow heat exchanger and their assembly configuration optimization, **Chemical Engineering Science**, v.62 (13), p. 3605-3619, 2007.
- [9] J. E. Hesselgreaves, **Compact heat exchangers: selection, design and operation**, Pergamon Press, New York, 2001.
- [10] K. Mylavarapu, **Design, fabrication, performance testing, and modeling of diffusion bonded compact heat exchangers in a high-temperature helium test facility**. Tese de Doutorado - Graduate Program In Nuclear Engineering, The Ohio State University, Columbus, 2011.
- [11] M.V.V. Morteau, **Desenvolvimento de tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- [12] W.M. Kays, A.L. London, **Compact heat exchangers**, McGraw-Hill Book Company, New York, 1998.

- [13] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, **Fundamentals of heat and mass transfer**, John Wiley and Sons, New York, 1996.
- [14] T. Kuppan, **Heat exchanger design handbook**, Taylor & Francis Group, New York, 2013.
- [15] R.K.Shah, A. L. London, Laminar flow forced convection in ducts, Suppl. 1, **Advances in Heat Transfer**, 1978.
- [16] S.K. Saha, M. Baelmans, A design method for rectangular microchannel counter flow heat exchangers, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.74, p.1–12, 2014.
- [17] P. Lee, S. V. Garimella, Thermally developing flow and heat transfer in rectangular micro channels of different aspect ratios, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.49 (17–18), p. 3060–3067, 2006.
- [18] K.Stephan, P. Preußner, Wärmeübergang und maximale wärmestromdichte beim behältersieden binärer und ternärer flüssigkeitsgemische, **Chemie Ingenieur Technik**, v.51, p.37, 1979.
- [19] P. Lee, **Heat transport in silicon microchannel arrays**. Tese de Doutorado - School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 2007.
- [20] Z. Li, X. Huai, Y. Tao, H. Chen, Effects of thermal property variations on the liquid flow and heat transfer in microchannel heat sinks. **Applied Thermal Engineering**, v. 27 (17-18), p. 2803-2814, 2007.
- [21] Y. S. Muzychka, M. M. Yavanovich, Pressure drop in laminar developing flow in noncircular ducts: A scaling and modeling approach, ASME. **Journal Fluids Engineering**, v.131, p. 111105.1-111105.11, 2009.
- [22] S.-W. Kang, S.-C. Tseng, Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v.27, p.877–885, 2007.
- [23] T. Gao, B. Sammakia, J. Geer, Dynamic response and control analysis of cross flow heat exchangers under variable temperature and flow rate conditions, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.81, p. 542–553, 2015.
- [24] S. Baek, C. Lee, S. Jeong, Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger, **Cryogenics**, v. 60, p. 49–6, 2014.
- [25] A.N. Smith, H. Nohetto, Laminar thermally developing flow in rectangular channels and parallel plates: uniform heat flux, **Heat and Mass Transfer**, v.50, p.1627–1637, 2014.

- [26] V.K. Natrajan, K.T. Christensen, Non-intrusive measurements of transitional and turbulent convective heat transfer in a rectangular microchannel, **Journal Micromechanics Microengineering**, v.21, p. 085001, 2011.
- [27] S. Saisorn, P. Kuaseng, S. Wongwises, Heat transfer characteristics of gas–liquid flow in horizontal rectangular microchannels, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.55, p.54–61, 2014.
- [28] Z. Mao, X. Luo, S. Liu, Compact thermal model for microchannel substrate with high temperature uniformity subjected to multiple heat sources, **2011 IEEE 61st Electronic Components and Technology Conference**, p. 1662–1672, 2011.
- [29] C.R. Maliska, **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**, LCT – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2004.

4 SOLDAGEM POR DIFUSÃO DO AÇO INOXIDÁVEL PARA FABRICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

No Capítulo 2, foram apresentadas e discutidas as tecnologias de fabricação de protótipos de trocadores de calor compactos em cobre. Como comentado, o cobre foi utilizado devido à experiência do Labtucal com a soldagem por difusão deste material e às limitações do laboratório, que, na época, não contava com um forno prensa específico para a soldagem por difusão.

Entretanto, trocadores de calor industriais, como os utilizados em plataformas de exploração de petróleo, devem ser fabricados com materiais de alta resistência mecânica, como por exemplo, os aços inoxidáveis.

Desse modo, visando à fabricação do trocador de calor do tipo placa usinada para aplicações industriais, no presente capítulo é realizado um estudo dos parâmetros de soldagem por difusão dos aços: AISI 316L, duplex UNS 31803 e super duplex UNS 32750.

Os procedimentos de soldagem por difusão apresentados neste capítulo foram realizados no Centro de Pesquisas de Jülich (*Forschungszentrum Jülich*) - Alemanha, que conta com um forno prensa de soldagem por difusão. Baseado nos bons resultados da soldagem do aço, um trocador de calor compacto soldado por difusão foi fabricado, empregando a tecnologia de fabricação apresentada nas Seções 2.3.4 e 3.3.1. Além disso, é apresentado o forno prensa de grande porte adquirido pelo Labtucal para a fabricação de núcleos de trocadores de calor.

4.1 INTRODUÇÃO

A soldagem por difusão é uma técnica de união no estado sólido, em que a zona de fusão não está presente ao longo da interface, prevenindo ou minimizando a degradação micro estrutural. Esta técnica tem sido estudada há mais de meio século, sendo empregada para soldar grandes áreas, geometrias complexas e materiais dissimilares [1][2].

A aplicação desse processo em campos estratégicos, como o nuclear, prossegue até os dias atuais, como atestam trabalhos recentes na área de fabricação de reatores e componentes da primeira parede de centrais à fusão. Também é extensa a atividade voltada à fabricação de trocadores de calor compactos e tubos de calor, visando a aplicações na

indústria química, petroquímica, e até mesmo em aeronaves [2][3][4][5][6].

De acordo com Schwartz [1], o processo de soldagem por difusão é basicamente a união de dois materiais sólidos que ocorre através da difusão atômica desses materiais. Essa ação é ativada pelas altas temperaturas impostas aos materiais (abaixo da temperatura de fusão) e facilitada pela pressão externa aplicada, responsável tanto pelas micro deformações localizadas quanto pelo íntimo contato entre as superfícies.

De acordo com Lison [7], a soldagem por difusão é classificada como um processo topoquímico lento, termo que ressalta a elevada exigência imposta na preparação prévia das superfícies das amostras.

Esta técnica trabalha com baixas pressões de compressão, sob uma temperatura dentro da faixa de recristalização dos materiais a serem unidos: usualmente entre 0,5 e 0,8 da temperatura de fusão do material.

O processo de união propriamente dito ocorre após atingida a temperatura de soldagem e aplicada a pressão. Inicialmente, com a pressão aplicada, ocorre o mecanismo de fluência que provoca o aplainamento de picos de rugosidade e o conseqüente rompimento de eventuais camadas superficiais, conduzindo a um aumento da área de contato. Com isso, são ativadas as forças metálicas de ligação entre os elementos adjacentes. Após a obtenção da ligação metálica, ainda é fornecido energia, que governa as trocas de átomos entre os parceiros de união através da superfície de ligação. Como resultado das trocas atômicas na região da interface, no caso das uniões entre materiais similares, são formados novos grãos, que não podem ser mais associados a nenhum dos parceiros originais isoladamente [7].

De acordo com Bouquet et al. [8], a evolução da interface de soldagem é definida por três estágios, como mostrado na Fig. 38. No primeiro, a deformação plástica localizada resulta em colapso da aspereza superficial, com aumento da área de contato real, Fig. 38a. Na seqüência, o preenchimento dos vazios remanescentes prossegue via mecanismos controlados por difusão, tais como fluência e difusão em contornos de grãos (Fig. 38b). A união completa é atingida pela “movimentação interfacial de contornos de grãos” (*Interfacial Grain Boundary Motion*) (Fig. 38c), uma designação mais específica e moderna para a clássica “recristalização” citada por Lison [7].

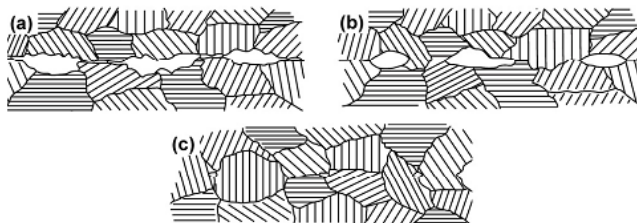


Fig. 38: Mecanismos de formação da interface na soldagem por difusão [8].

Este processo de soldagem não envolve macro deformações ou grande movimentação entre as partes, podendo empregar uma lâmina fina de um metal intermediário entre os corpos a serem soldados para facilitar a união. A preparação da superfície e os procedimentos de limpeza são tão importantes quanto os parâmetros básicos utilizados na soldagem: tempo, temperatura e pressão. É necessário ter uma superfície limpa e livre de oxidação antes de realizar o procedimento de união das partes. Isso é possível por meio da combinação de uma limpeza alcalina, aplicação de uma solução ácida e raspagem através de escova de aço [9].

Por outro lado, Schwartz [1] explica que a preparação da superfície pode ser considerada menos crítica quando a soldagem ocorre em temperaturas em que o limite de elasticidade do material é baixo, de modo que menores pressões provocam maiores deformações no metal, possibilitando um maior contato entre as partes. Ainda segundo o autor, o efeito da rugosidade superficial do material é variável. Em situações em que as deformações plásticas são restritas, uma superfície rugosa é desvantajosa, sendo preferível uma superfície lisa. Por outro lado, observa-se que, em elevadas temperaturas, a rugosidade superficial deixa de ser tão relevante.

A soldagem por difusão é um processo de união empregado quando requisitos estruturais são importantes, em virtude principalmente da excelente resistência mecânica obtida nas regiões de ligação. A região soldada possui propriedades muito próximas às do metal base, não apresentando os defeitos usualmente relacionados ao processo de fusão do metal de adição em soldagens convencionais. Além disso, esta técnica possibilita a soldagem de peças metálicas de grande porte, sem que precisem receber um preaquecimento. Como desvantagem, destacam-se a elevada duração do ciclo térmico, a produção através de pequenos lotes e as limitações na geometria de união [10][11][12][13].

De acordo com Bucklow [14], os principais parâmetros envolvidos no processo são tempo (t), temperatura (T) e pressão (P),

sendo a temperatura, normalmente a variável determinante, e as demais ajustadas em sua função. Na prática, a discussão fica centrada sobretudo no tempo, para valores fixos das outras duas variáveis T e P , adotando-se usualmente a máxima pressão tolerável em termos de evitar uma deformação plástica macroscópica durante a união. Os processos de difusão e fluência operantes durante a união por difusão seguem a lei da velocidade (u) de Ahrenius:

$$u = A \exp\left(\frac{-Q}{RT}\right) \quad (59)$$

ou

$$\ln u = \ln A - \left(\frac{Q}{RT}\right) \quad (60)$$

onde A é a velocidade máxima (i.e. quando $T \rightarrow \infty$), Q é a energia de ativação, T é a temperatura em K e R é a constante dos gases perfeitos. A lei de Ahrenius demonstra que uma mudança em T deve ser compensada por variação logarítmica de pressão ou tempo. Na prática, um bom ponto de referência é 70% da temperatura de fusão.

A Fig. 39a apresenta uma visão geral do campo de temperaturas adequadas, para os processos de soldagem por pressão e por difusão. Fig. 39b, por outro lado, proporciona uma visão mais específica da faixa dos parâmetros de soldagem por difusão do aço [14].

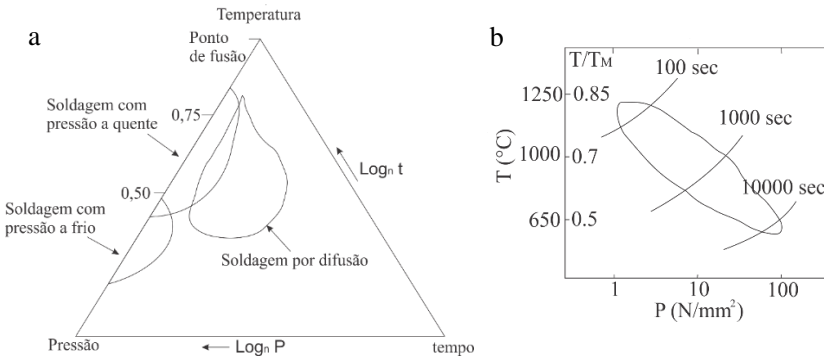


Fig. 39: a) Parâmetros de soldagem por difusão e pressão, indicando zonas de superposição e b) parâmetros de soldagem por difusão para o aço [14].

Aços inoxidáveis são materiais com uma estrutura atrativa, apresentando excelente resistência mecânica e uma boa resistência à corrosão. Em razão disso, são considerados uma boa alternativa para aplicações em micro sistemas [15]. Nos últimos anos, tem havido um grande interesse na soldagem por difusão de aços inoxidáveis para a fabricação de reatores e trocadores de calor compactos, visando aplicações principalmente nas indústrias químicas e nucleares [4][5].

A soldagem por difusão de aços inoxidáveis com materiais dissimilares foi estudada em diversos trabalhos, encontrando-se, todavia, um número menor de publicações sobre a união de aços inoxidáveis austeníticos entre si [15]. A Tabela 10 exibe um resumo dos parâmetros de ligação explorados por alguns autores na soldagem por difusão dos aços inoxidáveis austeníticos AISI 304 e 316L.

Tabela 10: Parâmetros de soldagem.

Autor	Material	Tempo (min)	Temp. (°C)	Pressão (MPa)	Melhor parâmetro de soldagem
Pavlova [16]	AISI 304	30, 40 e 60	850, 1000 e 1100	12 – 17	40/60 min, 1000°C e 17 MPa
An e Tu [15]	AISI 316L	60, 120 e 180	850, 950, 1050 e 1100	10	120 min, 1100 °C e 10 MPa
Li et al. [5]	AISI 316L	180	1100	10	180 min, 1100 °C e 10 MPa

Note-se que os conjuntos de parâmetros citados acima, como o mais adequado para a soldagem, são bem distintos, o que a priori seria admissível, uma vez que T , P e t são variáveis interligadas: uma elevação da temperatura pode ser compensada pela redução do tempo ou da pressão [7].

A proposta do presente capítulo é realizar um estudo inicial dos parâmetros de soldagem por difusão aplicados a diferentes aços inoxidáveis: AISI 316L, duplex UNS 31803 e super duplex UNS 32750, visando à aplicação em trocadores de calor compactos. O mesmo ciclo térmico (temperatura e tempo) e níveis de pressão similares foram empregados tanto na soldagem do aço inoxidável austenítico AISI 316L, material selecionado para a construção do trocador de calor, como para os possíveis candidatos: duplex UNS 31803 e super duplex UNS 32750. Análises metalográficas e ensaios mecânicos foram utilizados para

avaliar a qualidade da soldagem. Baseado nesses resultados, um trocador de calor compacto soldado por difusão foi confeccionado, empregando a tecnologia de fabricação descrita nas seções anteriores.

Os dados e informações desse capítulo foram publicados em 2016 na Revista Soldagem e Inspeção com o título de: “Soldagem por Difusão de Aços Inoxidáveis para Fabricação de Trocadores de Calor Compactos”.

4.2 MÉTODOS DE AVALIAÇÃO E PROCEDIMENTOS DE SOLDAGEM

4.2.1 Metais de Base, Metalografia e Ensaio de Cisalhamento

Foi realizada a soldagem do aço inoxidável austenítico AISI 316L e dos aços inoxidáveis duplex UNS 31803 e super duplex UNS 32750, cujas composições nominais aparecem na Tabela 11.

Tabela 11: Composição nominal dos aços inoxidáveis (%).

	C _{max}	N	Cr	Ni	Mo	Mn _{max}	Si	P _{max}	S _{max}	Cu _{max}
AISI 316L	0,03	0,11	16,5 - 18,5	10 - 13	2,0 - 2,5	2,0	1,0	0,045	0,030	-
UNS 31803	0,03	0,10 - 0,22	21 - 23	4,5 - 6,5	2,5 - 3,5	2,0	1,0	0,035	0,015	-
UNS 32750	0,03	0,24 - 0,35	25- 26	6 - 8	3- 4,5	2,0	0,8 - 1,0	0,035	0,015	0,50

As amostras soldadas a partir de chapas de 2 mm de espessura, permitiram a extração de dois corpos de prova para o ensaio mecânico de cisalhamento e um para a análise metalográfica, conforme indicado esquematicamente na Fig. 40. Para a análise metalográfica, os corpos de prova foram lixados com papel de carbetto de silício até a granulometria 1000 e polidos com pasta de diamante até 0,25 µm.

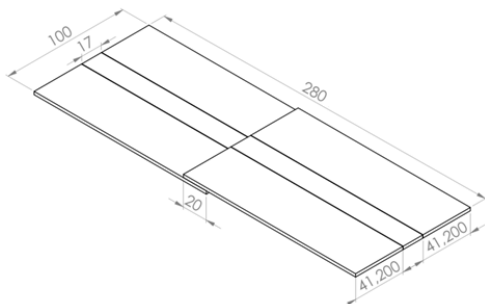


Fig. 40: Dimensões, em milímetros, das amostras soldadas.

4.2.2 Procedimentos de Soldagem

Os procedimentos de soldagem por difusão apresentados neste capítulo foram realizados no Centro de Pesquisas de Jülich (*Forschungszentrum Jülich*), na Alemanha. Para os testes foi utilizado um forno prensa de alto vácuo específico para soldagem por difusão, que é composto por um impulsionador hidráulico, que realiza a prensagem das matrizes sobre as amostras, garantindo assim uma melhor distribuição da pressão e um maior paralelismo entre as matrizes. Além de aplicar a pressão de uma forma homogênea, este equipamento ainda pode trabalhar com elevadas temperaturas, em um longo período de tempo, em atmosfera controlada a vácuo.

A Fig. 41 apresenta o forno de soldagem por difusão empregado nesta parte do trabalho. A câmara de soldagem apresenta uma base de $300 \times 300 \text{ mm}^2$ e altura de 300 mm. As forças máxima e mínima que os pistões conseguem aplicar são de 1500 e 7,5 kN, respectivamente, e a máxima temperatura de trabalho é de $1400 \text{ }^\circ\text{C}$. Contudo, deve-se tomar cuidado extra quando se trabalha com a máxima força, pois neste caso a máxima temperatura permitida é de apenas $1000 \text{ }^\circ\text{C}$. O equipamento é capaz de atingir vácuo de aproximadamente 10^{-6} mbar.

Primeiramente, para a limpeza superficial das amostras foi empregado um banho ultrassônico em álcool durante 10 minutos. A partir desse momento, para evitar contaminações futuras, o manuseio ocorreu sempre com luvas cirúrgicas.

Para garantir a integridade física do forno teve-se o cuidado de evitar o contato direto das matrizes com a peça a ser soldada por meio de placas de TZM, inseridas entre as matrizes e a amostra (Fig. 42). As placas de TZM receberam uma fina camada de alumina, de modo a impedir a indesejada soldagem entre os componentes. Finalizando o

procedimento de preparação, o conjunto foi inserido no interior do forno para a soldagem.



Fig. 41: Forno de soldagem por difusão do Centro de Pesquisas de Jülich.

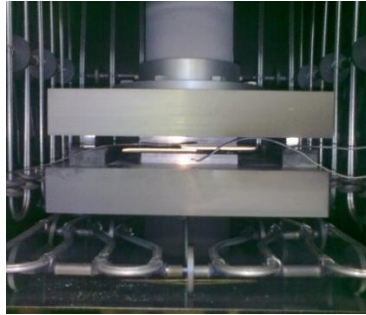


Fig. 42: Conjunto composto por prensa, placas de TZM e amostra a ser soldada.

4.2.3 Parâmetros de Soldagem

Duas amostras do aço inoxidável AISI 316L foram fabricadas. Elas foram soldadas sob o mesmo ciclo térmico, apresentado a seguir, porém sob pressões diferentes (18 e 35 MPa):

- Rampa 1: 20°C to 900°C → 7,5°C/min
- Patamar 1: 900°C → 60min
- Rampa 2: 900°C to 1050°C → 2,5°C/min
- Patamar 2: 1050°C → 60min

Os aços duplex e superduplex foram soldados com ciclos térmicos similares ao do aço inoxidável 316L, porém sob pressão de 30 MPa:

- Rampa 1: 20°C to 900°C → 7,5°C/min
- Patamar 1: 900°C → 120min
- Rampa 2: 900°C to 1050°C → 1,25°C/min
- Patamar 2: 1050°C → 60min
- Pressão constante durante todo o ciclo: 30MPa

Em todos os casos o vácuo no interior da câmara permaneceu entre 10^{-4} e 10^{-6} mbar.

4.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.3.1 Análise Metalográfica

A Fig. 43 apresenta a vista de topo das amostras soldadas, com as linhas delimitando a posição do corte, que geraram os corpos de prova para o ensaio mecânico e análise metalográfica. A Fig. 44 mostra a vista lateral dos corpos de prova na seguinte sequência: AISI 316L (soldado com 18 MPa), AISI 316L (soldado com 35 MPa), super duplex UNS 32750 e duplex UNS 31803. Não se percebe qualquer indício de deformação para o aço inoxidável 316L, enquanto que as chapas dos aços duplex e superduplex sofreram acentuada macro-deformação plástica. O esmagamento das chapas na região de soldagem também já é perceptível nas vistas de topo das Fig. 43b e Fig. 43c. Essa é a clara indicação de que os parâmetros temperatura e pressão devem ser reduzidos para os aços duplex e superduplex.

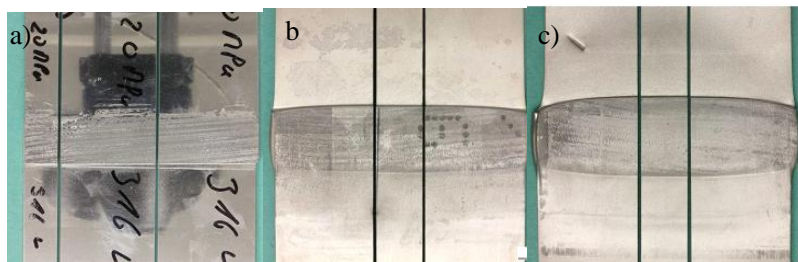


Fig. 43: Resultado das amostras soldadas e esquema do plano de corte: a) aço inoxidável 316L soldado com 18 MPa, b) aço inoxidável super duplex UNS 32750 soldado com 30 MPa e c) aço inoxidável duplex UNS 31803 soldado com 30 MPa.

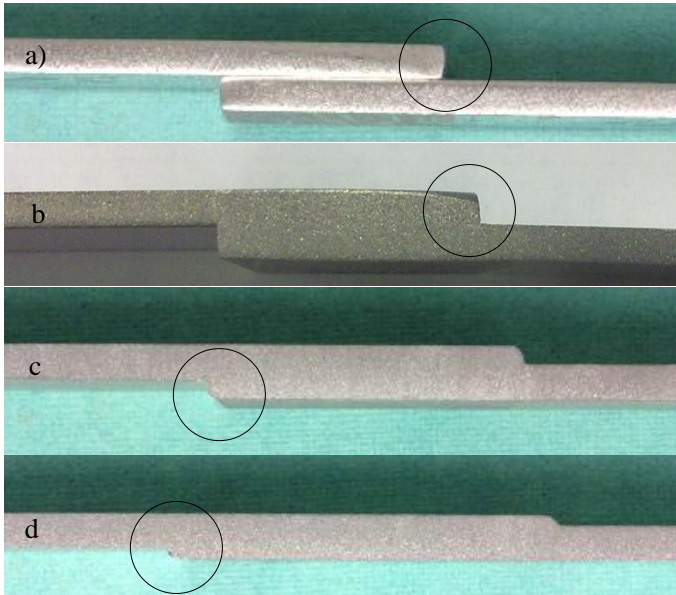


Fig. 44: Vista lateral dos corpos de prova: a) AISI 316L soldado com 18 MPa, b) AISI 316L soldado com 35 MPa, c) super duplex UNS 32750 soldado com 30 MPa e d) duplex UNS 31803 soldado com 30 MPa.

As Fig. 45 e Fig. 46 apresentam as interfaces de união do aço inoxidável 316L, analisadas no microscópio óptico, para a soldagem sob as pressões de 18 e 35MPa, respectivamente. Verifica-se a boa qualidade da união pela ausência de vazios ao longo da linha, pouco definida, da interface, através da qual pode-se, além disso, perceber a migração de contornos de grão através da interface pelo mecanismo citado por Bouquet et al. [8].

O defeito em forma de entalhe agudo nas Fig. 45a e Fig. 46a (regiões destacadas nas Fig. 44a e Fig. 44b, respectivamente) é provavelmente devido à perda de planicidade (arredondamento) no canto da chapa, demonstrando a importância da preparação adequada do material a ser soldado.

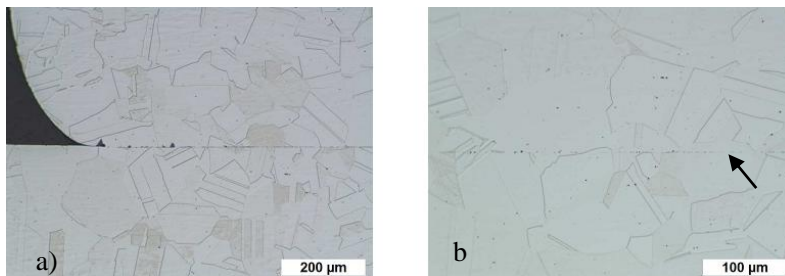


Fig. 45: Microscopia ótica da união do aço inoxidável AISI 316L soldado sob 18MPa.

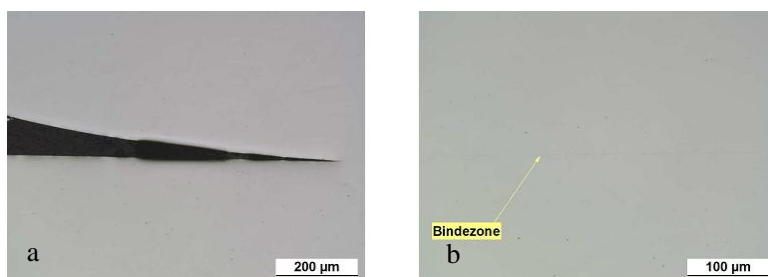


Fig. 46: Microscopia ótica da união do aço inoxidável AISI 316L soldado sob 35MPa.

O resultado da metalografia dos aços inoxidáveis superduplex UNS 32750 e duplex UNS 31803, respectivamente nas Fig. 47 e Fig. 48, também apresentam uma união homogênea, não sendo possível identificar falhas ao longo da região de ligação entre as chapas.

As Fig. 47a e Fig. 48a mostram a região de ligação destacada nas Fig. 44c e Fig. 44d, respectivamente. Constata-se que a pressão excessiva aplicada durante o ciclo de soldagem alterou a geometria do material, o qual originalmente apresentava um vértice próximo de 90° , mostrando que os parâmetros de soldagem empregados devem ser corrigidos, a fim de evitar deformação macroscópica acentuada. Yeh et al. [17] estudaram a soldagem por difusão do aço inoxidável SuperDux 65 empregando níveis de temperatura e pressão inferiores. De acordo com eles, um bom resultado foi obtido soldando as amostras em dois patamares, o primeiro com $880^\circ\text{C}/10\text{min}/7\text{MPa}$ e o segundo com $970^\circ\text{C}/50\text{min}/7\text{MPa}$. Os autores salientaram a possibilidade de utilizar o efeito benéfico da deformação superplástica, apresentada pelo aço com microestrutura refinada ($6\sim 7\ \mu\text{m}$) sob temperaturas acima de 900°C , para obter uma boa qualidade de soldagem no estado sólido.

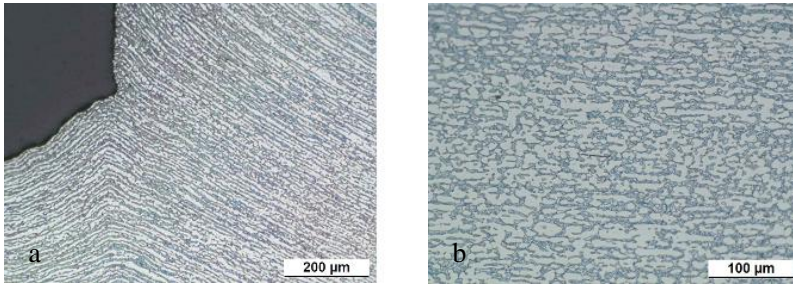


Fig. 47: Microscopia ótica da zona de união do aço inoxidável super duplex UNS 32750.

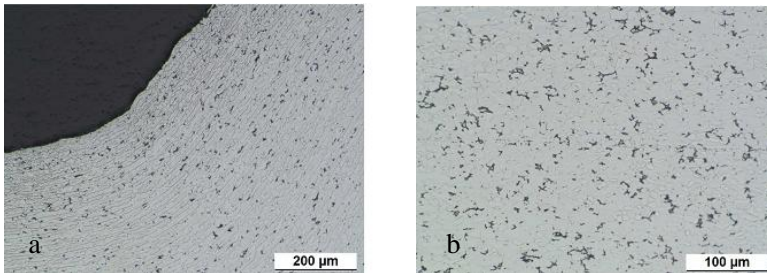


Fig. 48: Microscopia ótica da zona de união do aço inoxidável duplex UNS 31803.

4.3.2 Ensaio de Cisalhamento

As imagens dos corpos de prova após o ensaio de cisalhamento são mostradas na Fig. 49 e os resultados reunidos na Tabela 12. Em todos os testes a ruptura foi na região do metal base, comprovando a boa qualidade da junta soldada, livre de defeitos na zona da interface, conforme verificado no exame metalográfico. O maior valor de ruptura foi obtido para o aço duplex UNS 31803, o que é justificável pela inerente superior resistência dessa classe de aço comparado aos inoxidáveis austeníticos.

Comparando as amostras de aço inoxidável AISI 316L, pode-se notar que ambos romperam na região do metal base, contudo o corpo de prova soldado com menor pressão teve uma resistência mecânica superior, e ainda apresentou uma deformação plástica mais acentuada, ocorrendo a formação de “pescoço”.

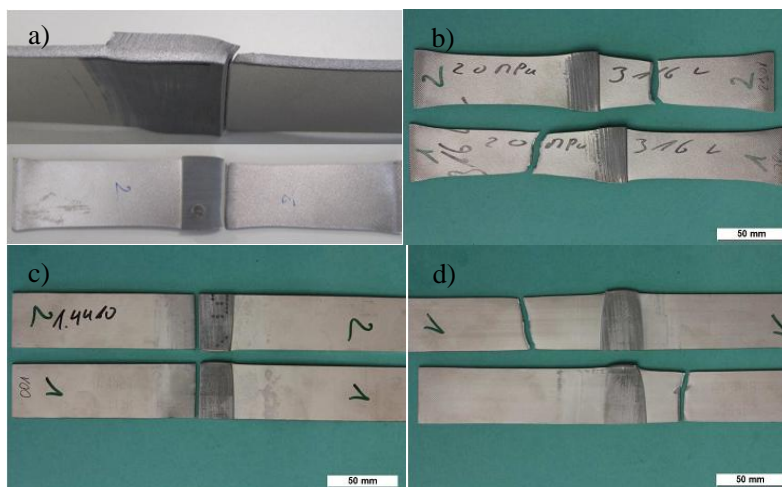


Fig. 49: Ensaio mecânico: a) AISI 316L soldada com 35MPa, b) AISI 316L soldada com 18MPa, c) UNS 32750 e d) UNS 31803.

Tabela 12: Resultado dos ensaios mecânicos.

	Parâmetros de soldagem			Máxima carga (N)		Ruptura
	t (min)	T (°C)	P (MPa)	Corpo de prova 1	Corpo de prova 2	
Amostra 1 316L	60	1050	35	63262	66570	Metal base
Amostra 2 316L	60	1050	18	69565	70091	Metal base
Amostra 3 UNS 32750	60	1050	30	58156	60145	Metal base
Amostra 4 UNS 31803	60	1050	30	95200	88877	Metal base

4.4 TROCADOR DE CALOR COMPACTO EM AÇO INOXIDÁVEL 316L

Baseado nos resultados positivos obtidos com os corpos de prova do aço inoxidável AISI 316L soldados por difusão, um núcleo de um

trocador de calor compacto, utilizando os mesmos parâmetros de união da amostra 1 (ver Tabela 12), foi produzido empregando a tecnologia de fabricação apresentada nas Seções 2.3.4 e 3.3.1. O núcleo foi produzido a partir do empilhamento de placas planas e placas usinadas, na forma de pente, utilizando corte a jato de água para a fabricação dos dentes do pente (mini canais).

O trocador foi fabricado utilizando aço inoxidável AISI 316L. As placas usinadas foram fabricadas a partir de uma chapa de 3 mm de espessura, formando pentes cujos dentes apresentaram largura de 2 mm, espaçados 3 mm entre si. As dimensões da placa em forma de pente (ou placa cortada ou placa usinada) são mostradas na Fig. 50. O empilhamento das placas usinadas e planas formaram canais de seção transversal quadrada de 3 mm de aresta e aletas de seção retangular de 2 mm de largura e 3 mm de altura. As placas intermediárias (chapas planas) de 0,5 mm de espessura foram utilizadas para separar os fluxos, sendo intercaladas com as chapas usinadas. As chapas de fechamento, do topo e da base do conjunto, foram confeccionadas com a mesma geometria das placas intermediárias, porém com 3 mm de espessura, para proporcionar uma melhor estrutura mecânica durante processo de montagem e soldagem do conjunto. O empilhamento das peças garantiu que os canais fossem direcionados em ângulos de 90° entre camadas adjacentes, produzindo um trocador de calor de corrente cruzada (ver Fig. 51).

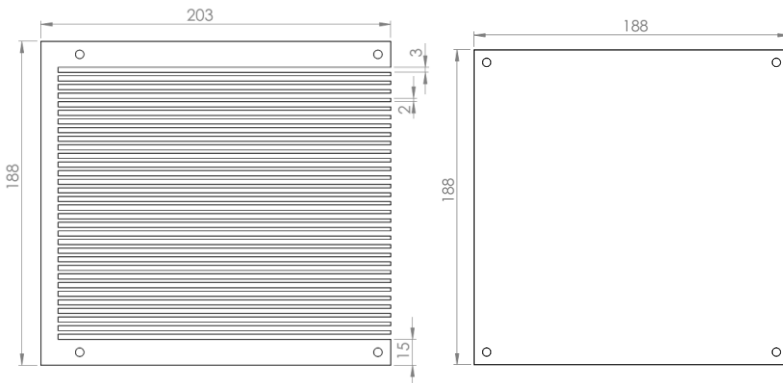


Fig. 50: Dimensões das placas usinadas e placas intermediárias.

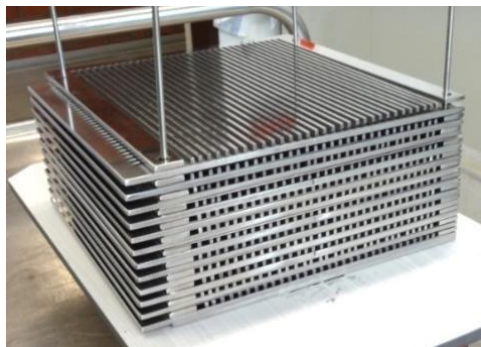


Fig. 51: Processo de empilhamento.

Desta forma tem-se disponível para testes um núcleo de um trocador de calor, formado por 15 camadas para o fluxo quente e 15 para o fluxo frio, com 30 canais de seção reta quadrada em cada camada. As dimensões gerais, após o procedimento de empilhamento, são apresentadas na Fig. 52.

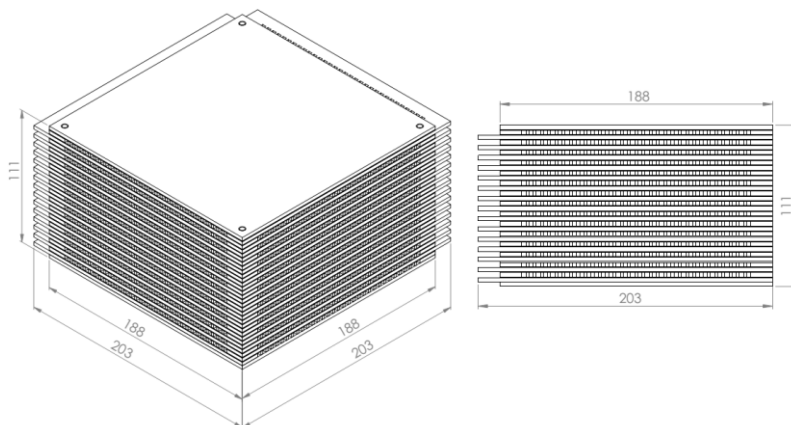


Fig. 52: Dimensões gerais do núcleo.

A área de contato entre a placa usinada e a placa plana caracteriza a interface de união. O núcleo completo, soldado por difusão, é apresentado na Fig. 53.

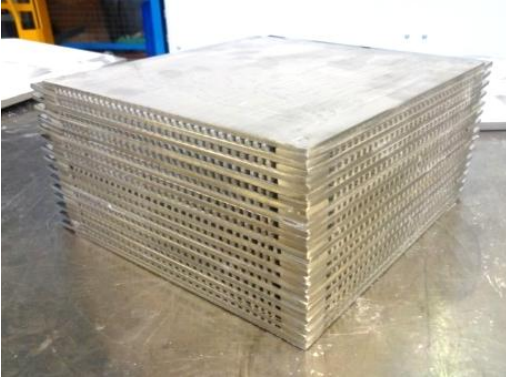


Fig. 53: Núcleo de aço inoxidável AISI 316L após o processo de soldagem por difusão.

O núcleo final, após o corte do material em excesso das laterais, é apresentado na Fig. 54. A parte cortada (excesso das laterais) foi preparada e analisada no microscópio óptico (Fig. 56, Fig. 57 e Fig. 58).

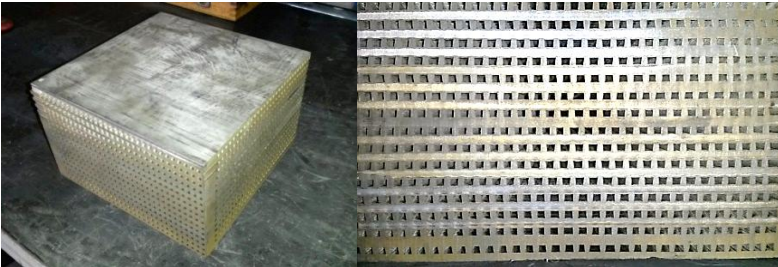


Fig. 54: Resultado final.

Desta forma, as dimensões finais do núcleo utilizado no presente estudo são: 167 mm de largura, 167 mm de comprimento e 111 mm de altura, composto por 450 canais quadrados de 3 mm de aresta para cada lado do escoamento. Para concluir o processo de fabricação do trocador de calor, bocais foram fabricados e soldados, como apresentado na Fig. 55.

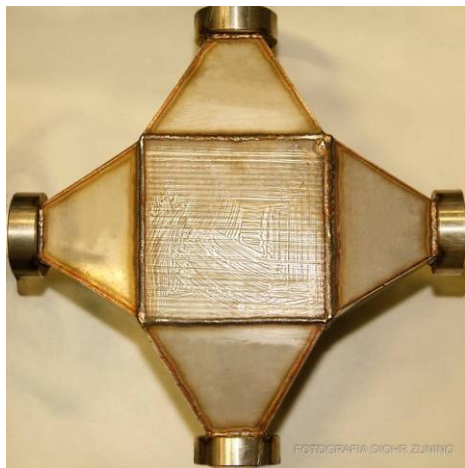


Fig. 55: Trocador de calor completo.

Ao final desse processo obteve-se um trocador de calor placa usinada em aço inoxidável composto por canais de seção transversal quadrada fabricado pelo processo de soldagem por difusão.

4.4.1 Análise Metalográfica

Com o objetivo de averiguar a qualidade do núcleo, análises metalográficas das regiões soldadas foram realizadas, usando para isto um microscópio ótico. As regiões analisadas são mostradas na Fig. 56.

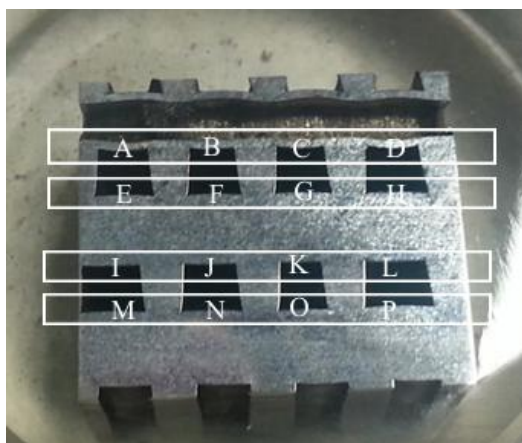


Fig. 56: Região do núcleo analisada na metalografia.

A metalografia foi realizada na parte inferior e superior do canal. No total, quatro canais de duas camadas diferentes, foram investigados. As Fig. 57 e Fig. 58 apresentam imagens da metalografia das regiões mostradas na Fig. 56.

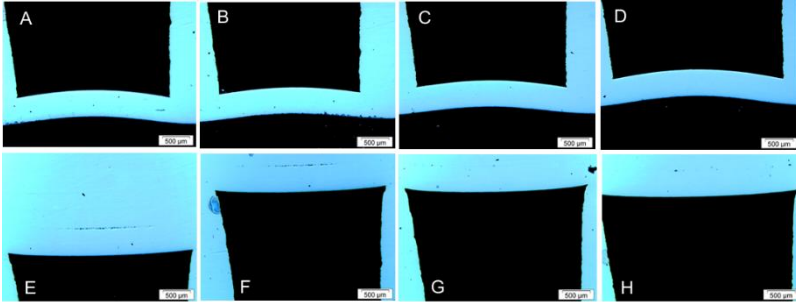


Fig. 57: Metalografia da primeira camada.

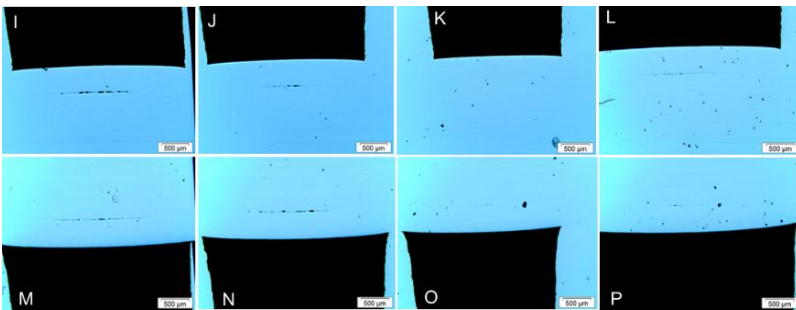


Fig. 58: Metalografia da segunda camada.

Como pode ser visto nas Fig. 57 e Fig. 58, observa-se uma grande deformação da geometria da seção transversal dos canais, resultando em pontos de falha na interface de soldagem, como evidenciado nas imagens E, F, I, K, L, M e N. Portanto, uma análise mais detalhada dos parâmetros de soldagem do aço inoxidável 316L, diminuindo os níveis de pressão, ainda precisa ser realizada e é uma das propostas da presente tese. Este estudo será apresentado no Capítulo 5.

4.5 FORNO PRENSA DE ALTO VÁCUO

A aquisição de um forno prensa de alto vácuo, específico para soldagem por difusão, foi uma etapa importante na presente pesquisa. O forno prensa adquirido é capaz de controlar, de forma precisa, os quatro

parâmetros fundamentais para o sucesso da soldagem por difusão: temperatura, pressão, atmosfera (inerte ou vácuo) e tempo.

A elevada pressão é obtida por meio de um sistema hidráulico composto por cilindros e uma matriz, que é utilizada para transmitir a pressão compressiva durante a soldagem por difusão. O forno adquirido possui um controle preciso de distribuição de pressão. Ele possui doze pilares impulsionadores distribuídos por toda a área da matriz de prensagem, garantindo uma melhor distribuição da carga e um maior paralelismo entre as matrizes. A capacidade e a precisão da prensa hidráulica são de 2500 kN e $\pm 2,5$ kN, respectivamente.

Já a elevada temperatura do sistema é obtida através de resistências elétricas instaladas nas laterais da câmara. O forno pode alcançar temperaturas de até 1700°C. A câmara possui um revestimento metálico de molibdênio de alta pureza. Esse tipo de revestimento é fundamental para soldagem de peças de cobre, onde a utilização de outros tipos de materiais no revestimento, como por exemplo o grafite, implicariam na contaminação da câmara de soldagem. Com isso, além da soldagem por difusão de cobre, há a possibilidade do emprego de outros tipos de materiais, como por exemplo o aço inoxidável 316L, duplex e superduplex. Essas características possibilitam que o Laboratório de Tubos de Calor em conjunto com o Laboratório de Materiais, tenha a capacidade de desenvolver futuros projetos em outras áreas de pesquisa como: soldagem de materiais cerâmicos e sinterização, dentre outras aplicações. Mas a sua principal aplicação está ligada a pesquisa e a fabricação de trocadores de calor compactos, em razão, principalmente, da sua capacidade de soldar grandes áreas.

O volume da câmara do forno é um dos maiores existentes: 800 x 600 x 600 mm³. Esta característica é essencial para o projeto de pesquisa, pois confere flexibilidade geométrica para a soldagem por difusão.

A Tabela 13 mostra alguns dados técnicos do equipamento e a Fig. 59 mostra o forno instalado no LABTUCAL.

Tabela 13: Principais dados técnicos do forno de soldagem por difusão adquirido.

Descrição Técnica	Unidade	Valor
Máxima temperatura de operação	°C	1700
Homogeneidade de temperatura no forno vazio a 1000 °C	°C	± 4
Dimensões úteis	mm	800x600x600
Máxima carga	kN	2500
Precisão da carga até 250 kN	kN	±0,25
Precisão da carga até 2500 kN	kN	±2,5
Nível de vácuo em forno vazio	mbar	1×10^{-6}



Fig. 59: Forno de soldagem por difusão instalado no LABTUCAL.

O forno está instalado e em operação no LABTUCAL (Laboratório de Tubos de Calor) da Universidade Federal de Santa Catarina. As características geométricas e de operação tornam este equipamento único na América do Sul e um dos poucos existentes no mundo.

O forno adquirido foi utilizado para a fabricação de protótipos de trocadores de calor compactos placa usinada (tecnologia descrita nas seções anteriores) em aço inoxidável 316L, como pode ser visto nas Fig. 60, Fig. 61 e Fig. 62.

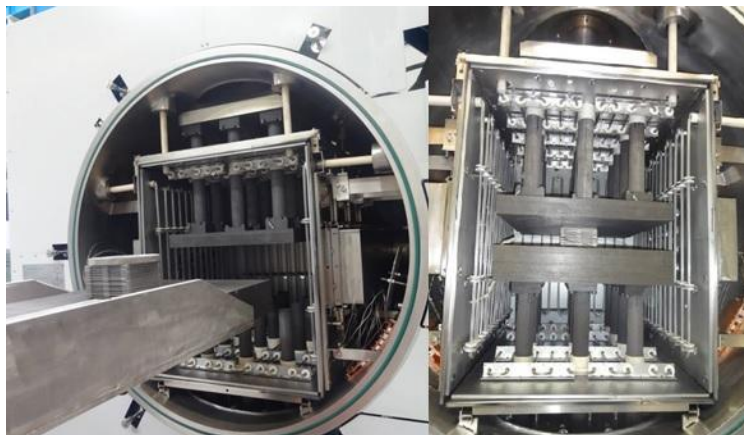


Fig. 60: Câmara e procedimento de soldagem.



Fig. 61: Protótipo após a soldagem.



Fig. 62: Protótipo e forno de soldagem por difusão

4.6 CONCLUSÃO

As principais realizações, contribuições e resultados desse capítulo são apresentados a seguir:

- 1) A constatação da acentuada deformação plástica em corpos de prova de aços inoxidáveis duplex e superduplex indica que os parâmetros temperatura e pressão aplicados (1050°C e 30 MPa) são demasiados para esses materiais.
- 2) O aço inoxidável austenítico AISI 316L foi soldado com sucesso sob alto vácuo e pressão uniaxial de 18 e 35 MPa, na temperatura de 1050°C por 60 minutos. Contudo, quando a pressão de 35MPa foi aplicada na fabricação de um núcleo de trocador de calor com multicamadas, a seção transversal dos canais apresentou grande deformação geométrica. Sendo necessário um estudo mais aprofundado sobre os parâmetros de soldagem numa faixa inferior de pressão.
- 3) Apesar de preliminares, os resultados positivos obtidos na soldagem por difusão dos corpos de prova em aço inoxidável AISI 316L permitiram a fabricação de um núcleo de trocador de

calor compacto.

- 4) O forno instalado no LABTUCAL (Laboratório de Tubos de Calor) da Universidade Federal de Santa Catarina permite a fabricação e o estudo aprofundado da soldagem por difusão aplicada a trocadores de calor compactos, sendo um dos focos da presente pesquisa.

4.7 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 4

- [1] M. M. Schawartz, **Modern metal joining techniques**. New York: John Wiley & Sons, 1969.
- [2] N. F. Kasakow, Diffusionsschweißen in Vakuum, **Verlag Maschinenbau**, Moskau, 1968.
- [3] S. Noh, R. Kasada, A. Kimura, A. Solid-state diffusion bonding of high-Cr ODS ferritic steel, **Acta Materialia**, v. 59, p. 3196-3204, 2011.
- [4] S. X. Li, F. Z. Xuan, S. T. Tu, Fatigue damage of stainless steel diffusion bonded joints, **Materials Science and Engineering**, v. 480, p. 125-129, 2007.
- [5] S. X. Li, L. Li, S. R. Yu, R. Akid, H. B. Xia, Investigation of intergranular corrosion of 316L stainless steel diffusion bonded joint by electrochemical potentiokinetic reactivation, **Corrosion Science**, v. 53, n. 1, p. 99-104, 2011.
- [6] K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, Theoretical thermal study of wire-plate mini heat pipes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 83, p. 146-163, 2015.
- [7] R. Lison, Wege zum Stoffschluss über Schweiß und Lötprozesse, **DVS Verlag**, Band 131, Düsseldorf, 1998.
- [8] N. Bouquet, E. Rigal, S. Chomette Grenoble, F. Bernard, O. Heintz, Interface formation during HIP-bonding of austenitic stainless steel, **DVS Berichte**, Band 293, Düsseldorf, 2013.
- [9] American Welding Society (AWS). **Welding Handbook: Metals and Their Weldability**. 6 ed. Miami: The Macmillan Press Ltd., 1972.
- [10] K. V. Paiva, **Comportamento térmico em gravidade e micro gravidade de minitubos de calor do tipo fios-placas**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- [11] G. Ellsner, G. Petzow, Metal/ceramic joining, **ISIJ International**, v. 30, n. 12, p. 1011-1032, 1990.

- [12] A. E. Martinelli, **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum**. Tese de Doutorado - Department Of Mining And Metallurgical Engineering, Mcgill University, Montreal.
- [13] American Welding Society (A.W.S). **AWS Welding Handbook**. 7 ed. Miami: The Macmillan Press Ltd, 1978.
- [14] I. A. Bucklow, Diffusion Bonding for product improvement and cost reduction, **Seminar Handbook**, The Welding Institute, 1983.
- [15] Z. L. An, S. T. Tu, Mechanical Performances and Failure Modes of Direct Diffusion Bonding Joints of 316L Stainless Steel, **Key Engineering Materials**, v. 324-325, p. 979–982, 2006.
- [16] N. Pavlova, **Aplicação do processo de soldagem por difusão na união de componentes inoxidáveis para uso espacial**. Dissertação de Mestrado – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2005.
- [17] M. S. Yeh, Y. H. Tseng, T. H. Chuang, Effects of superplastic deformation on the diffusion welding of superduplex 65 stainless steel, **Welding Journal**, v. 78, n. 9, p. 301s-304s, 1999.

5 PARÂMETROS DE SOLDAGEM POR DIFUSÃO DO AÇO INOXIDÁVEL AISI 316L

No Capítulo 4, três tipos de aço foram testados. Destes, o aço inoxidável AISI 316L foi escolhido para ser empregado na fabricação do trocador de calor compacto desenvolvido neste trabalho de tese. Os parâmetros de soldagem utilizados na união deste aço, conforme estabelecido no capítulo anterior, quando foram diretamente aplicados na fabricação do núcleo, provocaram grandes deformações, as quais afetaram a geometria desejada para os canais. Desta forma, foi necessária uma análise mais detalhada dos parâmetros de soldagem, visando à fabricação do núcleo do trocador de calor compacto, onde uma faixa inferior de pressão foi aplicada.

Sendo assim, o presente capítulo tem como objetivo o estudo da influência dos principais parâmetros de soldagem: temperatura, pressão e tempo, na união de uma junta de aço inoxidável AISI 316L/316L, visando à fabricação do núcleo do trocador compacto do tipo placa usinada, tecnologia apresentada nas Seções 2.3.4, 3.3.1 e 4.4. Corpos de prova, soldados no forno prensa de alto vácuo do Labtucal, foram submetidos a ensaios mecânicos de tração, baseados na norma ASTM E8, de modo a averiguar a resistência mecânica da junta soldada resultante do processo de fabricação empregado.

5.1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor compactos, micro reatores e micro células de combustível são sistemas que podem ser fabricados pelo empilhamento alternado de placas finas com micro/mini canais. O processo de soldagem do conjunto deve ser preciso, eficiente e não pode bloquear os canais. Portanto, as técnicas convencionais de soldagem por fusão dificilmente são capazes de satisfazer as necessidades de união requisitadas nessas aplicações [1][2]. Devido aos requisitos dimensionais e de qualidade exigidos na união de micro sistemas, a soldagem por difusão é uma boa alternativa [3].

Essa técnica de união é capaz de unir grandes áreas, além de fornecer ao conjunto uma grande resistência mecânica à região soldada, permitindo ao equipamento operar em elevadas pressões de trabalho [3][4][5]. Trocadores de calor de circuito impresso (*Printed Circuit Heat Exchangers*) [6][7], trocadores de calor do tipo placas aletadas soldadas por difusão (*Diffusion-Bonded Plate-Fin Heat Exchangers*) [8]

e trocadores de calor do tipo placa usinada são exemplos de trocadores de calor compactos soldados por difusão.

Como já mencionado, a técnica de soldagem por difusão envolve três parâmetros principais: temperatura, tempo e pressão. Visando evitar deformações macroscópicas, as pressões de soldagem devem ser normalmente uma pequena fração da tensão de escoamento do material a ser soldado, à temperatura ambiente. A temperatura necessária para a união normalmente está entre 0,5 e 0,8 da temperatura de fusão do material e o tempo pode variar de alguns minutos a diversas horas [3][10]. Ainda de acordo com Hill e Wallach, [10] a escolha adequada dos parâmetros de soldagem, resulta em uma microestrutura e propriedades similares ao metal base, sem apresentar deformações macroscópicas.

Segundo An e Tu [11], aços inoxidáveis são uma boa alternativa para aplicações em microssistemas, uma vez que apresentam excelentes propriedades mecânicas e boa resistência à corrosão. Nos últimos anos houve um grande interesse na aplicação dos aços inoxidáveis austeníticos para a fabricação de reatores e vasos de pressão em aplicações nas indústrias química e nuclear [12][13].

Diversos estudos da soldagem por difusão de aços inoxidáveis com materiais dissimilares foram realizados, visando principalmente as aplicações anteriormente mencionadas. Entretanto, existe um número limitado de trabalhos na literatura a respeito da soldagem por difusão de peças de aços inoxidáveis [11].

Neste trabalho núcleos de trocadores de calor compactos serão fabricados a partir da soldagem por difusão de placas de aço inoxidável. Estes equipamentos estão sujeitos à altas pressões de trabalho, de forma que a qualidade da interface de união é extremamente importante. Falhas não identificadas podem comprometer a resistência mecânica do trocador de calor e resultar em uma redução da pressão máxima de operação. Entretanto, os trabalhos existentes na literatura divergem sobre as melhores condições de soldagem por difusão de aços inoxidáveis, como se mostra a seguir.

Pavlova [14] estudou a soldagem do aço inoxidável AISI 304 e adotou em seus testes, inicialmente, três valores de temperaturas (850°C, 1000°C e 1100°C) para uma faixa de pressão de 12 MPa até 17 MPa, e tempo de 30 minutos. Para 850°C, a autora não conseguiu a junção completa das amostras. Para 1100°C, ocorreu uma excessiva deformação plástica das amostras e endurecimento do material base. Em seguida, empregando uma temperatura de 1000°C e pressão de 17 MPa, foram estudados três intervalos de tempos distintos: 30, 40 e 60 minutos.

Segundo a autora, o tempo de 30 minutos não foi suficiente para completar o estágio final da soldagem por difusão, resultando em uma fratura frágil durante os testes de tração. Por outro lado, um tempo de 40 minutos foi suficiente para completar a soldagem. Além disso, a autora afirma, ainda, que o aumento do tempo de soldagem, de 40 para 60 minutos, não influenciou significativamente as propriedades da junta.

An et al. [1] realizaram um estudo aprofundado a respeito da soldagem por difusão do aço inoxidável AISI 316L. Os parâmetros de soldagem empregados pelos autores foram muito parecidos com os parâmetros utilizados por Pavlova [14]. Utilizou-se uma pressão constante de 10 MPa durante 60 minutos, variando a temperatura em 3 níveis 850, 950 e 1050°C. Os testes de tração foram realizados em dois níveis de temperatura: ambiente e 550 °C. De acordo com os autores, a maior resistência mecânica foi obtida com uma temperatura de soldagem de 850°C. Entretanto, houve uma queda significativa na resistência da junta quando ensaiada à elevada temperatura, correspondendo a apenas 37% da resistência da mesma solda ensaiada à temperatura ambiente.

An e Tu [11] analisaram os modos de falha de amostras de aço inoxidável 316L soldadas por difusão. As amostras foram soldadas com uma pressão constante de 10 MPa, sendo estudados os parâmetros de tempo e temperatura. Na primeira parte do trabalho foi estudada a influência da temperatura na resistência mecânica da solda, empregando quatro níveis de temperatura distintos: 850°C, 950°C, 1050°C e 1100°C, para um tempo constante de 60 minutos. Na segunda etapa foi estudada a influência do tempo na união dos metais, por isso outras duas amostras foram soldadas a 1100°C, com um tempo de soldagem de 2 e 3 horas. Os resultados mostraram que a razão de ligação (área de superfície unida) aumenta à medida que a temperatura aumenta. Além disso, o autor constatou que um tempo de soldagem longo pode resultar em um excelente alongamento da amostra e uma alta razão de soldagem. Por outro lado, também pode resultar em uma degradação da resistência da junta, atribuída à formação de FeCr.

Li et al. [3] empregaram os parâmetros utilizados por An e Tu [11] na soldagem por difusão do aço inoxidável 316L. A soldagem foi realizada com temperatura de 1100°C, 10 MPa e 180 minutos. Os resultados mostraram que a resistência à tração da amostra soldada por difusão foi próxima da resistência do metal base, com uma diferença de aproximadamente 6% entre as duas amostras.

Como apresentado, existem diferenças entre os parâmetros de soldagem utilizados nos estudos. Em razão dessa diferença e visando

garantir uma solda íntegra e sem falhas nos trocadores, foi realizado um estudo experimental dos três parâmetros de união. O objetivo foi de verificar a influência dos principais parâmetros: temperatura, pressão e tempo, na união de uma junta de aço inoxidável AISI 316L/316L. Diversas amostras foram produzidas variando estes três parâmetros, as quais foram submetidas a ensaios de resistência mecânica de tração, baseados na norma ASTM E8 [15].

5.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os três principais parâmetros de processo, que afetam a qualidade da junta soldada por difusão, são: temperatura, pressão e tempo. Com base na literatura [1][3][11][14] e nos resultados iniciais obtidos no Capítulo 4, os níveis de operação de cada parâmetro foram identificados e empregados nas soldagens da presente pesquisa.

Devido às limitações do forno prensa de soldagem por difusão (apresentado na Seção 4.5), a pressão de soldagem foi estipulada em, no máximo 10 MPa e optou-se por um valor mínimo de 7,5 MPa, com um nível intermediário de 8,75 MPa. Como a temperatura de soldagem não deve ultrapassar 0,8 da temperatura de fusão do material empregou-se temperaturas entre 945°C e 1100°C, com um nível intermediário de 1040°C. Com base nos valores disponíveis na literatura, estipulou-se uma variação do tempo de soldagem entre 32 e 180 minutos.

As amostras foram produzidas a partir da soldagem por difusão de duas placas (laminado) de aço inoxidável 316L de 47,5 mm de altura, 110 mm de largura e 110 mm de comprimento. As placas polidas foram posicionadas uma sobre a outra e inseridas no forno prensa de alto vácuo (Fig. 63). Visando proteger as matrizes do forno, e evitar a união entre elas e a amostra, foi aplicada uma fina camada de nitrato de boro nas superfícies externas dos blocos. Após a soldagem, foi realizado o corte de três amostras cilíndricas para ensaio de tração, como mostra a Fig. 64.

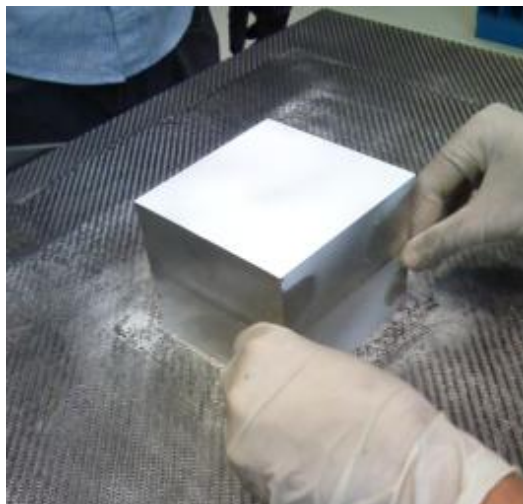


Fig. 63: Blocos preparados para soldagem.

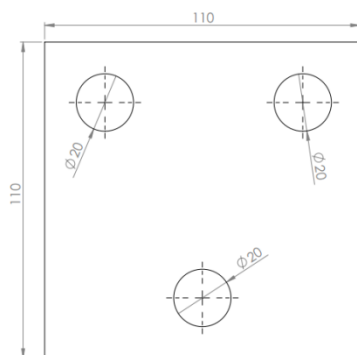


Fig. 64: Corte das amostras na placa soldada.

Os ensaios de tração foram realizados de acordo com a norma ASTM E8 [15] para amostras cilíndricas de pequeno porte. Para isso, as amostras cilíndricas produzidas foram usinadas nas dimensões apresentadas na Fig. 65a, com a interface de soldagem localizada na região central da amostra.

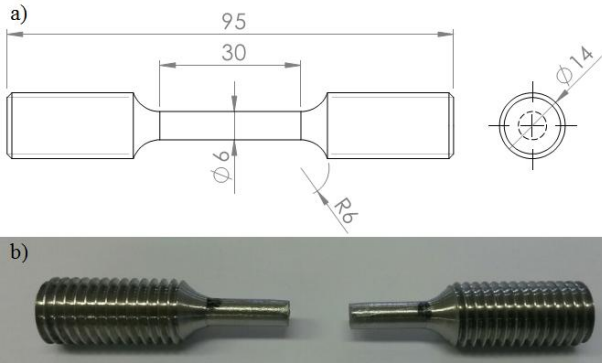


Fig. 65: a) Dimensões da amostra do ensaio de tração (comp. total 95 mm) e b) Amostra S1 após o ensaio.

No total foram realizadas nove soldagens, sendo que de cada bloco foram extraídos 3 corpos de prova, ver Tabela 14. Todas as soldagens foram realizadas utilizando o forno prensa, descrito na Seção 4.5, localizado no LABTUCAL/UFSC.

A fim de avaliar o nível da união e compará-lo com um resultado padrão, dois corpos de prova sem tratamento térmico, provenientes do metal base na condição de “*as received*”, foram produzidos e submetidos ao ensaio mecânico de tração.

Tabela 14: Parâmetros de soldagem por difusão utilizados.

Amostra	Temperatura T (°C)	Pressão P (MPa)	Tempo t (min)
S0	-	-	-
S1	945	8,75	105
S2	945	7,5	105
S3	945	10	105
S4	945	8,75	32
S5	945	8,75	179
S6	1040	9,51	60
S7	1040	9,51	150
S8	1040	7,98	150
S9	1100	8,75	105

O mesmo processo de união foi utilizado em todas as amostras. Uma atmosfera controlada com alto vácuo foi mantida durante os processos de união, com vácuo de pelo menos 5×10^{-5} mbar. As amostras foram aquecidas até 600°C , com uma taxa de aquecimento de $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ e mantidas nessa temperatura por 60 minutos para homogeneizar a temperatura no interior da câmara. Em seguida, a amostra foi aquecida até a temperatura de soldagem, com uma taxa de aquecimento de $2,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$, e mantidas nessa temperatura durante o tempo de soldagem. Ao atingir a temperatura de união, aplicou-se a pressão externa, que foi mantida constante durante todo o tempo. O ciclo base de união é apresentado a seguir:

- Rampa 1: 20°C até $600^{\circ}\text{C} \rightarrow 5^{\circ}\text{C}/\text{min}$
- Patamar 1: $600^{\circ}\text{C} \rightarrow 60\text{min}$
- Rampa 2: 600°C até temperatura de soldagem $\rightarrow 2,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$
- Patamar 2: Temperatura de soldagem \rightarrow tempo de soldagem e aplicação da pressão externa.

Todo o processo de aquecimento foi controlado por meio de um termopar inserido na base da amostra, no interior do forno. Portanto, a temperatura empregada no presente trabalho refere-se exatamente à temperatura da amostra e não à temperatura interna do forno.

5.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os corpos de prova produzidos neste estudo experimental foram submetidos a ensaios mecânicos de tração, que têm como objetivo identificar a carga máxima suportada pelo material até a sua ruptura. Os ensaios foram realizados em uma máquina universal de ensaios mecânicos EMIC (DL-10000), e os resultados obtidos são apresentados na Fig. 66. A Fig. 65b apresenta o corpo de prova 1 da amostra S1 após a sua ruptura.

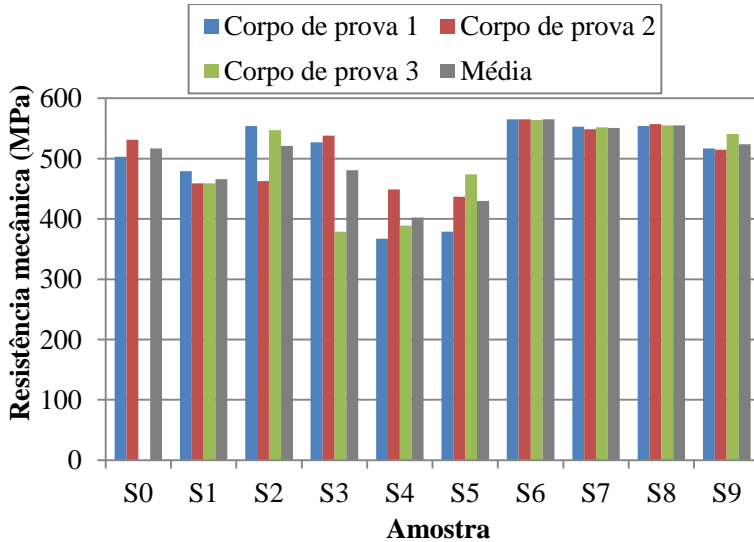


Fig. 66: Resultado dos ensaios de tração.

5.3.1 Influência dos parâmetros de soldagem

Para avaliar os parâmetros de soldagem, cinco comparações entre as amostras foram realizadas. A Tabela 15 apresenta as amostras que foram comparadas e o parâmetro de união analisado (temperatura, pressão ou tempo). Com base nos Casos 1 e 2, pode-se verificar a influência da pressão, uma vez que os dois outros parâmetros (temperatura e tempo) foram mantidos constantes. Já nos Casos 3 e 4, investiga-se a influência do tempo de união e no Caso 5 a influência da temperatura.

Tabela 15: Comparação entre as amostras.

Parâmetro avaliado	Nome	Temp. (°C)	Pressão (MPa)	Tempo (min)	Resistência mecânica média (MPa)
Caso 1) Pressão	S2	945	7,5	105	521
	S1		8,75		466
	S3		10		481
Caso 2) Pressão	S8	1040	7,98	150	555
	S7		9,51		551
Caso 3) Tempo	S4	945	8,75	32	402
	S1			105	466
	S5			179	430
Caso 4) Tempo	S6	1040	9,51	60	565
	S7			150	551
Caso 5) Temperatura	S1	945	8,75	105	466
	S9	1100			524

Os resultados dos Casos 1 e 2 mostram que a variação da pressão não influenciou significativamente a resistência mecânica, uma vez que em ambos os casos, as resistências das amostras foram próximas. No caso 1, a variação da pressão resultou em uma diferença média, entre as três amostras, de 37 MPa, já no caso 2 a diferença entre elas foi de apenas 4 MPa, para pressões variando de 7,5 a 10 MPa e de 7,98 a 9,51 MPa, respectivamente.

Já os resultados dos Casos 3 e 4 permitem verificar a influência do tempo de soldagem na resistência mecânica. Novamente constatou-se que a diferença entre as amostras foi pequena. Para o Caso 3, a diferença média foi de 43 MPa, e no Caso 4 a diferença foi de 14 MPa, para tempos variando de 32 a 179 minutos e de 60 a 150 minutos, respectivamente.

Entretanto, comparando o Caso 1 com 2 e o Caso 3 com o 4, verifica-se que o aumento da temperatura teve um resultado significativo na resistência. A resistência mecânica média no Caso 1 (amostras soldadas a 945°C) foi de 489 MPa e no Caso 2 (amostras soldadas a 1040°C) foi de 553 MPa, ou seja, o aumento da temperatura, de cerca de 100°C, para níveis de pressão próximos, teve como

resultado um aumento de 64 MPa na resistência da amostra. O mesmo aumento foi identificado comparando os Casos 3 e 4, em que a resistência mecânica média do Caso 3 (temperatura de soldagem de 945°C) foi de 432 MPa e a do Caso 4 (soldado com 1040°C) foi de 558 MPa, ou seja, um aumento de 126 MPa, para um aumento de temperatura de 95°C.

A influência da temperatura tornou-se evidente no Caso 5. Neste, os parâmetros tempo e pressão foram mantidos constantes, e foi estudado o efeito da temperatura na qualidade da solda. Um aumento de temperatura, de 155°C, resultou em um aumento da resistência mecânica de aproximadamente 60 MPa.

Dessa maneira, pôde-se constatar que a temperatura influenciou diretamente na qualidade da união, assim como havia sido demonstrado nas pesquisas realizadas por An e Tu [11] e Pavlova [14]. Esta influência deve-se ao fato de que processos termicamente ativados, como difusão e fluência, variam exponencialmente com a temperatura.

5.3.2 Melhores parâmetros de soldagem

A Fig. 66 apresenta o resultado dos ensaios mecânicos de tração para as nove amostras soldadas (S1 até S9), além da resistência mecânica do metal base (S0), sem nenhum tratamento (“*as received*”).

Segundo a ASME SA-240, o aço inoxidável 316L deve apresentar uma resistência mecânica de pelo menos 515 MPa. O metal base submetido ao ensaio de tração apresentou uma resistência mecânica média de 517 MPa, maior que o mínimo estipulado pela norma.

Dentre as amostras fabricadas, apenas cinco apresentaram uma resistência mecânica maior que o mínimo estipulado pela norma, amostras: S2, S6, S7, S8 e S9. Isto comprova a alta qualidade da junta de união produzida com a técnica de soldagem por difusão e evidência que a escolha adequada dos parâmetros de soldagem resulta em propriedades mecânicas similares as do próprio metal base.

Os melhores resultados foram obtidos com as três amostras soldadas com 1040°C: S6, S7 e S8, que apresentaram uma resistência média de 565, 551 e 555 MPa, respectivamente, além de apresentarem pequena variação entre os três corpos de prova coletados, mostrando uma uniformidade da solda ao longo da área de soldagem.

Logo, os conjuntos de parâmetros utilizados para a fabricação dessas amostras podem ser considerados os mais adequados para a soldagem por difusão do aço inoxidável 316L e na fabricação de trocadores de calor compactos. Como a resistência mecânica das

amostras foi da mesma ordem de grandeza da resistência do metal base, estima-se que o equipamento apresente uma grande confiabilidade para operar em altas pressões, podendo utilizar a própria resistência mecânica do metal base nos cálculos da pressão máxima de trabalho.

5.4 CONCLUSÃO

No presente capítulo foi realizado um estudo experimental para avaliar os três parâmetros: temperatura, pressão e tempo, na soldagem por difusão do aço inoxidável 316L.

As amostras foram produzidas com diferentes parâmetros de união e submetidas a ensaios mecânicos de tração, baseados na norma ASTM E8 [15]. No total, 9 conjuntos de parâmetros de soldagens foram estudados, produzindo 3 corpos de prova para cada um. A fim de avaliar o nível da união e comparar com um resultado padrão, dois corpos de prova sem tratamento térmico, provenientes do metal base na condição de “*as received*”, foram produzidos e submetidos ao ensaio de tração.

Na primeira parte do estudo foi realizada uma análise da influência dos parâmetros na resistência mecânica das amostras soldadas. Com base nos resultados de tração, verificou-se que o parâmetro temperatura foi o que apresentou a maior influência na qualidade da união.

A segunda parte do estudo focou em identificar o conjunto de parâmetros que apresentou os melhores resultados, visando futuras aplicações. Constatou-se que as Amostras S6, S7 e S8 obtiveram os melhores resultados, com uma resistência mecânica da mesma ordem de grandeza dos corpos de prova do metal base. Desse modo, os parâmetros utilizados nessas amostras, ou seja, 1040°C, 9,51 MPa e 60 minutos, 1040°C, 9,51 MPa e 150 minutos e 1040°C, 7,98 MPa e 150 minutos, respectivamente, podem ser considerados os mais adequados para a fabricação de trocadores de calor compactos soldados por difusão.

Os resultados comprovaram que a escolha apropriada dos parâmetros de soldagem está diretamente relacionada com a qualidade da união, podendo a interface de ligação apresentar propriedades similares às do próprio metal base.

5.5 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 5

- [1] Z.L. An, W.-L. Luan, F.Z. Xuan, S.T. Tu, High Temperature Performance of 316L-SS Joint Produced by Diffusion Bonding, **Key Engineering Material**, v. 297-300, p. 2795–2799, 2005.

- [2] J.J. Brandner, L. Bohn, T. Henning, U. Schygulla, K. Schubert, Microstructure Heat Exchanger Applications in Laboratory and Industry, **Heat Transfer Engineering**, v. 28, p. 761–771, 2007.
- [3] Y. Li, F. Xuan, S. Li, S. Tu, Quality Evaluation of Diffusion Bonded Joints by Electrical Resistance Measuring and Microscopic Fatigue Testing, **China Journal Mechanics**, Eng. 24, 2011.
- [4] N. Bouquet, E. Rigal, S.C. Grenoble, F. Bernard, O.H. Dijon, Interface formation during HIP-bonding of austenitic stainless steel, **Brazing High Temperature Brazing Diffusion Bonding LÖT**, Aachen, 118–122, 2013.
- [5] J.E. Hesselgreaves, **Compact heat exchangers: selection, design, and operation**. Pergamon, Amsterdam; New York, 2001.
- [6] S.K. Mylavarapu, X. Sun, R.E. Glosup, R.N. Christensen, M.W. Patterson, Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat exchangers in a high-temperature helium test facility, **Applied Thermal Engineering**, v. 65, p. 605–614, 2014.
- [7] S.K. Mylavarapu, X. Sun, R.N. Christensen, R.R. Unocic, R.E. Glosup, M.W. Patterson, Fabrication and design aspects of high-temperature compact diffusion bonded heat exchangers, **Nuclear Engineering and Design**, v. 249, p. 49–56, 2012.
- [8] Q. Li, G. Flamant, X. Yuan, P. Neveu, L. Luo, Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, p. 4855–4875, 2011.
- [9] M.V.V. Mortean, L.H.R. Cisterna, K.V. Paiva, M.B.H. Mantelli, Development of diffusion welded compact heat exchanger technology, **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 995–1005, 2016.
- [10] A. Hill, E.R. Wallach, Modelling solid-state diffusion bonding, **Acta Metall.**, v. 37, p. 2425–2437, 1989.
- [11] Z.L. An, S.T. Tu, Mechanical Performances and Failure Modes of Direct Diffusion Bonding Joints of 316L Stainless Steel, **Key Engineering Material**, v. 324-325, p. 979–982, 2006.
- [12] S.-X. Li, F.-Z. Xuan, S.-T. Tu, Fatigue damage of stainless steel diffusion-bonded joints, **Material Science Engineering**, v. 480, p. 125–129, 2008.
- [13] S.-X. Li, L. Li, S.-R. Yu, R. Akid, H.-B. Xia, Investigation of intergranular corrosion of 316L stainless steel diffusion bonded

- joint by electrochemical potentiokinetic reactivation, **Corrosion Science**, v. 53, p. 99–104, 2011.
- [14] N. Pavlova, **Aplicação do processo de soldagem por difusão na união de componentes inoxidáveis para uso espacial**. Dissertação de Mestrado - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2005.
- [15] ASTM – American Society for Testing and Materials - E8/E8M – 15a, **Standards test methods for tension testing of metallic materials**, 2015.
- [16] M.V.V. Morteau, A.J. de A. Buschinelli, K.V. de Paiva, M.B.H. Mantelli, J. Rimmel, Soldagem por Difusão de Aços Inoxidáveis para Fabricação de Trocadores de Calor Compactos, **Soldagem e Inspeção**, v. 21, p. 103–114, 2016.

6 EFEITO DA DISTRIBUIÇÃO DA CARGA NA SOLDAGEM POR DIFUSÃO DE DIFERENTES GEOMETRIAS DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Nos Capítulos 4 e 5, assim como na maioria das pesquisas envolvendo soldagem por difusão, foram estudados os melhores parâmetros (temperatura, pressão e tempo) a serem empregados na soldagem por difusão de uma junta de aço inoxidável AISI 316L, visando obter a melhor resistência mecânica.

O presente capítulo propõe uma abordagem diferente da usualmente encontrada na literatura. O objetivo é avaliar a influência da geometria do núcleo do trocador de calor do tipo placa usinada na qualidade da soldagem por difusão. Este estudo é necessário para evitar os problemas de união constatados na Seção 4.4.1, em que deformações geométricas do trocador, as quais podem comprometer a geometria dos canais, foram detectadas. A qualidade da solda das amostras produzidas com canais e aletas retangulares, fabricadas a partir dos processos desenvolvidos nesta tese, foram avaliadas por meio de testes de vazamento com hélio e análises microestruturais da interface de ligação.

Além disso, visando aperfeiçoar a qualidade da interface de união, empregando-se uma das características disponíveis no forno, a técnica de soldagem por difusão com pressão oscilante (*Impulse cyclic pressuring diffusion bonding*) também foi estudada.

6.1 INTRODUÇÃO

A qualidade da interface de união apresenta um papel fundamental no projeto de trocadores de calor compactos, uma vez que qualquer falha na região de união pode comprometer o equipamento, resultando em dois grandes problemas. Em primeiro lugar, se a soldagem apresentar vazios, a transferência de calor por condução através da interface pode ser prejudicada, diminuindo o desempenho do trocador de calor. Em segundo lugar, vazios na interface comprometem a resistência mecânica do conjunto, diminuindo a pressão de trabalho admissível. Deve se notar que a pressão de trabalho máxima que o canal é capaz de suportar é um parâmetro de projeto. Características como espessura de parede e qualidade da solda são essenciais para determinar a pressão máxima tolerada, de modo que falhas não identificadas podem comprometer a integridade física do núcleo.

Os trocadores de calor de circuito impresso são exemplos de equipamentos produzidos por meio do processo de soldagem por

difusão. Neste caso, várias placas planas com ranhuras semicirculares de raio entre 0,5 e 2 mm, produzidas por ataque químico [1], são empilhadas e soldadas. Esses trocadores de calor são o objeto de diversos estudos na literatura, em que os comportamentos térmicos e hidrodinâmicos são avaliados. Mylavarapu et al. [2], Figley et al. [3] e Khan et al. [4] utilizaram simulações numéricas para estudar o desempenho térmico desses equipamentos, já Ma et al. [5] analisaram a melhor configuração de caminho para canais semicirculares em um núcleo. Por outro lado, Kim e No [6] concentraram seus estudos na minimização das quedas de pressão ao longo do equipamento, comparando resultados teóricos e experimentais.

Mylavarapu et al. [7] realizaram um estudo a respeito do processo de fabricação e soldagem por difusão de trocadores de calor de circuito impresso, utilizando a Liga 617 como material base. Os autores estudaram a ligação por difusão e o ataque químico de dois trocadores de calor, que foram soldados em ambiente de vácuo, a 1120°C, durante 4h e pressão de 10,2 MPa. Análises metalográficas e testes de tração foram realizados para verificar a qualidade da soldagem. De acordo com os autores, estes estudos proporcionaram bons resultados, garantindo a segurança operacional dos trocadores de calor nas condições de trabalho especificadas.

Rao e Patel [8], Doohan et al. [9] e Wen et al. [10] realizaram um estudo da otimização geométrica de trocadores de calor compactos placa-aletada, em que os núcleos são produzidos pelo empilhamento de duas placas planas e uma placa de enchimento, que pode ser ondulada ou perfurada. Os elementos desse tipo de trocador de calor são unidos pela técnica de soldagem por difusão ou brasagem a vácuo. O núcleo mais comum contém aletas retangulares serrilhadas, devido ao alto grau de compactação desse tipo de superfície.

Por outro lado, as pesquisas relacionadas a determinação das configurações ótimas para a soldagem por difusão concentram-se principalmente nos parâmetros: temperatura, pressão e tempo, como evidenciado por Pavlova [11], An e Tu [12] e Li et al. [13], que estudaram a união por difusão de aços inoxidáveis.

Krishnan et al. [14], por outro lado, estudaram a aplicação da técnica de soldagem por difusão na fabricação de um trocador de calor de matriz (*matrix heat exchanger*). A montagem desse trocador consiste no empilhamento de placas perfuradas, de um material de alta condutividade térmica, alternadas com espaçadores de material de baixa condutividade térmica. A influência de diferentes parâmetros de soldagem na interface de ligação foi avaliada. Com base nos melhores

resultados, foi produzido e testado um trocador de calor de matriz, resultando em um equipamento sem vazamentos e com boa resistência mecânica.

Como apresentado acima, os estudos sobre soldagem por difusão estão relacionados com a análise dos parâmetros ótimos (temperatura, pressão e tempo) para a união dos componentes. Pesquisas relacionadas com trocadores de calor compactos focam principalmente na influência da geometria do canal e das aletas no desempenho térmico do trocador.

Neste capítulo, propõe-se uma abordagem diferente. O objetivo aqui proposto é avaliar a influência da geometria do trocador de calor compacto na qualidade da soldagem por difusão. Especificamente, serão analisados os seguintes parâmetros geométricos do trocador: espessura da placa cortada (que determina a altura do canal e da aleta), espessura da placa intermediária (que separa duas placas cortadas consecutivas ou que separa os escoamentos) e largura dos canais. Para testar esses parâmetros geométricos, pequenas amostras de núcleo, com estruturas semelhantes às utilizadas nos trocadores de calor compactos placa usinada (descrito nas Seções 2.3.4 e 4.4), foram fabricadas. Aço inoxidável AISI 316L foi empregado como metal base. Os mesmos parâmetros de soldagem, baseados nos resultados apresentados no Capítulo 5, foram utilizados na soldagem de todas as amostras, de modo a estudar, apenas, a influência da geometria no processo de ligação. A espessura da placa cortada (que estabelece a altura do canal e da aleta), da placa intermediária (que separa as camadas) e a largura dos canais foram os três parâmetros examinados. Cada parâmetro foi estudado em dois níveis. Módulos com três camadas para cada escoamento foram soldados, resultando em canais e paredes retangulares. No total, seis configurações de núcleo foram fabricadas. As amostras soldadas foram avaliadas por testes de vazamento com hélio e análises micro estrutural da interface de ligação. Visando aperfeiçoar a qualidade da interface de união, a técnica de soldagem por difusão com pressão oscilante (*Impulse cyclic pressuring diffusion bonding*) também foi empregada.

A presente pesquisa foi realizada no Instituto de Tecnologias de União e Testes de Materiais GmbH - IFW (*Günter-Köhler-Institutes für Fügetechnik und Werkstoffprüfung GmbH*), localizado em Jena – Alemanha, durante o período de doutorado sanduíche, sob a orientação do Dr.-Ing. Simon Jahn.

Os dados e informações desse capítulo foram submetidos para publicação em setembro de 2016 na revista *Journal of Materials Science* com o título de: “*Diffusion bonding load effect over different geometry plates of compact heat exchangers*”.

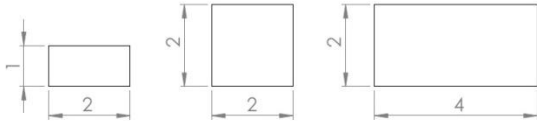
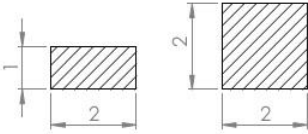
6.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

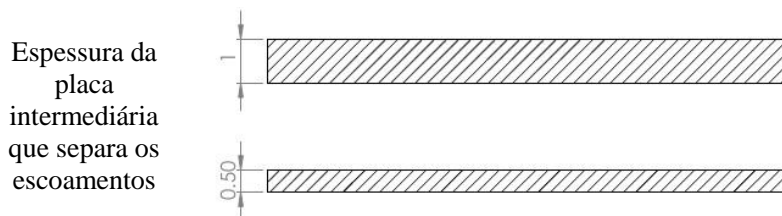
A tecnologia de fabricação dos núcleos foi a mesma apresentada nas Seções 2.3.4 e 4.4, onde uma pilha de placas usinadas, alternadas com placas planas, foram ligadas por difusão, formando os canais.

Dentre os diversos parâmetros geométricos que definem o núcleo do trocador de calor, três deles foram selecionados como fatores chave neste estudo: espessura da placa cortada (que determina a altura do canal e da aleta), espessura da placa intermediária (que separa duas placas cortadas consecutivas ou que separa os escoamentos) e a largura dos canais. Foram selecionadas algumas variações de cada um desses parâmetros, os quais foram combinados para produzir diferentes módulos do trocador de calor. Os canais e paredes resultantes formaram uma geometria de seção transversal retangular, similar aos trocadores já fabricados. Os parâmetros de comparação da qualidade das juntas soldadas foram testes de vazamento e metalografia.

Placas de 1 e 2 mm de espessura foram utilizadas para fabricar as placas cortadas, de modo a produzir canais e aletas (parede do “dente do pente”) com 1 e 2 mm de altura. Para examinar a influência da largura do canal, foram produzidos canais de seção transversal de 2 e 4 mm de largura e 2 mm de altura. Duas espessuras de placas intermediárias, 0,5 e 1 mm, foram utilizadas na fabricação das amostras. A Tabela 16 apresenta os parâmetros e as geometrias de canais, aletas e placas, adotados no presente estudo.

Tabela 16: Geometria dos canais, aletas e placas intermediárias (em mm).

Geometria dos canais	
Geometria das aletas ou paredes laterais do canal	



Com base nas geometrias apresentadas na Tabela 16, foram produzidas seis configurações diferentes de amostras do núcleo do trocador de calor, ver Tabela 17. O aspecto principal a ser analisado nas amostras é a deformação da geometria do canal e da estrutura metálica, causada pela carga durante o processo de soldagem por difusão, além de falhas na interface de união.

Tabela 17: Configuração das amostras.

Configuração	Espessura da placa cortada (mm)	Dimensão do canal (mm ²)	Espessura da placa intermediária (mm)	Dimensão da aleta (mm ²)
CHX-1	2	2 x 2	0,5	2 x 2
CHX-2	2	2 x 2	1	2 x 2
CHX-3	1	1 x 2	0,5	1 x 2
CHX-4	1	1 x 2	1	1 x 2
CHX-5 (Pressão oscilante)	2	2 x 2	0,5	2 x 2
CHX-6	2	2 x 4	0,5	2 x 2
CHX-7	2	2 x 4	1	2 x 2
CHX-8 (Pressão oscilante)	2	2 x 4	0,5	2 x 2

As amostras CHX-5 e CHX-8 foram produzidas com a mesma geometria e, praticamente, com os mesmos parâmetros de ligação das amostras CHX-1 e 6, respectivamente, diferindo apenas na pressão aplicada. Nos casos das amostras CHX-5 e 8 foi utilizada uma pressão oscilante (impulso de natureza cíclica). Esta técnica será discutida mais adiante neste texto.

6.2.1 Projeto das amostras

De acordo com An e Tu [12], o aço inoxidável tem excelente resistência mecânica e boa resistência à corrosão, sendo considerado uma boa alternativa para a fabricação de trocadores de calor compactos. Nos últimos anos, o interesse pela ligação por difusão do aço inoxidável aumentou, devido especialmente aos estudos envolvendo reatores e trocadores compactos nas indústrias químicas e nucleares [13][15]. Por esta razão, o aço inoxidável AISI 316L foi selecionado como metal base no presente estudo.

As amostras foram fabricadas com área de base de $100 \times 100 \text{ mm}^2$ e com três camadas para cada ramal de escoamento. É importante ressaltar que uma camada da amostra é formada por um sanduíche de uma placa tipo “pente” entre duas placas planas (ou placas intermediárias).

As placas cortadas ou “placas pente” foram fabricadas com três diferentes geometrias (ver Fig. 67):

- Placa tipo “pente” 1: fabricada a partir de chapas de 2 mm de espessura, com ranhuras de 2 mm de largura, resultando em canais e aletas de $2 \times 2 \text{ mm}^2$ (amostras CHX-1, CHX-2 e CHX-5);
- Placa tipo “pente” 2: produzida a partir de placas de 1 mm de espessura, com ranhuras de 2 mm de largura, resultando em canais e aletas de $1 \times 2 \text{ mm}^2$ (amostras CHX-3 e CHX-4);
- Placa tipo “pente” 3: fabricada a partir de chapas de 2 mm de espessura, com ranhuras de 4 mm de largura, resultando em canais de $2 \times 4 \text{ mm}^2$ e aletas de $2 \times 2 \text{ mm}^2$ (amostras CHX-6, CHX-7 e CHX-8).

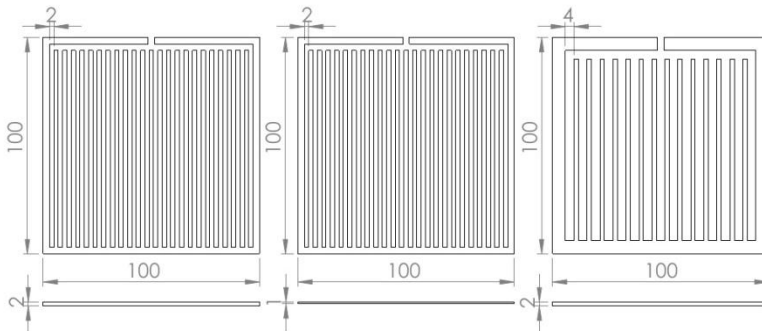


Fig. 67: Geometria das placas cortadas (placas tipo “pente”) 1, 2 e 3, respectivamente.

Duas amostras foram produzidas para cada configuração descrita na Tabela 17: uma para o teste de vazamento e a outra para a análise metalográfica. As placas tipo “pente” e as placas planas (ou placas intermediárias) foram empilhadas alternadamente, de modo que os canais de uma camada formassem ângulos de noventa graus em relação aos da camada subsequente, criando um núcleo de escoamento cruzado com três camadas para cada ramal. A Fig. 68 apresenta o núcleo do trocador de calor resultante após o processo de empilhamento (sem a placa de topo) para a configuração CHX-1.

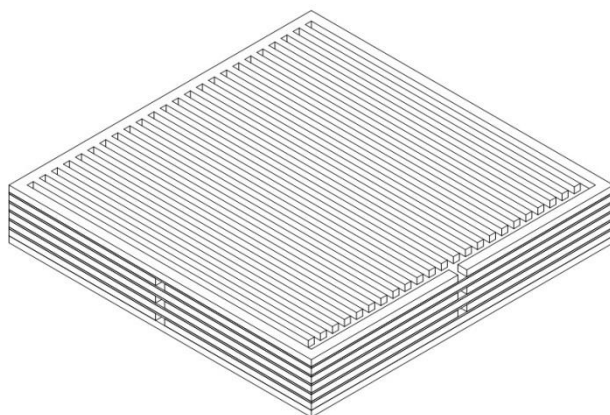


Fig. 68: Geometria da configuração CHX-1 (sem a placa do topo).

As pequenas aberturas existentes na lateral da placa tipo “pente” (que pode ser vista na Fig. 68) foram utilizadas na realização dos testes de vazamento.

O módulo empregado na análise metalográfica foi produzido com a mesma geometria e configuração do módulo utilizado nos testes de vazamento. O exame da interface de união e de possíveis falhas de ligação foi realizado a partir de amostras retiradas da região média do núcleo. No total, as cinco posições apresentadas na Fig. 69 foram examinadas. A posição 1 representa a área de contato entre a parede do canal e a placa intermédia, a posição 2 a área de contato entre a placa intermédia e a parede do canal na camada abaixo. Já a posição 3 está localizada no canto inferior do canal. As posições 4 e 5 representam a região de contato entre a placa intermédia e a placa cortada entre dois canais adjacentes.

A análise metalográfica das posições descritas acima permite avaliar os efeitos de deformação que as cargas de soldagem causam durante a ligação por difusão, e permite identificar a influência das diferentes geometrias e espessuras de placas, aletas e canais na interface de união.

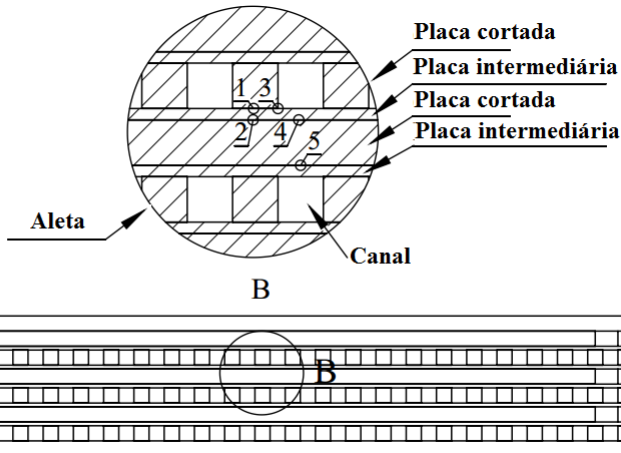


Fig. 69: Regiões avaliadas na análise metalográfica.

6.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na primeira parte da pesquisa, doze amostras foram produzidas por soldagem por difusão, seis para o teste de vazamento e seis para a análise metalográfica. A Fig. 70 mostra um dos módulos produzidos no interior do forno de soldagem. Os seguintes parâmetros foram utilizados no processo de união dos módulos: as peças foram aquecidas a 1040°C e mantidas a esta temperatura durante 60 minutos, sob uma pressão constante de 10 MPa. Este mesmo ciclo foi utilizado em todas as amostras, de modo que, as diferenças observadas entre as amostras podem ser atribuídas apenas aos aspectos geométricos do núcleo. Vale ressaltar que os parâmetros de soldagem aplicados na união das amostras foram os mesmos que apresentaram bons resultados de resistência mecânica na Seção 5, parâmetros semelhantes foram utilizados por Pavlova [11], An e Tu [12] e Li et al. [13]. A Fig. 71 apresenta o módulo após o processo de ligação.

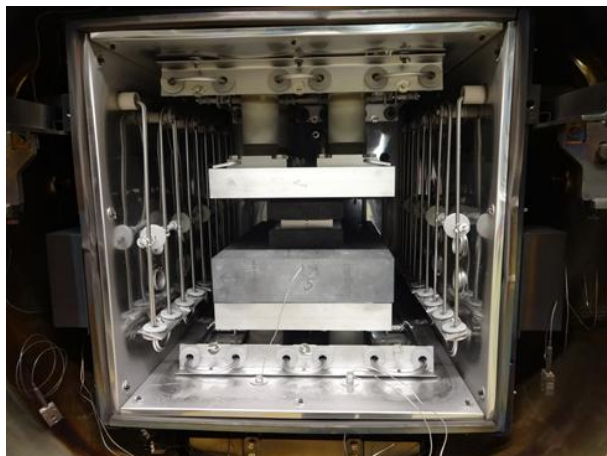


Fig. 70: Módulo no interior do forno.

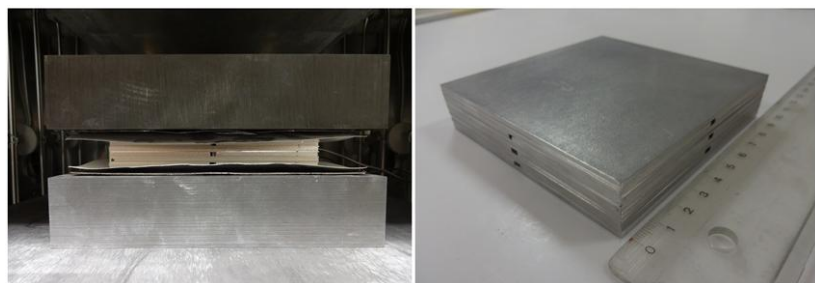


Fig. 71: Módulo após o processo de soldagem por difusão.

Como já mencionado, os espécimes metalográficos foram extraídos da região central da amostra. Eles foram lixados com papel de carboneto de silício com granulometria de 120 e 500 e polidas com pasta de diamante com granulometria variando de $9\ \mu\text{m}$ a $0,04\ \mu\text{m}$. A Fig. 72 exhibe uma das amostras preparadas para o exame metalográfico.

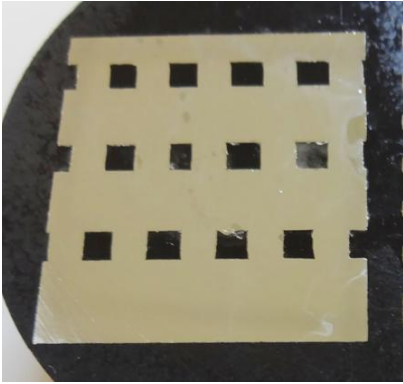


Fig. 72: Amostra para a metalografia.

6.3.1 Teste de vazamento

O teste de vazamento é um método de exame não-destrutivo empregado para detectar e localizar vazamentos. Um vazamento pode ser o resultado de um pequeno orifício ou porosidade no material de base ou na junta de união. Falhas na interface de ligação podem reduzir o desempenho térmico e comprometer a resistência mecânica do equipamento. Com este teste, é possível verificar a qualidade da interface de união das paredes externas das amostras, uma vez que a existência de vazios na interface reduz a qualidade do vácuo. O procedimento de teste é simples: um alto nível de vácuo é realizado no interior da amostra, e na região externa da amostra é liberado gás hélio a partir de uma agulha. Se o equipamento de vácuo (“*leak detector*”) for capaz de detectar partículas de hélio em seus sensores, significa que um vazamento foi detectado e localizado, evidenciando a falha da ligação.

No presente trabalho, somente os vazamentos na parede externa puderam ser localizados com precisão, uma vez que a agulha era capaz de alcançar apenas essas superfícies. Portanto, por meio desse teste não é possível localizar falhas na região interna do núcleo. A pequena abertura na lateral da camada (ver Fig. 68) permite a realização de vácuo e a detecção de vazamentos em cada camada individualmente.

No teste, todas as amostras foram examinadas, sendo realizado vácuo nas três camadas de um dos lados do módulo. Em nenhuma das camadas submetidas ao teste foram identificados vazamentos. A Tabela 18 mostra a taxa de vazamento de cada amostra. A baixa taxa de vazamento foi observada em todas as amostras, apresentando níveis similares entre elas. Portanto, constatou-se que as diferentes

configurações de núcleos analisadas ofereceram uma boa estanqueidade e que as geometrias estudadas não afetaram a qualidade da ligação em termos de vazamento.

Contudo, ainda é necessário investigar a qualidade da soldagem na região interna do módulo, portanto, para completar a presente análise, exames microestruturais foram realizados na região interna do núcleo, que serão apresentados na próxima seção.

Tabela 18: Taxa de vazamento.

Configuração	Taxa de vazamento camada 1 (mbar l/s)	Taxa de vazamento camada 2 (mbar l/s)	Taxa de vazamento camada 3 (mbar l/s)	taxa de vazamento médio (mbar l/s)
CHX-1	$3,9 \times 10^{-7}$	$1,0 \times 10^{-7}$	$5,3 \times 10^{-7}$	$3,4 \times 10^{-7}$
CHX-2	$2,2 \times 10^{-8}$	$1,0 \times 10^{-7}$	$3,4 \times 10^{-8}$	$5,2 \times 10^{-8}$
CHX-3	$1,9 \times 10^{-8}$	$2,4 \times 10^{-8}$	$8,7 \times 10^{-9}$	$1,7 \times 10^{-8}$
CHX-4	$1,9 \times 10^{-7}$	$4,6 \times 10^{-7}$	$7,3 \times 10^{-7}$	$4,6 \times 10^{-7}$
CHX-5 (Pressão oscilante)	$2,7 \times 10^{-6}$	$5,3 \times 10^{-8}$	$2,5 \times 10^{-8}$	$9,3 \times 10^{-7}$
CHX-6	$2,1 \times 10^{-9}$	$1,4 \times 10^{-7}$	$9,2 \times 10^{-9}$	$5,0 \times 10^{-8}$
CHX-7	$1,2 \times 10^{-6}$	$2,6 \times 10^{-8}$	$5,5 \times 10^{-8}$	$4,3 \times 10^{-7}$
CHX-8 (Pressão oscilante)	$9,5 \times 10^{-9}$	$8,9 \times 10^{-7}$	$1,8 \times 10^{-8}$	$3,1 \times 10^{-7}$

6.3.2 Análise microestrutural

De acordo com Mylavarapu et al. [7], as análises microestruturais da interface de soldagem e do metal base são essenciais em trocadores de calor compactos, uma vez que as propriedades mecânicas do núcleo são governadas pela microestrutura do metal base e dependem fortemente da qualidade da interface de ligação.

No presente trabalho, utilizando um microscópio óptico, foi realizada a caracterização microestrutural da interface de união. Cada espécime foi examinado em cinco regiões diferentes, conforme apresentado na Fig. 69. Com este estudo, pode-se determinar a geometria de núcleo que apresenta a melhor interface de união.

A Fig. 73 mostra as imagens da metalografia realizadas na amostra CHX-1 para as cinco posições ilustradas na Fig. 69. A partir

destas imagens, constata-se que a linha que define a interface de ligação é quase imperceptível em todas as posições e que, de uma maneira geral, os parâmetros de soldagem utilizados apresentaram relativamente bons resultados, uma vez que foram identificados poucos vazios na interface de união.

Na posição 1, uma possível falha pode ter ocorrido no lado esquerdo da figura, mas o vazio resultante é demasiado pequeno para comprometer a resistência da junta. Na posição 2, não há vazios na interface e é possível identificar grãos presentes em ambas as placas, evidenciando a boa ligação nesta região. A posição 3 mostra uma pequena deformação na placa intermediária e uma pequena falha no canto. As posições 4 e 5 apresentaram os piores resultados. A interface, na posição 4, mostrou algumas falhas no lado esquerdo contrastando com uma boa ligação no lado direito, enquanto que a posição 5 apresentou algumas pequenas regiões de falhas no lado direito da imagem.

Com base nessas imagens, pode-se constatar que as posições 1, 2 e 3 apresentaram resultados semelhantes, com uma interface de união quase sem falhas. As posições 4 e 5, por outro lado, apresentaram um maior número de falhas, o que poderia ser explicado pelo fato de existir um canal acima e um abaixo do local analisado, resultando em cargas inferiores nestas posições (ver Fig. 69). Portanto, as posições 4 e 5 são consideradas as regiões críticas da união.

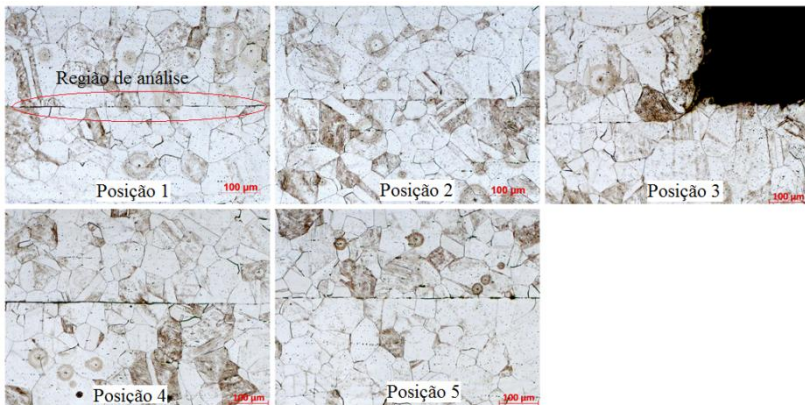


Fig. 73: Análise metalográfica das amostras CHX-1 para as cinco posições.

A Tabela 19 a seguir apresenta um resumo das comparações que serão realizadas.

Tabela 19: Parâmetro geométrico avaliado na comparação das amostras.

Comparação	Parâmetro avaliado	Amostra 1 - Dimensão [mm]	Amostra 2 - Dimensão [mm]
CHX-1 e 2	Espessura placa intermediária	CHX-1: 0,5	CHX-2: 1
CHX-3 e 4	Espessura placa intermediária	CHX-3: 0,5	CHX-4: 1
CHX-6 e 7	Espessura placa intermediária	CHX-4: 0,5	CHX-6: 1
CHX-1 e 3	Espessura placa cortada (ou altura do canal)	CHX-1: 1	CHX-3: 2
CHX-2 e 4	Espessura placa cortada (ou altura do canal)	CHX-2: 1	CHX-4: 2
CHX-1 e 6	Largura canal	CHX-1: 2	CHX-6: 4
CHX-2 e 7	Largura Canal	CHX-2: 2	CHX-7: 4

Nas figuras seguintes serão apresentadas as imagens com os resultados das análises metalográficas das amostras CHX-1, 2, 3, 4, 6 e 7, para as mesmas posições (ver Fig. 69). De acordo com a geometria da amostra e da região investigada, a carga aplicada durante o processo de soldagem por difusão produz efeitos diferentes, observáveis através dessas imagens.

- Posição 1 (Fig. 74): Esta região abrange a interface entre duas aletas (paredes do canal) separadas por uma placa intermediária. Pode-se observar que as seis amostras apresentaram uma boa interface de ligação, quase sem vazios. Com base nessas imagens, não é possível identificar qualquer influência, do aumento da espessura da placa intermédia, da placa cortada ou da largura do canal, na qualidade da interface de união.

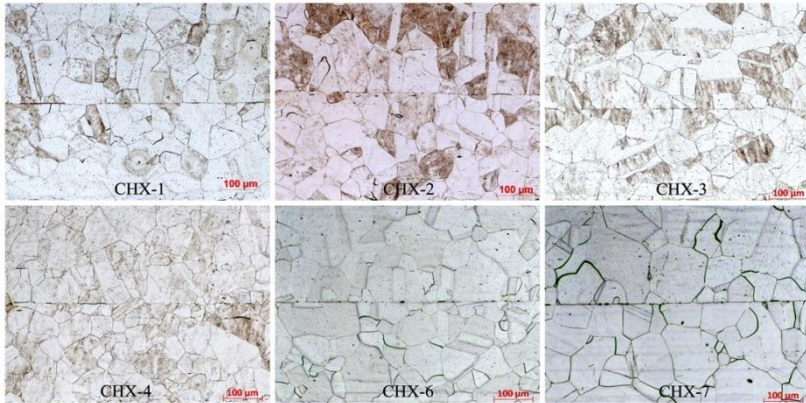


Fig. 74: Posição 1.

- Posição 2 (Fig. 75): Geometricamente, esta região é muito semelhante à região da Posição 1, porém situada na parte inferior do contato da placa intermediária com a aleta. Como esperado, todas as amostras exibiram uma interface quase sem falhas. Assim como observado na Posição 1, houve o crescimento de grãos através da interface de ligação. Novamente, não é possível identificar qualquer efeito dos parâmetros geométricos estudados na soldagem do núcleo.

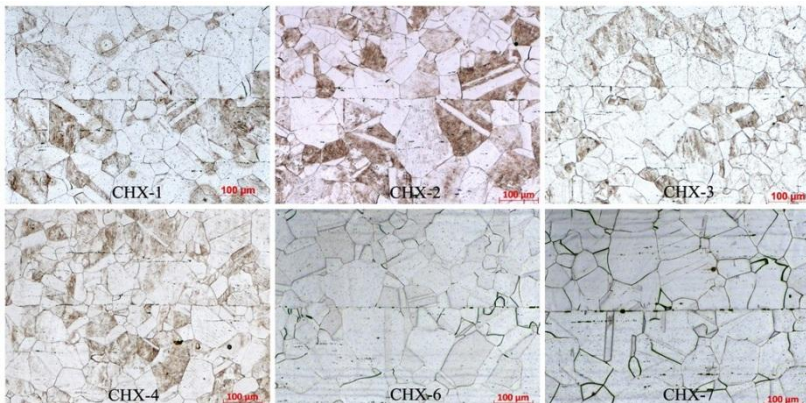


Fig. 75: Posição 2.

- Posição 3 (Fig. 76): Esta região engloba a interface entre a aleta e a placa intermediária no canto do canal. Nesse caso, as imagens mostram resultados diferentes. A diferença geométrica entre as

amostras: CHX-1 e 2, CHX-3 e 4 e CHX-6 e 7, está relacionada à espessura da placa intermédia (ver Tabela 19). As amostras CHX-1, 3 e 6 têm placas intermediárias mais finas (0,5 mm de espessura) e apresentaram uma maior deformação de material quando comparadas com CHX-2, 4 e 7, produzidas com chapas intermediárias de 1 mm. Observa-se também que o aumento da espessura da chapa cortada (comparação entre CHX-1 e 3 e CHX-2 e 4) e a largura do canal (comparação entre CHX-1 e 6 e CHX-2 e 7) não afetou a soldagem ou causou deformação sobre as placas.

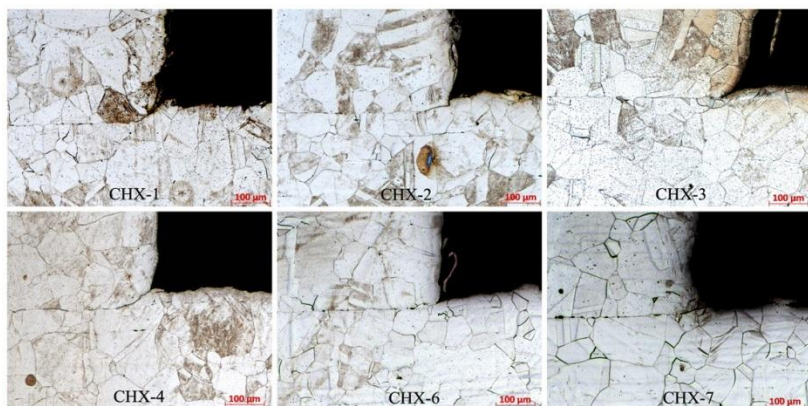


Fig. 76: Posição 3.

- Posição 4 (Fig. 77): As principais diferenças entre as amostras foram identificadas para as posições 4 e 5, que representam regiões semelhantes, formadas por um sanduíche de placas intermediárias e aleta (ou parede de canal), onde na parte superior e inferior há um canal, ou seja, um vazio (ver Fig. 69). Observa-se que as amostras produzidas com placas intermediárias de 1 mm de espessura (CHX-2, 4 e 7) apresentaram melhores resultados quando comparadas com as de 0,5 mm de espessura (CHX-1, 3 e 6). As amostras com placas intermediárias mais espessas apresentaram uma melhor distribuição de carga ao longo da interface de contato e, conseqüentemente, uma soldagem por difusão com menos falhas, quando comparadas às amostras produzidas com placas mais finas (espessura de 0,5 mm). Por outro lado, a diminuição da espessura da placa cortada de 2 mm (amostras CHX-1 e 2) para 1 mm (amostras CHX-3 e 4) não influenciou os resultados. Em relação à largura do canal, amostras com canais de 2 mm de largura (CHX-1 e 2) apresentaram menos

vazios na interface quando comparadas com amostras com canais de 4 mm de largura (CHX-6 e 7). Novamente, devido a melhor distribuição da carga obtida nos menores canais.

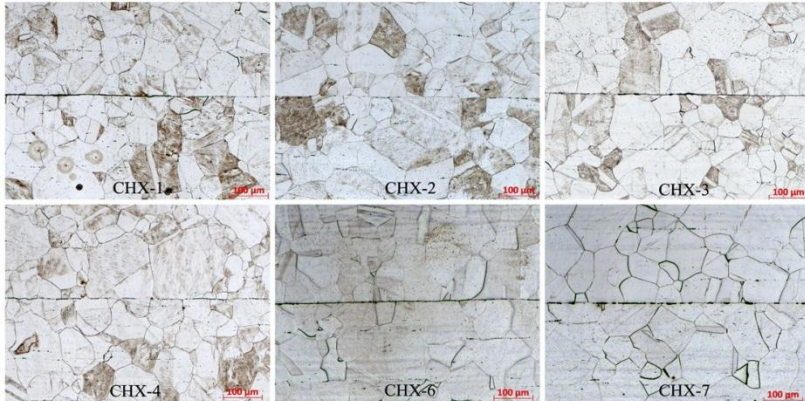


Fig. 77: Posição 4.

- Posição 5 (Fig. 78): Os resultados relativos às posições 4 e 5 são muito semelhantes, uma vez que estas posições representam regiões geométricas semelhantes (faces opostas da placa intermédia, na mesma posição longitudinal). Como observado anteriormente na análise da Posição 4, o aumento da espessura da placa intermediária melhorou a qualidade da união, uma vez que as amostras CHX-2, 4 e 7 (produzidas com chapas de 1 mm) apresentaram melhor interface de ligação quando comparadas com as amostras CHX-1, 3 e 6 (produzidas com chapas de 0,5 mm). No entanto, a influência da largura do canal é mais evidente nesta posição, uma vez que as amostras produzidas com canais de 2 mm de largura (CHX-1 e 2) apresentaram melhores interfaces de ligação, com menos falhas, quando comparadas com as amostras produzidas com canais de 4 mm de largura (CHX-6 e 7).

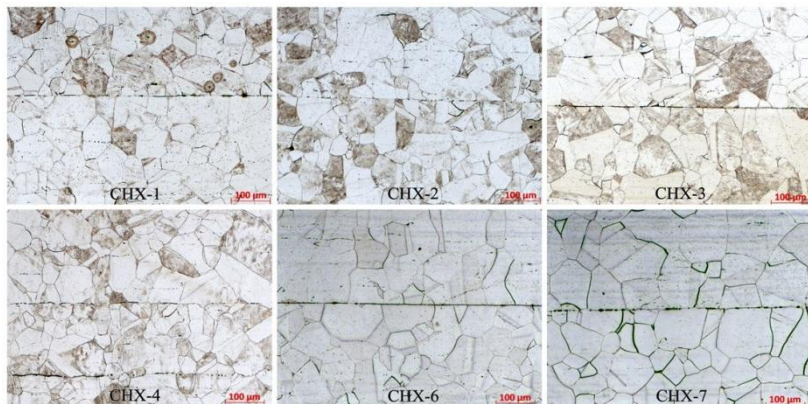


Fig. 78: Posição 5.

Com base nas análises microestruturais, pode-se constatar que o aumento da espessura da placa intermediária e a redução da largura do canal, resultaram em uma melhor distribuição de carga e, portanto, uma melhor qualidade da interface de soldagem. Por outro lado, o aumento da espessura da placa cortada não apresentou qualquer efeito na soldagem das placas.

Sendo assim, o presente estudo indica que a espessura da placa intermediária e a largura do canal não devem ser consideradas apenas para o projeto térmico e hidráulico do trocador de calor compacto (perda de carga e pressão máxima de trabalho), mas também para o projeto mecânico do equipamento, visando a melhor distribuição da carga no processo de soldagem por difusão. Entre as seis configurações estudadas, o melhor resultado foi observado na amostra CHX-2, produzida com canais e aletas de seção transversal quadrada de 2 mm de arestas e com placa intermediária de 1 mm de espessura.

6.3.3 Pressão oscilante

Normalmente, a soldagem por difusão é realizada à pressão constante. A soldagem por difusão com pressão oscilante (*Impulse cyclic pressuring diffusion bonding*) é uma técnica recente, sendo caracterizada pela oscilação da pressão durante o processo de ligação. Há poucos trabalhos relatados na literatura sobre esse tema. Yuan et al. [16], Yuan et al. [17] e Yongqiang et al. [18] estão entre os poucos pesquisadores que estudaram esse tipo de soldagem. Em seus trabalhos, a técnica foi utilizada para unir materiais diferentes, respectivamente:

liga de titânio ao aço inoxidável, liga de cobre ao aço inoxidável e liga de titânio ao aço inoxidável com uma fina camada intermediária de cobre.

De acordo com Yuan et al. [16], com esta técnica de união, a camada de filme de óxido pode ser quebrada e os vazios da interface de ligação preenchidos, aumentando a velocidade de difusão atômica e acelerando o processo de união. Além disso, a pressão oscilante pode melhorar a resistência e a eficiência das juntas unidas por difusão.

A técnica de soldagem por difusão com pressão oscilante, aplicada à fabricação de núcleos de trocadores de calor compactos, também foi analisada no presente estudo. As amostras CHX-5 e 8 foram produzidas com a mesma geometria das amostras CHX-1 e 6, respectivamente, e com praticamente os mesmos parâmetros de soldagem, a única diferença foi a pressão externa aplicada durante o ciclo. Nas amostras CHX-1 e 6 a pressão foi constante e igual a 10 MPa, já no caso das amostras CHX-5 e 8 a pressão foi oscilante: pressão máxima de impulso $P_{max} = 10$ MPa, pressão mínima de impulso $P_{min} = 0$ MPa, Número de impulsos $N = 60$ e frequência de impulso $f = 0,0133$ Hz.

As amostras soldadas com pressão oscilante, CHX-5 e 8, foram submetidas ao teste de vazamento, onde não foi observada nenhuma falha na ligação. Conforme evidenciado na Tabela 18, ambas as amostras apresentaram uma baixa taxa de vazamento, muito semelhante às amostras CHX-1 e 6. Para completar a análise, foi realizada a análise metalográfica da região de ligação, e os resultados são mostrados nas Fig. 79 e Fig. 80 para as amostras CHX-5 e CHX-8, respectivamente.

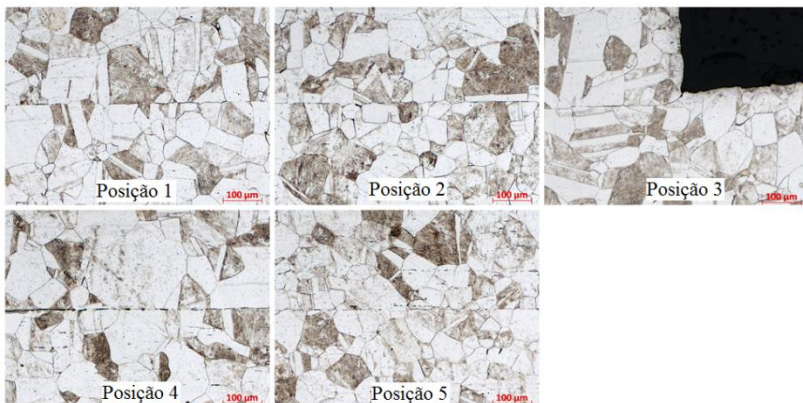


Fig. 79: Metalografia da amostra CHX-5.

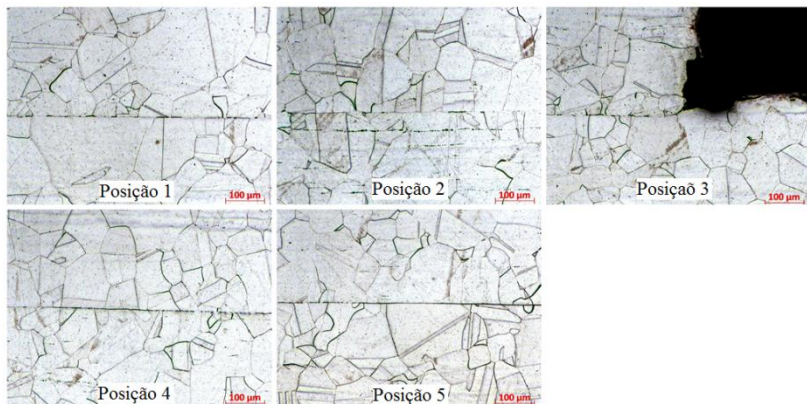


Fig. 80: Metalografia da amostra CHX-8.

Analisando as interfaces de ligação das amostras CHX-5 (Fig. 79) e 8 (Fig. 80), pode-se observar que a técnica de pressão oscilante também proporcionou uma boa interface de ligação nas posições 1, 2 e 3, não sendo possível identificar a presença de vazios. Além disso, comparando as amostras CHX-5 e 8 com as amostras CHX-1 e 6, respectivamente, para a posição 3, nota-se que as amostras produzidas com pressão oscilante apresentaram uma menor deformação do material. A principal diferença entre as amostras foi identificada nas posições 4 e 5, as regiões críticas da união. Com a pressão oscilante, obteve-se uma melhor interface de ligação, com uma menor quantidade de falhas.

Cargas constantes aplicadas durante o processo de ligação limitam a expansão do material na direção normal à carga, forçando a sua expansão para as laterais, e como consequência, deformam o material. Por outro lado, a pressão oscilante possibilita o alívio das tensões internas do material, permitindo a expansão natural da amostra. O alívio das tensões internas também é responsável pela melhor distribuição da carga, uma vez que evita grandes deformações das placas.

Desse modo, a técnica de soldagem por difusão com pressão oscilante pode ser considerada uma das soluções para a distribuição não uniforme da carga na interface de união, fenômeno observado anteriormente neste mesmo estudo.

6.4 CONCLUSÃO

Neste capítulo foi analisada a influência da distribuição da carga na qualidade da soldagem por difusão em diferentes geometrias de núcleos de trocadores de calor compactos. Aço inoxidável AISI 316L foi utilizado como metal base. Três fatores geométricos foram estudados: espessura da placa cortada, espessura da placa intermediária e largura do canal. Os módulos multicamadas foram soldados utilizando os mesmos parâmetros (temperatura, pressão e tempo), para que, desse modo, as diferenças observadas entre as amostras fossem atribuídas apenas aos parâmetros geométricos estudados. No total, seis amostras de núcleos foram produzidas com pressão constante e comparadas por meio de testes de vazamento e análises microestruturais.

Os testes de vazamento indicaram que a geometria interna do núcleo não tem influência na qualidade da ligação ao longo da parede externa das amostras. Em média, a taxa de vazamento observada foi de 10^{-7} mbar l/s. Contudo, falhas internas não podem ser identificadas através desse teste e, por isso, foram realizadas análises microestruturais da interface de ligação.

Na análise microestrutural, constatou-se, por meio da comparação de cinco diferentes posições na mesma amostra, que as posições 4 e 5 apresentaram o maior número de falhas, sendo consideradas as regiões críticas no processo de soldagem por difusão. Em seguida, investigou-se a influência da geometria do núcleo do trocador de calor, e conseqüentemente o efeito da distribuição da carga, na soldagem por difusão. Seis configurações de núcleos foram comparadas. Por meio deste estudo, verificou-se que as principais diferenças entre as seis configurações foram novamente identificadas para as posições 4 e 5.

Com base na análise microestrutural, constatou-se que o aumento da espessura da placa cortada não influenciou na interface de ligação. Entretanto, a espessura da placa intermediária e a largura dos canais influenciaram diretamente na qualidade da união. Essas duas características não devem ser consideradas apenas nos projetos térmicos e hidráulicos (perda de carga e pressão máxima de trabalho), mas também no projeto mecânico do núcleo. Dentre os módulos, o produzido com espessura de placa intermediária de 1 mm e largura de canal de 2 mm apresentou uma melhor distribuição de carga ao longo da interface de contato e, conseqüentemente, menos falhas.

Finalizando o estudo, analisou-se a influência da pressão oscilante na soldagem por difusão de núcleos de trocador de calor compactos. Com base na análise metalográfica, pôde-se constatar que a

pressão oscilante produziu melhores interfaces de ligação, com menos falhas que as amostras produzidas com pressão constante. Portanto, a tecnologia de soldagem por difusão com pressão oscilante pode ser considerada uma solução para a distribuição não uniforme da carga observada em algumas interfaces de ligação do presente estudo.

6.5 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 6

- [1] D. Reay, C. Ramshaw, A. Harvey, Compact and micro-heat exchangers. **In Isotopes in Organic Chemistry**. Butterworth-Heinemann, Oxford, pp 77-101, 2008.
- [2] S.K. Mylavarapu, X. Sun, R.E. Glosup, R.N. Christensen, M.W. Patterson, Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat exchangers in a high-temperature helium test facility. **Applied Thermal Engineering**, v.65, p.605–614, 2014.
- [3] J. Figley, X. Sun, S. K. Mylavarapu, B. Hajek, Numerical study on thermal hydraulic performance of a Printed Circuit Heat Exchanger. **Program Nuclear Energy**, v. 68, p.89–96,2013
- [4] H.H. Khan, T. Ma, A. Sharma, A. Srivastava, P. Chaudhuri, Thermal-hydraulic characteristics and performance of 3D wavy channel based printed circuit heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v.87, p.519–528, 2015.
- [5] T. Ma, L. Li, Y-Y Xu, Y-T Chen, Q-W Wang, Study on local thermal–hydraulic performance and optimization of zigzag-type printed circuit heat exchanger at high temperature. **Energy Converse Management**, v.104, p.55-66, 2015.
- [6] I. H. Kim, H. C. No, Thermal hydraulic performance analysis of a printed circuit heat exchanger using a helium–water test loop and numerical simulations, **Applied Thermal Engineering**, v. 31,p.4064–4073, 2011.
- [7] S. K. Mylavarapu, X. Sun, R. N. Christensen, R. R. Unocic, R. E. Glosup, M. W. Patterson, Fabrication and design aspects of high-temperature compact diffusion bonded heat exchangers, **Nuclear Engineering Design**, v. 249, p.49–56, 2012.
- [8] R. V. Rao, V. K. Patel, Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm, **International Journal of Thermal Science**, v. 49, p. 1712–1721, 2010.
- [9] R. S. Doohan, P. K. Kush, G. Maheshwari, Exergy based optimization and experimental evaluation of plate fin heat

- exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v.102, p.80–90, 2016.
- [10] J. Wen, H. Yang, X. Tong, Optimization investigation on configuration parameters of serrated fin in plate-fin heat exchanger using genetic algorithm, **International Journal of Thermal Science**, v.101, p.116–125, 2016.
- [11] N. Pavlova, **Aplicação do processo de soldagem por difusão na união de componentes inoxidáveis para uso espacial**. Dissertação de Mestrado - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2005.
- [12] Z. L. An, S. T. Tu, Mechanical performances and failure modes of direct diffusion bonding joints of 316L Stainless Steel, **Key Engineering Material**, v.324-325, p.979–982, 2006.
- [13] S-X Li, L. Li, S-R Yu, R. Akid, H-B Xia, Investigation of intergranular corrosion of 316L stainless steel diffusion bonded joint by electrochemical potentiokinetic reactivation, **Corrosion Science**, v. 53, p.99–104, 2011.
- [14] J. Krishnan, K. Bhanumurthy, P.S. Gawde, J. Derose, G.B. Kale, G. Srikrushnamurthy, Manufacture of a matrix heat exchanger by diffusion bonding, **Journal Material Process**, v.66, p.85-89, G 1997.
- [15] S-X Li, F-Z Xuan, S-T Tu, Fatigue damage of stainless steel diffusion-bonded joints, **Material Science Engineering**, v.480, p.125–129, 2008.
- [16] X.J. Yuan, G. M. Sheng, B. Qin, W.Z Huang, B. Zhou, Impulse pressuring diffusion bonding of titanium alloy to stainless steel, **Material Characteristic**, v.59, p.930–936, 2008.
- [17] X. Yuan, K. Tang, Y. Deng, J. Luo, G. Sheng, Impulse pressuring diffusion bonding of a copper alloy to a stainless steel with/without a pure nickel interlayer, **Material Design**, v. 52, p.359–366, 2013.
- [18] D. Yongqiang, S. Guangmin, Y. Lijing, Impulse pressuring diffusion bonding of titanium to stainless steel using a copper interlayer, **Rare Metal Materials and Engineering**, v. 44, p.1041–1045, 2015.

7 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DO TROCADOR DE CALOR PLACA USINADA OPERANDO EM REGIME LAMINAR

Tendo em vista os bons resultados obtidos com a soldagem por difusão do aço inoxidável AISI 316L (apresentados nos Capítulos 4, 5 e 6), evidenciando a viabilidade da fabricação do trocador de calor placa usinada, o presente capítulo apresenta estudos a respeito do desempenho térmico e hidrodinâmico do equipamento.

Note que os estudos apresentados no Capítulo 3 abordaram principalmente a avaliação experimental do comportamento térmico do trocador placa usinada em cobre. Foi um estudo inicial do equipamento, com poucos testes realizados, em que a taxa de transferência de calor foi avaliada para número de Reynolds de até 1200, validando de modo parcial a metodologia de cálculo proposta.

O presente capítulo tem como objetivo realizar uma análise analítica, experimental e numérica do comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor do tipo placa usinada em aço inoxidável (apresentado na Seção 4.4) operando no regime laminar.

O modelo de transferência de calor apresentado na Seção 3.2 foi utilizado para prever o comportamento térmico do trocador de aço inoxidável. Além disso, um modelo para determinar a perda de carga no trocador de calor é apresentado, levando em consideração a contribuição dos principais componentes do equipamento: núcleo e bocais.

Além disto, simulações numéricas foram realizadas para prever a transferência de calor e a perda de carga no núcleo de aço inoxidável. Para validar os modelos, uma bancada de testes experimentais foi construída. O trocador de calor foi testado com água em diferentes níveis de vazão em regime laminar.

7.1 INTRODUÇÃO

De acordo com Dixit e Ghosh [1], a necessidade da indústria por equipamentos menores e mais leves levaram à miniaturização dos trocadores de calor, de modo a atender principalmente as demandas de áreas como: biomedicina, petroquímica e aeroespacial. Como resultado, vários estudos estão se concentrando no desenvolvimento de micro trocadores de calor [2].

O desenvolvimento de trocadores de calor compactos envolve conhecimento em duas áreas da engenharia: 1) processos de fabricação para produção dos núcleos com micro e mini canais e 2) modelos

teóricos (analíticos ou numéricos) que permitem o projeto destes equipamentos.

De acordo com Lee e Garimella [3], trocadores de calor compactos normalmente apresentam canais de pequeno comprimento, assim como contrações/expansões abruptas na entrada/saída, que conferem a estes equipamentos, diferentemente dos trocadores de calor convencionais, altas perdas de carga.

Os modelos de transferência de calor e de perda de carga em micro canais são baseados normalmente em canais convencionais, podendo gerar resultados controversos e divergentes [4]. Dutkowski [5] observou resultados contraditórios no critério de transição do escoamento laminar para o turbulento em micro canais, assim como na aplicabilidade das expressões de fator de atrito de canais convencionais em micro canais.

Peng et al. [6] estudaram o escoamento de água dentro de micro canais retangulares, com diâmetro hidráulico e relação de aspecto variando entre 133 a 367 μm e 0,33 a 1, respectivamente. Os resultados experimentais foram diferentes dos previstos pela teoria clássica, uma vez que a região de transição laminar para turbulenta ocorreu para números de Reynolds entre 200 e 700.

Xu et al. [7] obtiveram resultados diferentes. Os autores estudaram o escoamento de água em canais retangulares, com diâmetros hidráulicos de 30 μm a 344 μm e número de Reynolds de 20 a 4000. Eles concluíram que o escoamento em micro canais apresentou o mesmo comportamento descrito pela teoria convencional e que a diferença entre o comportamento dos canais convencionais e micro canais, relatada na literatura, pode ser causada por erros experimentais de medição em micro escala.

Segundo Dutkowski [5], as diferenças entre dados teóricos e experimentais têm sido interpretadas como um fenômeno desconhecido associado aos micro canais. No entanto, para o autor estas diferenças podem estar relacionadas com as condições de contorno e as hipóteses adotadas no modelo teórico, que em alguns casos, são distintas das condições reais.

García-Hernando et al. [8] sugeriram que a diferença entre os resultados teóricos e experimentais em micro canais está relacionada às incertezas experimentais da medição, assim como à condição de escoamento do fluido, uma vez que a maioria dos estudos considera o escoamento como completamente desenvolvido. Os autores realizaram uma análise experimental do comportamento térmico e hidrodinâmico de dois trocadores de calor compactos, constituídos de micro canais de

seção quadrada de 100 μm e 200 μm de aresta. Os dados experimentais e teóricos apresentaram comportamentos similares, de modo que não foi possível identificar um aumento na perda de carga ou uma melhoria na transferência de calor resultantes da pequena escala dos micros canais.

Mylavarapu et al. [9] estudaram e testaram dois trocadores de calor de circuito impresso em diferentes níveis de vazão, temperatura e pressão, empregando hélio como fluido de trabalho. O objetivo principal foi comparar os dados experimentais de perda de carga e transferência de calor com modelos analíticos e realizar uma análise numérica do escoamento em canais semicirculares. As correlações do número de Nusselt e do fator de atrito presentes na literatura, para escoamentos laminares e turbulentos plenamente desenvolvidos, foram empregadas e apresentaram resultados similares aos dados experimentais.

Liu e Garimella [10] também observaram que o comportamento do escoamento em micro canais é muito semelhante aos de canais convencionais, com os modelos teóricos fornecendo previsões confiáveis do escoamento. Popescu et al. [11], Harms et al. [12] e Qu e Mudawar [13] também estudaram o escoamento laminar em micro canais e observaram que os resultados experimentais foram previstos, com uma boa aproximação, pelos modelos teóricos convencionais de Navier-Stokes.

Nos estudos conduzidos por Judy et al. [14], não foi observado qualquer desvio no comportamento dos dados experimentais de $f Re$, em micro canais, comparados com os resultados obtidos utilizando a teoria convencional. Segundo os autores, a influência de qualquer fenômeno de escoamento “não-Stokes”, se existir, é da mesma ordem da incerteza experimental.

Dang et al. [15] focaram seus esforços para estudar o desempenho térmico e hidráulico de um trocador de calor de fluxo cruzado composto de micro canais. O núcleo era composto de micro canais de seção transversal retangular de 0,5 x 0,3 mm^2 , e 32 mm de comprimento, com uma camada para cada fluxo (quente e frio). Os autores compararam dados experimentais de transferência de calor e perda de carga com os resultados de simulações numéricas, que apresentaram resultados muito semelhantes.

Kang e Tseng [16] apresentaram um modelo teórico para prever o comportamento térmico e hidrodinâmico de um permutador de calor de fluxo cruzado de micro canais retangulares de 200 x 40 μm . Este protótipo possuía mais canais e camadas que o módulo estudado por Dang et al. [15]. O núcleo foi produzido com 13 camadas para cada

escoamento e 125 canais por camada. Com base neste estudo, os autores constataram que, para mesma efetividade, a taxa de transferência de calor aumenta e a perda de carga diminui, à medida que a temperatura média do trocador de calor aumenta.

Hasan et al. [17] conduziram um estudo numérico do efeito da geometria do canal em trocadores de calor de fluxo cruzado. Quatro diferentes geometrias de canais foram estudadas: circular, retangular, trapezoidal e triangular. Os resultados numéricos indicaram que a geometria circular fornece o melhor desempenho térmico e hidráulico, seguido por canais de seção quadrada.

Conforme apresentado acima, a maioria das pesquisas indicou que a teoria convencional pode ser empregada para prever o comportamento térmico e hidrodinâmico de trocadores de calor de mini e até micro canais.

Este capítulo apresenta uma análise teórica e experimental do desempenho térmico e hidrodinâmico do trocador de calor do tipo placa usinada de aço inoxidável. O modelo de transferência de calor apresentado na Seção 3.2 (publicado em [18]) foi utilizado para prever o comportamento térmico do equipamento, e não será apresentado novamente aqui. O modelo para prever a perda de carga no trocador de calor será exposto, considerando a parcela na perda de carga de cada componente do equipamento, ou seja, núcleo e bocais. Como se verá adiante, devido à pequena dimensão do canal, o valor do comprimento hidrodinâmico adimensional, parâmetro de entrada das três correlações utilizadas para determinar o fator de atrito no interior do trocador, está na faixa associada a escoamentos laminares hidrodinamicamente em desenvolvimento.

O trocador de calor do tipo placa usinada estudado é o mesmo apresentado na Seção 4.4. Seu núcleo possui 167 mm de largura, 167 mm de comprimento e 110 mm de altura, totalizando 450 mini canais de seção quadrada de 3 mm de aresta para cada ramal de escoamento. Visando validar o modelo teórico e estudar o comportamento térmico e hidrodinâmico do equipamento, uma bancada de testes experimentais foi desenvolvida. O trocador de calor foi testado com água em diferentes níveis de vazão, totalizando 72 testes.

Os resultados térmicos foram comparados com o modelo teórico proposto na Seção 3.2, em que foi constatada uma pequena diferença entre os dados. Visando aplicações em canais de seção quadrada, uma modificação na correlação do número de Nusselt de Stephan e Preußer [19] foi proposta. O modelo teórico da perda de carga foi comparado com os resultados experimentais, mostrando uma boa convergência. De

acordo com o modelo, os bocais foram responsáveis por até 78% da perda de carga total no trocador de calor. Além disso, simulações numéricas também foram realizadas para examinar a transferência de calor e a perda de carga no núcleo. Os resultados numéricos, experimentais e teóricos foram comparados, apresentando comportamentos semelhantes, validando, dessa maneira, o modelo teórico e os procedimentos numéricos.

7.2 MODELO DE PERDA DE CARGA

Nesta seção, serão estudados e analisados modelos de perda de carga aplicados aos trocadores de calor do tipo placa usinada, compostos de canais de seção quadrada, operando em regime laminar.

Para o modelo teórico, foram adotadas as seguintes hipóteses [20][21]:

1. Fluxo estável e incompressível;
2. Fluido uniformemente distribuído entre os canais com um perfil de velocidade uniforme;
3. Propriedades do fluido e do sólido constantes;
4. Fator de atrito constante ao longo do canal;
5. Canal de seção transversal quadrada.

Os trocadores de calor compactos são compostos de um núcleo e de bocais de entrada e saída. O núcleo é considerado o principal componente do equipamento, composto por diversos mini canais e responsável pela transferência de calor entre os escoamentos. Os bocais são responsáveis pela distribuição do fluido através dos canais. Assim, a perda de carga no trocador de calor é calculada como a soma das duas contribuições: 1) perda de carga no interior do núcleo; e 2) perda de carga associada aos bocais de entrada e saída [20]. Deste modo, a perda de carga total do trocador de calor (ΔP_{total}) é expressa por:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{total,core} + \Delta P_{header,ent} + \Delta P_{header,out} \quad (61)$$

onde $\Delta P_{total,core}$ é a perda de carga no interior do núcleo e $\Delta P_{header,ent}$ e $\Delta P_{header,out}$ são a perda de carga nos bocais de entrada e saída, respectivamente.

A perda de carga total no núcleo ($\Delta P_{total,core}$) pode ser separada em quatro componentes:

- a) Perda de carga associada à contração súbita do fluido na entrada do núcleo (ou efeito de entrada): ΔP_{ent} ;
- b) Perda de carga devido ao atrito no interior do canal: $\Delta P_{friction}$;
- c) Perda de carga associada à variação da taxa do momento no interior do núcleo (ou efeito da aceleração/desaceleração do escoamento): ΔP_{mome} ;
- d) Perda de carga associada à expansão súbita do fluido na saída do núcleo (ou efeito de saída): ΔP_{exit} ;

A perda de carga total no núcleo é expressa pela soma das contribuições anteriores [20][21][22]:

$$\begin{aligned} \Delta P_{total,core} &= \Delta P_{ent} + \Delta P_{friction} + \Delta P_{mome} - \Delta P_{exit} = \\ &= \frac{\dot{m}^2}{2\rho_{in}} \left[\left(1 - \sigma^2 + K_c\right) + f \frac{4l}{d_h} \rho_{in} \left(\frac{1}{\rho}\right)_m + \right. \\ &\quad \left. + 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1\right) - \left(1 - \sigma^2 - K_e\right) \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right] \end{aligned} \quad (62)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, f é o fator de atrito de Fanning, l é o comprimento do canal, ρ_m , ρ_{in} e ρ_{out} são as densidades media, de entrada e de saída do fluido, respectivamente, d_h é o diâmetro hidráulico do canal, σ é a porosidade do núcleo, K_c e K_e são, respectivamente, os coeficientes de contração e expansão, que são funções da porosidade, do número de Reynolds (Re) e da geometria do canal. Para o presente estudo, os coeficientes de contração e expansão foram calculados (com base em [22]) e resultaram em, aproximadamente, 0,55 e 0,58, respectivamente.

O fator de atrito de Fanning, principal componente para se determinar a perda de carga no interior do núcleo, é diretamente relacionado ao perfil e regime do escoamento. De acordo com Muzychka e Yovanovich [23], em mini e micro canais, as características dimensionais do canal são tão pequenas que o escoamento não consegue atingir as condições necessárias para que a camada limite se desenvolva completamente. Portanto, para as aplicações com essa dimensão de

canal, o escoamento encontra-se na condição laminar em desenvolvimento.

As correlações do fator de atrito de Fanning, utilizadas no presente estudo, são funções do comprimento hidrodinâmico adimensional (L_{hy}^+), parâmetro característico de escoamentos laminares hidrodinamicamente em desenvolvimento, definido como:

$$L_{hy}^+ = \frac{l}{d_h \text{Re}_{D_h}} \quad (63)$$

onde Re_{D_h} é o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do canal.

De acordo com Shah e London [24], o escoamento é considerado totalmente desenvolvido se o comprimento hidrodinâmico adimensional é suficientemente maior que o comprimento hidrodinâmico adimensional de entrada, o qual, para canais quadrados é de 0,09.

Shah [25] propôs uma correlação geral para o fator de atrito para escoamentos em desenvolvimento ou plenamente desenvolvidos, para qualquer geometria de duto, dada pela expressão:

$$f \text{Re}_{D_h} = \frac{3,44}{\sqrt{L_{hy}^+}} + \frac{2G_{D_h} - 3,44 / \sqrt{L_{hy}^+} + K_{\infty} / (4L_{hy}^+)}{1 + C_{cont} / (L_{hy}^+)^2} \quad (64)$$

Os parâmetros de entrada desta correlação são G_{D_h} (tensão de cisalhamento média adimensional na parede do tubo), C_{cont} e K_{∞} , estes últimos são parâmetros empíricos, que dependem da geometria do duto. Para canais lisos, retos e de seção quadrada são atribuídos os seguintes valores: $C_{cont} = 29 \times 10^{-5}$, $2G_{D_h} = 14,227$ e $K_{\infty} = 1,43$.

O modelo proposto por Yilmaz [27], apresentado em Duan e Yovanovich [26], inclui uma série de equações para o cálculo do fator de atrito. O modelo é expresso por:

$$f \text{Re}_{D_h} = \frac{3,44}{\sqrt{L_{hy}^+}} + \frac{16\psi - 3,44 / \sqrt{L_{hy}^+} + K / (4L_{hy}^+)}{1 + 0,98 \times 10^{-4} K^{3,14} / (L_{hy}^+)^2} \quad (65)$$

onde

$$\begin{aligned}\psi &= 1 + \frac{(\psi_\infty - 1)}{1 + 0,33\delta^{2,25} / (m - 1)} \\ \psi_\infty &= \frac{3}{8}\delta^2(3 - \delta) \\ K &= \frac{1,33}{1 + (1,33/K_\infty - 1) / [1 + 0,74\delta^2 / (m - 1)]} \\ K_\infty &= \frac{12}{5}(3 - \delta)^2 \left[\frac{9}{7} \left(\frac{3 - \delta}{7 - 3\delta} \right) - \frac{1}{5 - 2\delta} \right]\end{aligned}\quad (66)$$

e onde $m = A_{channel} / A_{D_h}$ e $\delta = D_h / D_{max}$. $A_{channel}$ é a área da seção transversal do canal, A_{D_h} é a área do canal baseada no diâmetro hidráulico ($A_{D_h} = \pi d_h^2 / 4$), D_{max} é o diâmetro máximo de um círculo inserido no interior do canal e ψ_∞ depende da geometria do canal, sendo que, para canais quadrados, $\psi_\infty = 0,8868$.

Muzychka e Yovanovich [23], também propuseram um modelo para prever o fator de atrito para escoamentos laminares hidrodinamicamente em desenvolvimento. Esta equação leva em conta dois casos extremos: duto longo (primeira parte da equação) e duto curto (segunda parte).

$$f \text{ Re}_{D_h} = \left[\left(\frac{3,44}{\sqrt{L_{hy}^+}} \right)^2 + \left(\frac{24}{(1 + 1/\phi)^2 \left(1 - \frac{192}{\phi\pi^5} \tanh\left(\frac{\pi\phi}{2}\right) \right)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (67)$$

onde ϕ é definido como a razão entre a altura e a largura do canal, para canais quadrados $\phi = 1$.

Como mencionado, os bocais são responsáveis pela distribuição do fluido no interior dos canais. Logo, eles são soldados nas regiões de entrada e saída do núcleo, contribuindo para a perda de carga total no

trocador de calor. Os bocais utilizados no presente trabalho fazem a transição de uma geometria circular para uma retangular na entrada do núcleo e uma transição oposta na saída.

Idelchik [28] apresenta algumas configurações de difusores e dos coeficientes de perda de carga para diversos tipos de bocais. De acordo com Idelchik [28], o coeficiente de resistência total de divergência (ζ_{div}), de uma geometria circular para uma geometria retangular, é função dos parâmetros geométricos do bocal, do número de Reynolds (baseado no diâmetro do duto circular), do fator de atrito do duto de paredes lisas e da razão entre as áreas da seção transversal circular e retangular (A_{circ}/A_{rect}). Baseado no coeficiente de divergência (ζ_{div}) calcula-se a perda de carga no bocal de entrada ($\Delta P_{header,ent}$) como:

$$\Delta P_{header,ent} = \frac{\zeta_{div} \rho_{in} u_{in}^2}{2} \quad (68)$$

onde u_{in} é a velocidade média do fluido na entrada do bocal.

A perda de carga no bocal de saída ($\Delta P_{header,out}$), que converge de uma geometria retangular para uma circular, é baseada no coeficiente de resistência total de convergência (ζ_{con}). Esse coeficiente depende dos mesmos parâmetros descritos para o bocal de entrada. O cálculo da perda de carga no bocal de saída é dado por:

$$\Delta P_{header,out} = \frac{\zeta_{con} \rho_{out} u_{out}^2}{2} \quad (69)$$

onde u_{out} é a velocidade média do fluido na saída do bocal.

7.3 TROCADOR DE CALOR DO TIPO PLACA USINADA

No presente trabalho foi estudado o trocador de calor compacto do tipo placa usinada apresentado na Seção 4.4. O núcleo foi produzido por meio do empilhamento alternado de placas usinadas na forma de “pente” e placas planas, utilizando o aço inoxidável AISI 316L como metal base. O conjunto completo foi soldado por difusão a 1050°C, durante 60 minutos sob uma pressão constante de 18 MPa.

O protótipo foi fabricado com uma configuração de escoamento cruzado, com 15 camadas e 450 canais para cada fluxo. O núcleo foi composto por canais de seção quadrada de 3 mm de aresta e aletas retangulares de 2 mm de largura e 3 mm de altura. As dimensões externas do núcleo completo (Fig. 81) foram de 167 mm de largura, 167 mm de comprimento e 111 mm de altura. Os parâmetros geométricos e característicos do núcleo são apresentados na Tabela 20.



Fig. 81: Núcleo do trocador de calor após a soldagem.

Tabela 20: Parâmetro geométrico do núcleo.

Parâmetro	Dimensão
Passo do canal (pc)	5 mm
Largura do canal (w)	3 mm
Altura do canal (b)	3 mm
Espessura da placa que separa os escoamentos (ou espessura da placa intermediária) (a)	0,5 mm
Diâmetro hidráulico do canal	3 mm
Número de camadas para cada lado (N)	15
Número de canais por camada (n)	30
Área total da transferência de calor para cada lado (A_{tot})	0,9418 m ²
Área livre para o escoamento em cada lado (A_{free})	0,00405 m ²

7.3.1 Testes experimentais

A Fig. 82 apresenta a disposição esquemática dos elementos utilizados na bancada experimental. Esse aparato foi projetado para

medir os parâmetros globais do trocador e avaliar seu desempenho térmico e hidráulico. Água foi utilizada como fluido de trabalho em ambos os lados: frio e quente. A bancada é composta de diferentes instrumentos de medição como: termopares tipo T, dois medidores de vazão FTB-1316, dois manômetros, um transdutor de pressão diferencial para o lado frio e um para o quente, um sistema de aquisição de dados (National Instrument NI cDAQ-9178), um computador, um *chiller*, uma bomba e um banco de resistências elétricas.

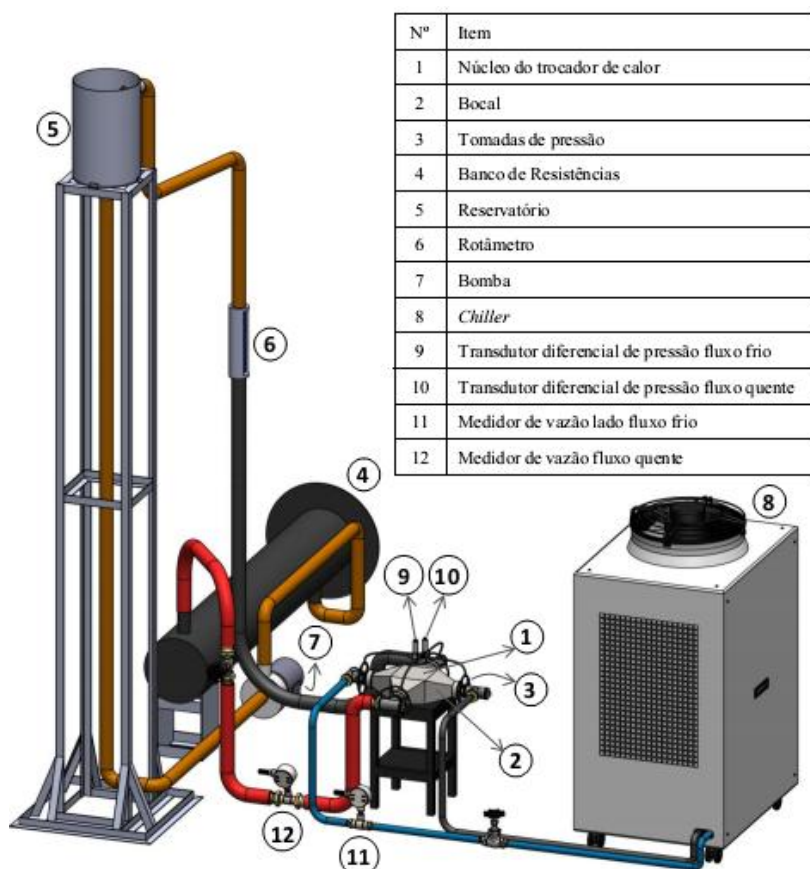


Fig. 82: Ilustração da bancada experimental.

No lado quente, a água é armazenada no reservatório e aquecida por um banco de resistências até a temperatura de trabalho. No lado frio,

utiliza-se um resfriador Lauda Ultracool (UC-0240 SP) para arrefecer e bombear a água fria para o trocador de calor. Os termopares tipo T estão instalados na tubulação para medir as temperaturas de ambos os escoamentos, a uma distância de cerca de cinco centímetros dos bocais. Medidores de vazão também estão instalados em ambos os ramais. Transdutores diferenciais de pressão são usados para medir a perda de carga para cada lado do escoamento. Para garantir uma medição precisa, são utilizados quatro pontos de tomadas de pressão, que estão interligados e distribuídos em torno da tubulação, como pode ser visto na Fig. 83.

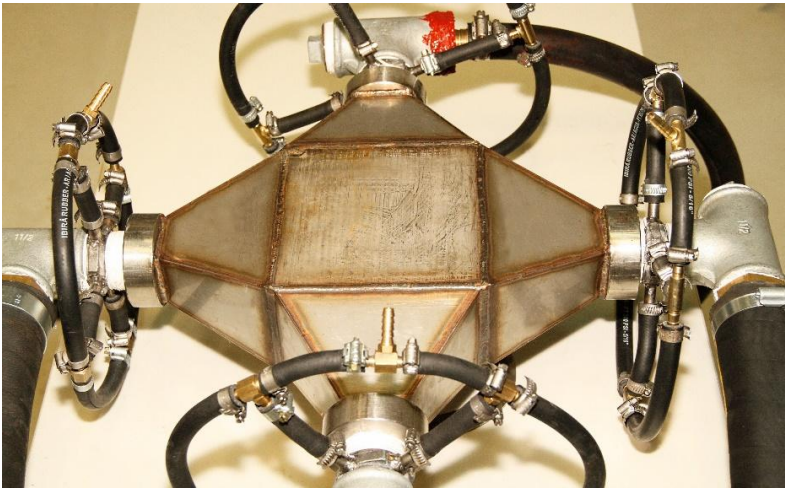


Fig. 83: Trocador de calor instalado para teste.

Os dados de perda de carga, temperatura e fluxo de massa, para ambos os ramais, são registrados por meio de um sistema de aquisição de dados através do *software* LabView.

No presente trabalho de tese, os testes foram realizados com diferentes vazões mássicas (nove níveis para o lado quente e oito para o lado frio - ver Tabela 21) e com temperaturas de entrada constantes: 17,5°C para o lado frio e 70°C para o lado quente. A pressão durante os testes variou entre 1,9 bar e 2,3 bar para o lado quente e de 1,5 bar a 3 bar para o lado frio. Os seguintes dados foram registados, para ambos os escoamentos, durante os testes: pressão de entrada, perda de carga total, vazão mássica e temperaturas de entrada e saída ($P_{h,in}$, $P_{c,in}$, $\Delta P_{total,h}$, $\Delta P_{total,c}$, \dot{m}_h , \dot{m}_c , $T_{h,in}$, $T_{c,in}$, $T_{h,out}$ e $T_{c,out}$).

Tabela 21: Vazão mássica.

Lado frio (kg/s)	Lado quente (kg/s)
c1=0,204	h1=0,263
c2=0,343	h2=0,393
c3=0,469	h3=0,524
c4=0,602	h4=0,655
c5=0,742	h5=0,787
c6=0,869	h6=0,918
c7=0,992	h7=1,047
c8=1,131	h8=1,179
-	h9=1,305

A Tabela 22 apresenta a incerteza observada na medição dos parâmetros. Os termopares tipo T foram calibrados com termômetro de mercúrio e as incertezas da vazão mássica e da perda de carga foram baseadas nas informações fornecidas pelos fabricantes dos sensores. O procedimento completo de cálculo das incertezas é apresentado no Apêndice A.

Tabela 22: Incerteza dos parâmetros.

Parâmetro	T (°C)	ΔP_h (Pa)	ΔP_c (Pa)	\dot{m}_h (g/s)	\dot{m}_c (g/s)
Incerteza	0,40	170	25	41	47

Como se pode observar na Tabela 21, visando avaliar a influência do número de Reynolds na perda de carga e na transferência de calor, variou-se a vazão mássica em ambos os escoamentos, ou seja, alterou-se a vazão mássica de um dos escoamentos enquanto o outro foi mantido constante. Inicialmente, o ramal frio foi mantido constante no nível c1 (0,204 kg/s) e o escoamento do ramal quente foi variado da menor vazão (h1 = 0,263 kg/s) até a maior (h9 = 1,301 kg/s), caracterizando o conjunto de testes denominado c1_h123456789. Em seguida, o escoamento frio foi ajustado para o segundo nível c2 (0,343 kg/s) e a vazão mássica do lado quente foi variada, novamente, do mínimo ao máximo (h1-h9). Esse mesmo procedimento foi realizado para todos os níveis de vazão, resultando em um total de 72 testes (combinando todos os níveis do lado frio com todos do lado quente). As Fig. 84 e Fig. 85

mostram os dados das temperaturas de saída e das taxas de transferência de calor, respectivamente, para todos os testes.

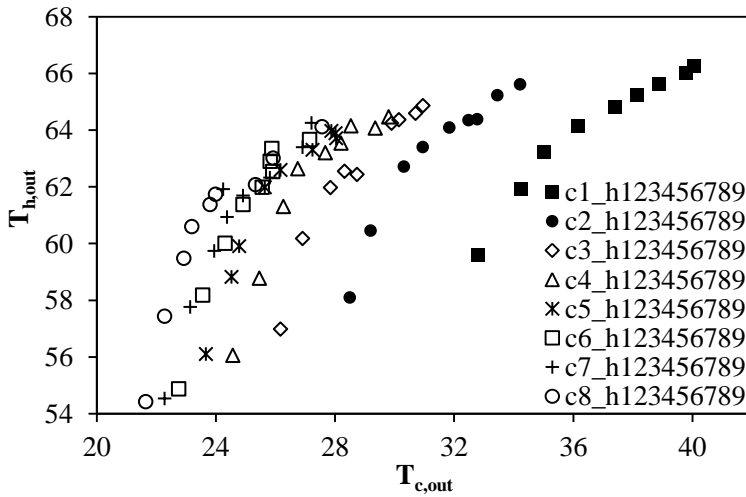


Fig. 84: Temperaturas de saída da água nos testes experimentais.

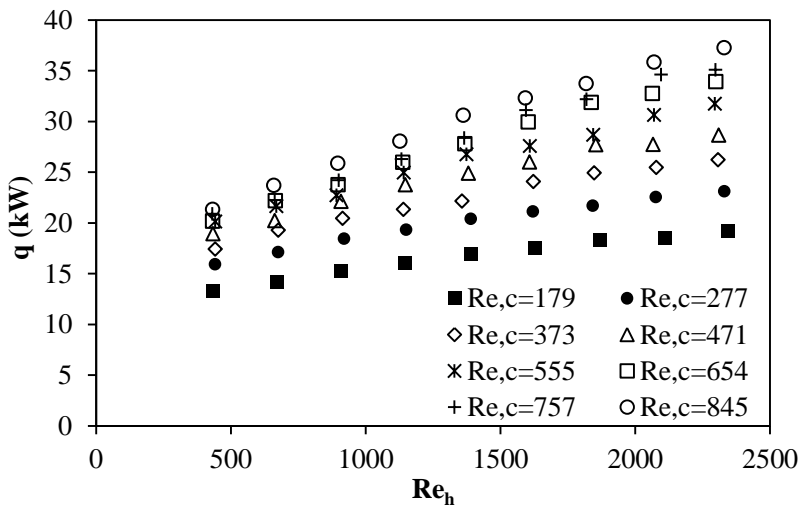


Fig. 85: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds nos testes experimentais.

7.4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção, são apresentados os resultados teóricos e experimentais do comportamento térmico e hidrodinâmico do trocador de calor estudado.

7.4.1 Transferência de calor

Durante os testes experimentais, a taxa de transferência de calor observada experimentalmente variou de 12,67 a 38,79 kW. Os valores mais baixos e mais altos foram observados nas combinações das menores ($c1_h1$) e maiores vazões ($c8_h9$), respectivamente. A transferência de calor por unidade de volume, calculada pela razão entre a taxa de transferência de calor e o volume do núcleo, um dos principais parâmetros de comparação de trocadores de calor compactos, variou entre 4,32 e 12,15 MW/m³. Já para a efetividade (Eq. (34)) foram obtidos valores entre 0,16 e 0,50, registrados nos casos $c1_h9$ e $c8_h7$, respectivamente.

O modelo teórico utilizado para prever o comportamento térmico foi baseado nos procedimentos de cálculo apresentados no Capítulo 3. O parâmetro de entrada no modelo empregado é o número de Nusselt, determinado a partir da seguinte correlação proposta por Stephan e Preußer [19]:

$$Nu = 4,364 + 0,086 \frac{(1/L_{th}^*)^{1,33}}{1 + 0,1Pr(D_h Re/l)^{0,83}} \quad (70)$$

Esta correlação estima o coeficiente de transferência de calor por convecção para escoamentos laminares termicamente em desenvolvimento, tendo sido originalmente desenvolvida para canais circulares, porém usada com boa aproximação para outras geometrias [29]. É válida para $0,7 < Pr < 7$, onde Pr é o número de Prandtl e L_{th}^* é o comprimento térmico adimensional, expresso pela equação a seguir:

$$L_{th}^* = \frac{l/D_h}{RePr} \quad (71)$$

Conforme já mencionado, a correlação do número de Nusselt proposta por Stephan e Preußer [19] foi originalmente desenvolvida para dutos circulares. No presente estudo, propõe-se uma modificação na Eq.(70) para adaptá-la a dutos de seção transversal quadrada. O primeiro termo da equação, 4,364, é o número de Nusselt referente ao escoamento laminar completamente desenvolvido em canais circulares. Propõe-se a substituição deste termo por 3,63, valor adotado na literatura como o número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido em canais de seção quadrada. Essa modificação deve representar melhor o escoamento estudado, uma vez que, neste trabalho, somente canais de seção transversal quadrada são considerados. Desse modo, a correlação modificada é expressa como:

$$Nu = 3,63 + 0,086 \frac{(1/L_{th}^*)^{1,33}}{1 + 0,1Pr(D_h Re/l)^{0,83}} \quad (72)$$

A Fig. 86 apresenta a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds do lado quente, para o conjunto de teste de c1_h1 até c1_h9 (ou c1_h123456789). Neste caso, a vazão mássica do lado frio foi mantida constante e igual 0,204 kg/s (c1), enquanto a vazão do lado quente foi variada de 0,263 kg/s (h1) até 1,301 kg/s (h9). A Fig. 87 mostra os resultados para o último conjunto de testes: c8_h123456789, em que a vazão do lado frio foi mantida constante em 1,131 kg/s (c8) e o escoamento do lado quente foi variado de h1 a h9 (0,263 a 1,301 kg/s).

As Fig. 86 e Fig. 87 mostram que os resultados dos modelos teóricos, utilizando as correlações do número de Nusselt proposta por Stephan e Preußer [19] Eq.(70) e a proposta no presente trabalho Eq.(72), apresentaram comportamentos similares aos dados experimentais, dentro ou próximo do intervalo da incerteza experimental. A diferença média entre os dados teóricos e experimentais, para a taxa de transferência de calor, considerando todos os 72 testes, foi de aproximadamente 16% para a Eq.(70) e 11% para a Eq.(72), o que mostra que a correção proposta é válida e deve ser adotada.

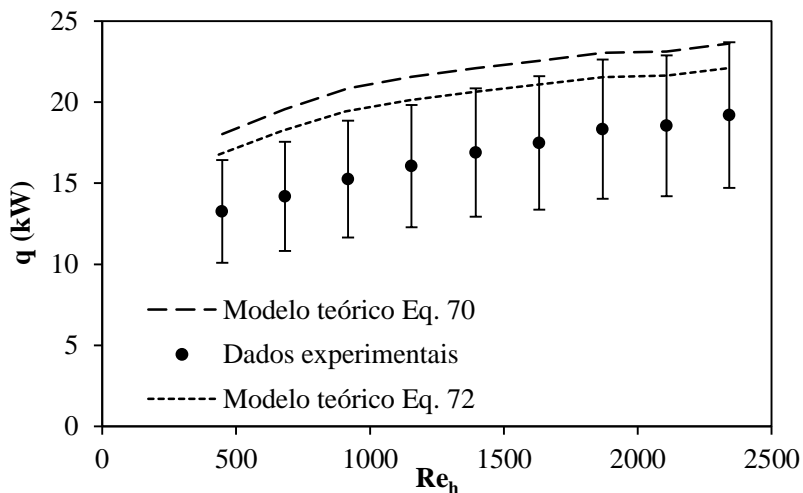


Fig. 86: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds do lado quente para o conjunto de testes c1_h123456789.

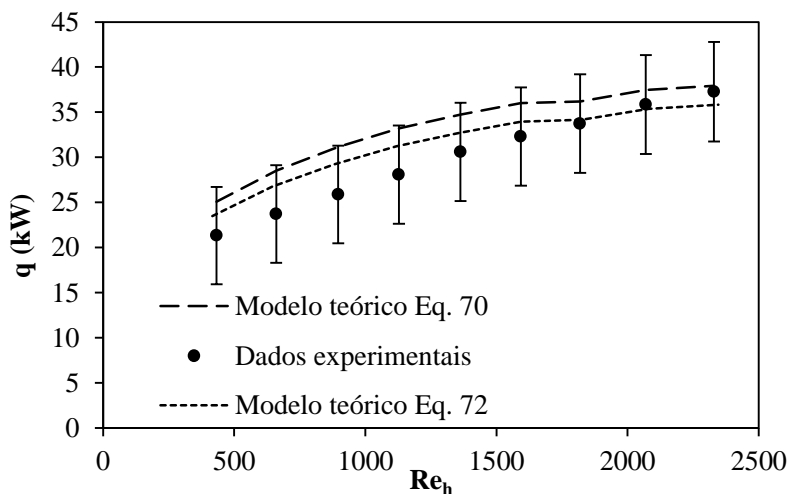


Fig. 87: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds do lado quente para o conjunto de testes c8_h123456789.

7.4.2 Perda de carga

O modelo teórico apresentado anteriormente, na Seção 7.2, foi implementado no software EES para calcular a perda de carga ao longo de todo o trocador de calor, incluindo núcleo e bocais. As Tabela 23 e Tabela 24 apresentam a perda de carga teórica no núcleo, dada pela Eq. (62) - para o lado quente e frio, respectivamente, nos conjuntos de testes c5_h1 até c5_h9 e h5_c1 até h5_c8.

A perda de carga no núcleo foi avaliada utilizando as três correlações apresentadas anteriormente: Shah [25], Yilmaz [27] e Muzychka e Yovanovich [23], Eqs (64), (65) e (67), respectivamente.

A diferença máxima dentre as previsões dos três modelos é de cerca de 6% para o lado quente e menos de 1% para o lado frio. Como as correlações apresentaram resultados semelhantes, empregou-se a correlação proposta por Muzychka e Yovanovich [23] no modelo teórico, visto que essa equação é a mais simples e a mais genérica dentre as três.

Tabela 23: Perda de carga no interior do núcleo para o lado quente no conjunto de testes c5_h123456789.

Teste	Re_h	$\Delta P_{core,h}$ (Pa)		
		Muzychka e Yovanovich [23]	Shah [25]	Yilmaz [27]
c5_h1	426	21,68	21,58	21,64
c5_h2	654	35,44	35,43	35,46
c5_h3	878	52,10	52,46	52,30
c5_h4	1130	70,34	71,50	70,90
c5_h5	1367	91,16	93,54	92,21
c5_h6	1606	113,80	118,00	115,50
c5_h7	1844	139,10	145,60	141,50
c5_h8	2075	164,60	173,70	167,70
c5_h9	2303	194,90	207,40	198,80

Tabela 24: Perda de carga no interior do núcleo para o lado frio no conjunto de testes h5_c123456789.

Teste	Re_c	$\Delta P_{core,c}$ (Pa)		
		Muzychka e Yovanovich [23]	Shah [25]	Yilmaz [27]
h5_c1	189	24,92	24,84	24,89
h5_c2	288	47,63	47,40	47,54
h5_c3	381	73,14	72,79	73,00
h5_c4	484	101,50	101,20	101,40
h5_c5	571	132,60	132,30	132,50
h5_c6	675	166,70	166,70	166,80
h5_c7	768	200,50	201,10	200,90
h5_c8	845	240,80	242,20	241,60

O modelo da perda de carga total do trocador (soma das contribuições do núcleo e dos bocais de entrada e saída) foi validado pela comparação dos resultados teóricos com os experimentais, apresentados na Fig. 88. À medida que o número de Reynolds aumenta, a perda de carga também aumenta. Além disso, analisando a figura, pode-se constatar que para um mesmo número de Reynolds, o lado frio apresenta uma maior perda de carga que o lado quente, evidenciando a influência da temperatura na viscosidade e na densidade do fluido, e conseqüentemente, na perda de carga.

A diferença média entre os resultados experimentais e teóricos, para os 72 testes, foi de aproximadamente 18,9% para o lado quente e 4,3% para o lado frio. A perda de carga total, calculada pelo modelo teórico, considerando o conjunto de testes c5_h123456789 e h5_c123456789, variou entre 53 Pa e 863 Pa e entre 44 Pa e 766 Pa, respectivamente. No entanto, comparando os resultados da Fig. 88 com os dados apresentados nas Tabela 23 e Tabela 24, verifica-se que a perda de carga no núcleo é relativamente pequena em comparação com a perda de carga total do trocador.

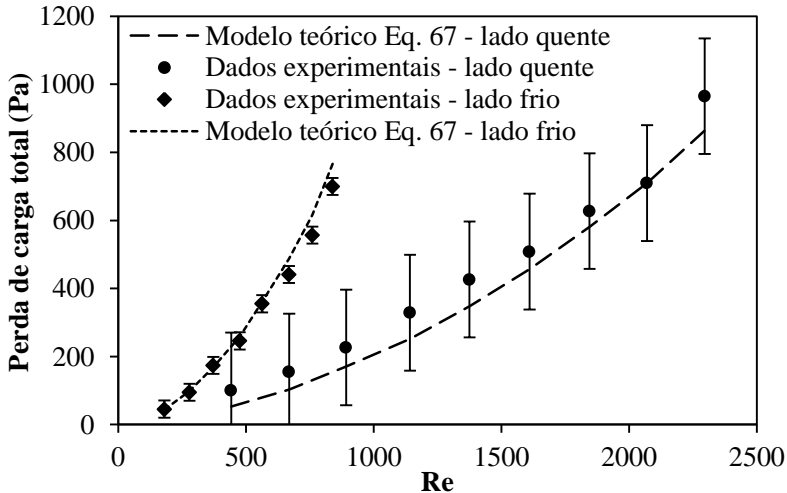


Fig. 88: Perda de carga teórica e experimental no trocador de calor.

A Fig. 89 ilustra a perda de carga de cada componente do trocador: núcleo, bocais de entrada e saída, bem como a perda de carga total, para o conjunto de testes c5_h123456789.

No bocal de entrada, o fluido é submetido a uma súbita expansão, sendo responsável pela maior contribuição na queda de pressão total do equipamento. Para o menor nível de vazão mássica do lado quente (h1), o bocal de entrada foi responsável por 46% da perda de carga total. Conforme a vazão mássica aumenta, sua contribuição se torna maior, atingindo 68% no maior nível (h9). Somando a influência do bocal de saída, a contribuição dos bocais atinge 78% da perda de carga total no equipamento. No lado frio, o comportamento é o mesmo. A contribuição dos bocais de entrada e saída na perda de carga total do trocador de calor variou entre 43 e 69%. Esses resultados tornam evidente que um estudo dos bocais deve ser levado em consideração no projeto do equipamento.

Luo et al. [30] avaliaram experimentalmente a contribuição dos bocais na perda de carga em um trocador de calor compacto. Os autores compararam a perda de carga de um trocador completo (núcleo e bocais) com uma configuração apenas com os bocais, sem o núcleo. Segundo os autores, os valores de perda de carga devido ao núcleo são pequenos em comparação com as perdas de carga totais no trocador de calor, tendo uma diferença máxima entre as configurações de apenas 20%.

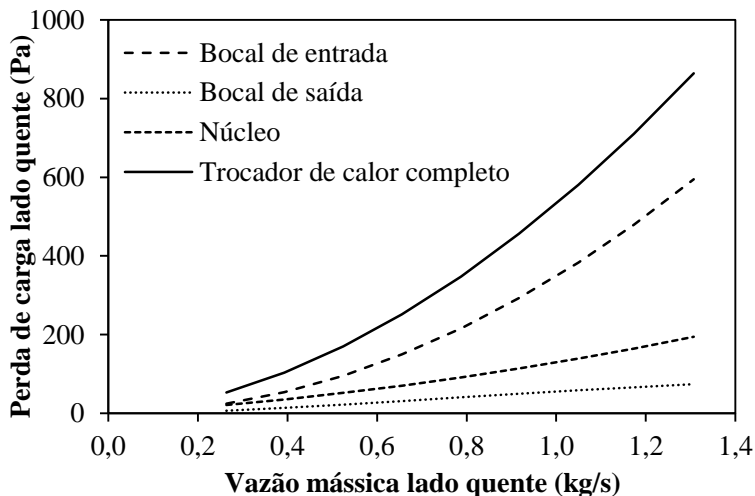


Fig. 89: Contribuição de cada componente na perda de carga.

7.4.3 Estudo numérico

Um estudo numérico, do comportamento térmico e hidrodinâmico, do trocador de calor também foi realizado. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia foram discretizadas e resolvidas de forma iterativa, empregando-se o software ANSYS-CFX e o método de volumes finitos.

Foram utilizadas duas abordagens diferentes na simulação. A primeira focada na transferência de calor e a segunda na perda de carga. O conjunto de testes c5_h123456789 foi empregado em ambos os estudos (vazão do lado frio mantida constante no nível c5 e a do lado quente variando do nível h1 a h9).

O método de transferência de calor conjugado foi utilizado na análise térmica, onde as regiões sólida e líquida são modeladas em diferentes domínios. Para reduzir os recursos computacionais e manter a qualidade da simulação, foi simulada meia camada do lado quente e meia camada do lado frio, e utilizada a condição de simetria para representar o núcleo completo. Um refinamento de malha foi aplicado nas áreas com maiores gradientes de temperatura, ou seja, as interfaces sólido-líquido e sólido-sólido. Observou-se que a partir de $1,9 \times 10^6$ elementos, a taxa de transferência de calor permaneceu praticamente inalterada, com uma qualidade de malha ortogonal de 0,96.

A Fig. 90 apresenta a temperatura de saída do fluido frio e quente para o conjunto de testes c5_h123456789 (a vazão do fluido frio mantida constante em $c5 = 0,742$ kg/s e a vazão do fluido quente variada entre 0,263 e 1,301 kg/s, h1 a h9, respectivamente). Os resultados da simulação numérica apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais, com uma diferença média de 8% para o lado frio e 4% para o lado quente.

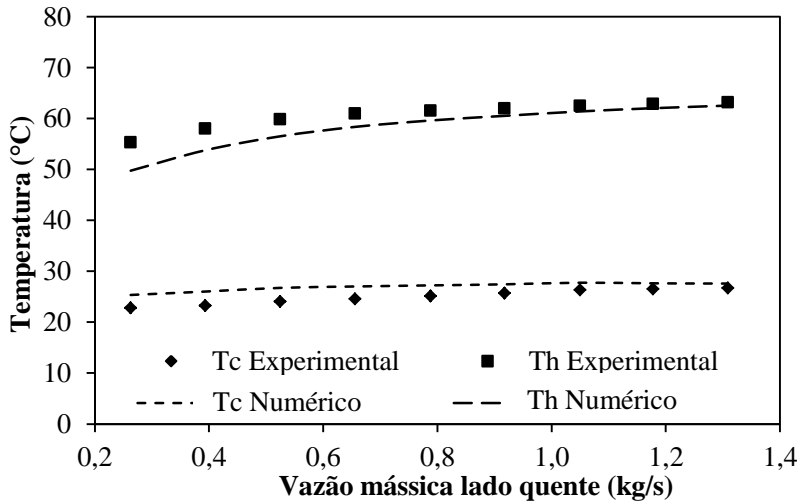


Fig. 90: Temperatura do fluido na saída do trocador para o conjunto de testes c5_h123456789.

A Fig. 91 apresenta a distribuição da temperatura nos fluidos quente e frio, e na parede do trocador, ao longo dos canais para o caso c5_h9. Na figura é ilustrada meia camada do lado frio (parte superior da geometria apresentada) e meia camada do lado quente (parte inferior da geometria apresentada), analisadas em duas regiões distintas: entrada do lado quente (parte superior da figura) e entrada do lado frio (parte inferior da figura). A figura mostra que a temperatura do fluido quente diminui ao longo do canal e a do fluido frio aumenta, evidenciando a transferência de calor do ramal quente para o frio. Além disso, pode-se constatar que a temperatura da parede não permanece constante em toda a camada, sendo diretamente influenciada pela transferência de calor entre os fluidos.

A Fig. 92 ilustra a distribuição da temperatura de saída dos fluidos no interior do primeiro canal da camada. Neste caso, a imagem

do lado esquerdo representa a metade superior do canal com o fluido quente e do lado direito representa a metade inferior do canal com o fluido frio.

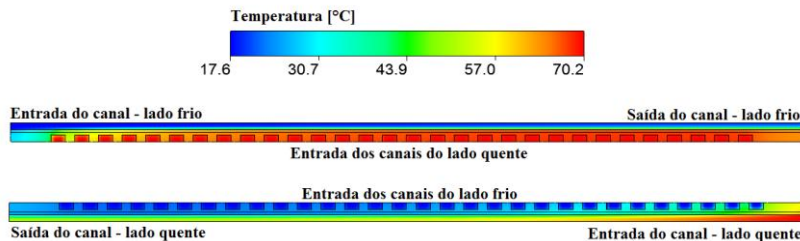


Fig. 91: Distribuição da temperatura do lado quente e frio ao longo dos canais para o teste c5_h9.

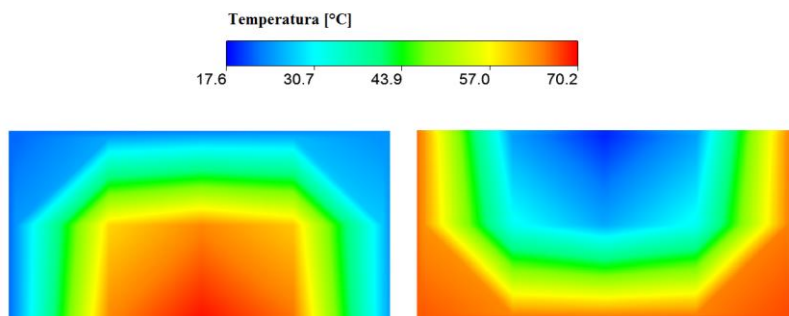


Fig. 92: Distribuição da temperatura de saída no interior do canal do quente e frio, respectivamente, para o teste c5_h9.

A Fig. 93 compara os resultados experimentais, teóricos (empregando as Eq. (70) e Eq. (72)) e numéricos, da taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds, para o conjunto de teste: c5_h123456789. Como pode ser observado, os resultados numéricos, experimentais e analíticos apresentaram o mesmo comportamento. A diferença média entre eles é apresentada na Tabela 25.

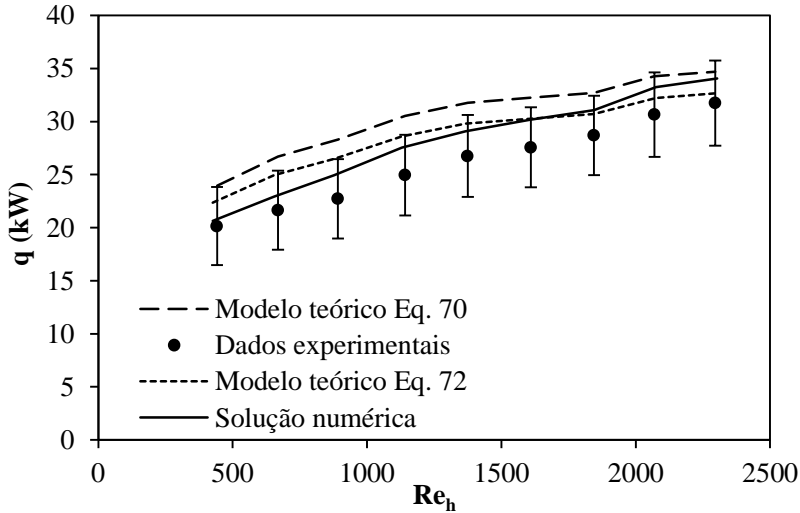


Fig. 93: Taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds para o conjunto de teste c5_h123456789.

Tabela 25: Análise comparativa da transferência de calor, entre os resultados numéricos, analíticos e experimentais, para o conjunto de teste c5_h123456789.

	Modelo teórico Eq. (70)	Modelo teórico Eq. (72)	Numérico
Experimental	14,9%	9,3%	10,3%

A análise numérica do comportamento hidrodinâmico do permutador de calor foi realizada empregando as mesmas hipóteses e condições de contorno do modelo analítico apresentado na Seção 7.2, ou seja, a perda de carga total do trocador de calor é composta por três parcelas: bocal de entrada, núcleo e bocal de saída. Visando simplificar a simulação numérica e reduzir os recursos computacionais, os bocais foram estudados separadamente do núcleo. A perda de carga total do trocador de calor foi considerada como a soma das perdas de carga no bocal de entrada, no núcleo e no bocal de saída, como exemplificado na Eq. (61).

Primeiramente, foi feita uma simulação numérica da queda de pressão dentro de um único canal de seção quadrada de 167 mm de comprimento e 3 mm de aresta. Considerou-se a perda de carga no interior do núcleo como a perda no interior de um canal, assim como

havia sido feito no modelo analítico. Uma malha hexaédrica com $2,6 \times 10^5$ elementos foi utilizada para simular o canal, visto que a partir deste número de elementos não havia alteração dos resultados.

A Fig. 94 mostra a comparação entre dados numéricos e analíticos para a perda de carga no interior de um canal, tendo como base os dados do conjunto de testes c5_h123456789. Os resultados numéricos foram muito próximos dos resultados analíticos.

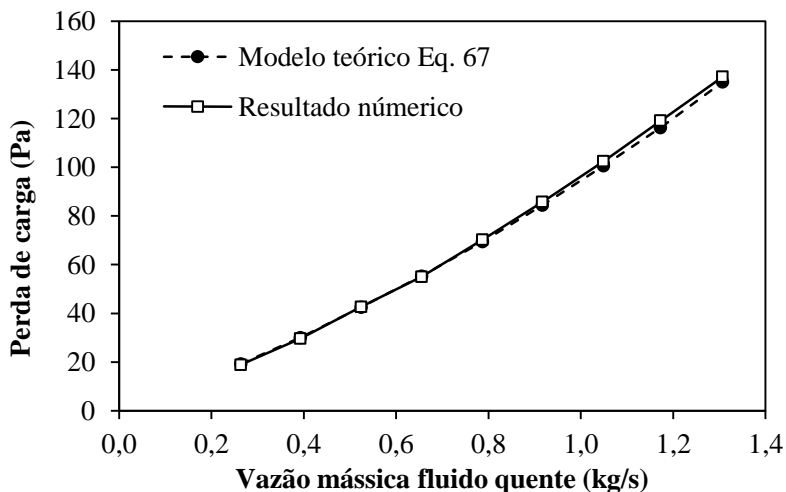


Fig. 94: Perda de carga no interior do canal para o conjunto de teste c5_h123456789.

Na segunda simulação, foi estudada a queda de pressão decorrente dos bocais, uma vez que, como apresentado anteriormente, eles foram responsáveis por até 78% da perda de carga total no trocador de calor. Os bocais empregados no presente estudo fazem a transição de uma geometria circular para uma retangular, na entrada do trocador e de uma geometria retangular para uma circular na saída. Nesta parte do estudo, cada bocal foi estudado separadamente.

A Tabela 26 apresenta uma compilação dos resultados numéricos da perda de carga nos bocais e no interior do canal. A perda de carga total do trocador de calor foi calculada como a soma destes dois itens, uma vez que, devido às limitações dos recursos computacionais não foi possível simular o trocador completo (bocais e núcleo). O resultado confirmou o que havia sido constatado no modelo analítico: os bocais

foram responsáveis por mais da metade da perda de carga do trocador de calor.

Tabela 26: Resultado numérico da perda de carga do lado quente para o conjunto de testes c5_h123456789.

Teste	$\Delta P_{h,cfx}$ (Pa)		
	Canal	Bocais	Total
c5_h1	18,6	43,7	62,3
c5_h2	29,8	95,8	125,6
c5_h3	42,5	168,1	210,6
c5_h4	55,7	260,2	316,0
c5_h5	70,6	374,3	444,9
c5_h6	86,1	485,8	572,0
c5_h7	102,6	609,5	712,2
c5_h8	119,6	753,8	873,4
c5_h9	137,6	915,5	1053,1

A Fig. 95 apresenta uma comparação da perda de carga total entre os resultados experimentais, modelo analítico e simulação numérica, para o conjunto de testes c5_h123456789. Os resultados numéricos foram muito semelhantes aos dados analíticos e experimentais. No entanto, à medida que o número de Reynolds aumenta, as diferenças entre os resultados numéricos e analíticos aumentam, atingindo um valor de até 20%, para o maior número de Reynolds. Esta diferença deve-se principalmente à perda de carga mensurada nos bocais, uma vez que a queda de pressão no interior do canal foi muito semelhante nos dois estudos, como mostra a Fig. 94.

A distribuição do fluido no interior dos bocais de entrada e saída é mostrada na Fig. 96 (a) e (b), respectivamente. A Fig. 96 (c) apresenta a distribuição do fluido nos canais na entrada do núcleo. Como pode ser visto nas imagens, o escoamento principal atinge diretamente os canais centrais do núcleo e, em seguida, o fluido é distribuído aos outros canais, caracterizando uma distribuição não uniforme. A velocidade média nos canais é de 0,42 m/s, sendo que na região central foram constadas as maiores velocidades, da ordem de 1,24 m/s, e nos cantos superiores e inferiores do núcleo as menores velocidades, da ordem de 0,25 m/s.

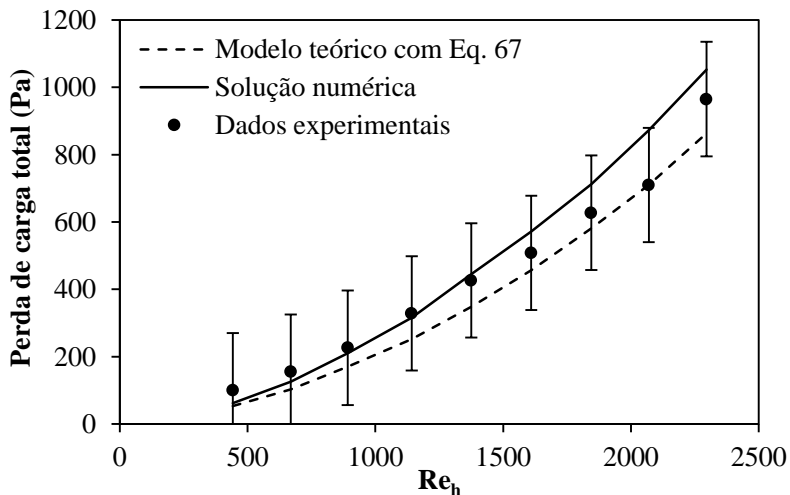


Fig. 95: Perda de carga total em função do número de Reynolds do lado quente para o conjunto de testes c5_h123456789.

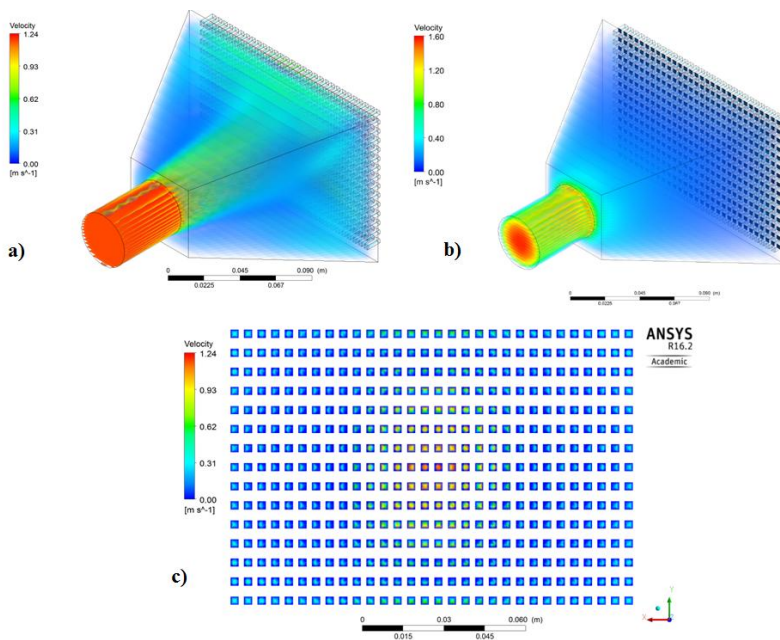


Fig. 96: (a) Distribuição do fluido no bocal de entrada, (b) no bocal de saída e (c) ao longo dos canais na entrada do núcleo.

Luo et al. [30] estudaram os efeitos da má distribuição do fluido, no interior dos canais, em trocadores de calor compactos de escoamento cruzado. Os autores utilizaram diferentes configurações de bocais de entrada e saída para investigar experimentalmente o desempenho do equipamento. Os resultados experimentais mostraram que bocais projetados de acordo com a teoria “*constructal*” poderiam homogeneizar a distribuição do fluido no núcleo e melhorar o desempenho térmico, contudo, este tipo de bocal aumentava a perda de carga no sistema.

Baek, Lee e Jeong [31] também estudaram a influência da má distribuição do fluido em trocadores de calor compactos. Os autores desenvolveram um modelo teórico para prever o comportamento do trocador de calor, levando em conta os efeitos da distribuição desuniforme. Os autores verificaram que uma distribuição não uniforme do fluido no núcleo diminui a efetividade do trocador de calor.

Portanto, os estudos de Luo et al. [30] e Baek, Lee e Jeong [31] mostraram que uma melhor distribuição do fluido no núcleo melhora o desempenho térmico do trocador de calor. Com base nos resultados da pesquisa atual, verifica-se que o bocal de entrada foi mal dimensionado, comprometendo o desempenho térmico e resultando em uma alta perda de carga na entrada do trocador.

7.5 CONCLUSÃO

No presente capítulo, os resultados do modelo teórico térmico e hidrodinâmico foram apresentados e comparados com dados experimentais. Um protótipo do trocador de calor compacto de escoamento cruzado foi fabricado em aço inoxidável AISI 316L, com mini canais quadrados de 3 mm de aresta.

Para verificar o desempenho térmico e a distribuição da queda de pressão no equipamento foi desenvolvida uma bancada experimental. No total 72 testes foram realizados, usando água como fluido de trabalho para ambos os escoamentos. Durante os testes, a taxa de transferência de calor variou de 12,67 a 38,79 kW e a transferência de calor por unidade de volume, um dos principais parâmetros de comparação para trocadores compactos, variou entre 4,32 e 12,15 MW/m³.

O modelo teórico, utilizado para prever o comportamento térmico do equipamento, foi baseado nos procedimentos de cálculo apresentados na Seção 3.2. Inicialmente, no modelo, foi utilizada a correlação do número de Nusselt proposta por Stephan e Preußer [19], originalmente

desenvolvida para canais circulares, para estimar o coeficiente de transferência de calor para escoamentos laminares termicamente em desenvolvimento. Visando aplicações em dutos de seção quadrada, foi proposta uma modificação dessa correlação. A diferença média entre os resultados teóricos e experimentais para a transferência de calor foi de aproximadamente 11% empregando a correlação modificada e 16% com a correlação original. Deste modo, constatou-se que essa modificação na correlação pode ser utilizada para calcular o número de Nusselt para trocadores de calor compactos com canais de seção quadrada escoando em regime laminar termicamente em desenvolvimento.

Para prever a perda de carga no equipamento, foi apresentado um modelo teórico, levando em consideração a contribuição de cada componente do equipamento, ou seja, núcleo e bocais. Três correlações da literatura que podem prever fatores de atrito para canais de pequena dimensão foram utilizadas. O comprimento hidrodinâmico adimensional é o parâmetro de entrada nestas correlações. A diferença máxima obtida a partir da comparação destas três correlações foi de cerca de 6% para o lado quente e menos de 1% para o lado frio.

Os resultados teóricos e experimentais para a perda de carga foram comparados entre si. Observou-se uma boa concordância entre o modelo e os dados experimentais. A diferença média entre eles, levando em consideração todos os testes, foi de aproximadamente 18,9% para o lado quente e 4,3% para o lado frio.

Um estudo numérico do permutador de calor também foi realizado. Verificou-se que os resultados numéricos, experimentais e analíticos apresentaram comportamentos térmicos e hidrodinâmicos semelhantes. A diferença média da transferência de calor e da perda de carga, entre os resultados numéricos e experimentais, foi de 10,3% e 20%, respectivamente.

Tanto os resultados numéricos quanto os analíticos mostraram que os bocais foram os maiores responsáveis pela queda de pressão no trocador de calor. As perdas de carga dos bocais de entrada e saída juntos representam mais que 50% da perda de carga total no equipamento. Isto mostra que os bocais foram mal dimensionados, resultando em uma diminuição do desempenho térmico do trocador e num aumento da perda de carga. Desta forma, é sugerido, como trabalho futuro, um estudo da configuração ideal dos bocais do trocador de calor do tipo placa usinada.

7.6 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 7

- [1] T. Dixit, I. Ghosh, Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids, **Renewable Sustainable Energy Review**, v.41, p.1298–1311, 2015.
- [2] S. Ashman, S.G. Kandlikar, **A Review of Manufacturing Processes for Microchannel Heat Exchanger Fabrication**, in: ASME, Limerick, Ireland, pp. 855–860, 2006.
- [3] P.-S. Lee, S.V. Garimella, Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.49, p. 3060–3067, 2006.
- [4] P.-S. Lee, S.V. Garimella, D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p.1688–1704, 2005.
- [5] K. Dutkowski, Experimental investigations of Poiseuille number laminar flow of water and air in minichannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.51, p.5983–5990, 2008.
- [6] X.F. Peng, G.P. Peterson, B.X. Wang, Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels, **Experimental Heat Transfer**, v.7, p.265–283, 1994.
- [7] B. Xu, K.T. Ooti, N.T. Wong, W.K. Choi, Experimental investigation of flow friction for liquid flow in microchannels, **International Commun. Heat Mass Transfer**, v. 27,p.1165–1176, 2000.
- [8] N. García-Hernando, A. Acosta-Iborra, U. Ruiz-Rivas, M. Izquierdo, Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52., p. 5433–5446, 2009.
- [9] S.K. Mylavarapu, X. Sun, R.E. Glosup, R.N. Christensen, M.W. Patterson, Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat exchangers in a high-temperature helium test facility, **Applied Thermal Engineering**, v.65, p. 605–614, 2014.
- [10] D. Liu, S.V. Garimella, Investigation of Liquid Flow in Microchannels, **Journal Thermophysic Heat Transfer**, v. 18, p. 65–72, 2004.
- [11] A. Popescu, J.R. Welty, D. Pfund, D. Rector, **Thermal Measurements in Rectangular Microchannels**, in: ASME, p. 277–284, 2002.

- [12] T.M. Harms, M.J. Kazmierczak, F.M. Gerner, Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels, **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v.20, p.149–157, 1999.
- [13] W. Qu, I. Mudawar, Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 2549–2565, 2002.
- [14] J. Judy, D. Maynes, B.W. Webb, Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 3477–3489, 2002.
- [15] T. Dang, J. Teng, J. Chu, A study on the simulation and experiment of a microchannel counter-flow heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 2163–2172, 2010.
- [16] S.-W. Kang, S.-C. Tseng, Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v.27, p. 877–885, 2007.
- [17] M.I. Hasan, A.A. Rageb, M. Yaghoubi, H. Homayoni, Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger, **International Journal of Thermal Science**, v.48, p. 1607–1618, 2009.
- [18] M.V.V. Morteau, K.V. Paiva, M.B.H. Mantelli, Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments, **International Journal of Thermal Science**, v. 110, p. 285–298, 2016.
- [19] K. Stephan, P. Preußer, Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische: Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische, **Chemie Ingenieur Technik**, v. 51, p. 37–37, 1979.
- [20] R.K. Shah, D.P. Sekulić, **Fundamentals of heat exchanger design**, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2003.
- [21] S.K. Mylavarapu, **Design, fabrication, performance testing, and modeling of diffusion bonded compact in a high-temperature helium test facility**. Tese de Doutorado - Graduate Program In Nuclear Engineering, The Ohio State University, Columbus, 2011.
- [22] W.M. Kays, A.L. London, **Compact heat exchangers**, Repr. ed. 1998 with corrections, Krieger Pub. Co, Malabar, Fla, 1998.

- [23] Y.S. Muzychka, M.M. Yovanovich, Pressure Drop in Laminar Developing Flow in Noncircular Ducts: A Scaling and Modeling Approach, **Journal of Fluids Engineering**, v. 131, p. 111105, 2009.
- [24] R.K. Shah, A.L. London, **Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data**, Academic Press, New York, 1978.
- [25] R.K. Shah, A Correlation for Laminar Hydrodynamic Entry Length Solutions for Circular and Noncircular Ducts, **Journal of Fluids Engineering**, v. 100, p. 177, 1978.
- [26] Z. Duan, M.M. Yovanovich, Pressure drop for laminar flow in microchannels of arbitrary cross-sections, in: **Semicond. Thermal Measurement and Management Symposium 2009 SEMI-THERM 2009 25th Annu. IEEE**, IEEE, 2009: pp. 111–120.
- [27] T. Yilmaz, General Equations for Pressure Drop for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross Sections, **Journal of Energy Resource Technology**, v.112, p. 220, 1990.
- [28] I.E. Idel'chik, A.S. Ginevskii, **Handbook of hydraulic resistance**, 4th ed. rev. and augmented, Begell House, Redding, CT, 2007.
- [29] P.-S. Lee, **Heat transport in silicon microchannel arrays**. Tese de Doutorado – School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 2007.
- [30] L. Luo, Z. Fan, H. Le Gall, X. Zhou, W. Yuan, Experimental study of constructal distributor for flow equidistribution in a mini crossflow heat exchanger (MCHE), **Chemical Engineering Process and Process Intensification**, v. 47, p. 229–236, 2008.
- [31] S. Baek, C. Lee, S. Jeong, Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger, **Cryogenics**, v. 60, p. 49–6, 2014.

8 ANÁLISE TÉRMICA DO TROCADOR DE CALOR COMPACTO OPERANDO EM REGIME DE TRANSIÇÃO

O comportamento térmico de um trocador de calor compacto de canais de seção transversal quadrada, em que ambos os fluidos, no estado líquido, escoam no regime laminar foi apresentado anteriormente nos Capítulos 3 e 7.

No entanto, tendo em vista aplicações em plataformas de petróleo, em que o equipamento promove a transferência de calor entre um escoamento de gás quente em regime turbulento ou de transição e um escoamento de água fria em regime laminar, é necessário completar o modelo desenvolvido de forma a incluir o procedimento de cálculo da transferência de calor para essas condições.

O presente capítulo apresenta uma análise teórica e experimental do comportamento térmico do trocador de calor do tipo placa usinada operando no regime de transição. O objetivo é aprimorar o modelo apresentado na Seção 3.2 e no Capítulo 7, de modo a determinar o desempenho do equipamento operando tanto no regime laminar quanto no regime em transição. Para validar o modelo, a bancada de testes apresentada na Seção 7.3.1 foi modificada, de modo a permitir testes com o trocador de calor operando com ar a temperatura ambiente e água a alta temperatura.

8.1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, as pesquisas envolvendo a transferência de calor e o escoamento de fluidos em micro e mini canais têm crescido constantemente, devido principalmente à grande necessidade da indústria por altas taxas de transferência de calor em pequenos volumes.

Mini e micro canais aplicados a trocadores de calor compactos normalmente operam no regime laminar, como apresentado nas pesquisas de Kang et al. [1], Kim e No [2] e Luo et al. [3]. Entretanto, em algumas situações, esses dispositivos também podem operar em regimes de transição e turbulento, principalmente quando gases são utilizados como fluido de trabalho [4].

O presente capítulo apresenta uma análise teórica e experimental do comportamento térmico de trocadores de calor do tipo placa usinada, operando no regime de transição. Uma revisão da literatura é apresentada, relacionando as principais correlações para os regimes de escoamento estudados. O modelo teórico, utilizado para prever o comportamento térmico do trocador de calor, é baseado no

equacionamento apresentado na Seção 3.2 e nas correlações do número de Nusselt das regiões laminar e em transição. O trocador de calor do tipo placa usinado estudado é o mesmo apresentado nas Seções 4.4 e 7.3, ou seja, produzido em aço inoxidável 316L e composto de 450 canais quadrados, de 3 mm de aresta, para cada ramal de escoamento. A bancada experimental é uma adaptação do aparato apresentado na Seção 7.3.1. O ramal de água quente foi mantido e o ramal frio foi alterado para permitir o escoamento de ar à temperatura ambiente. Os resultados teóricos e experimentais apresentaram comportamentos semelhantes, com os dados teóricos dentro da faixa da incerteza experimental. Entretanto, para altos números de Reynolds, maiores que 1650, a diferença entre os resultados tende a aumentar, apresentando um erro médio quadrático de 20%. Em razão disso, uma correlação para o número de Nusselt para o escoamento em transição foi proposta. A correlação apresentou resultados satisfatórios quando comparados com os testes experimentais, com um erro médio quadrático, levando em consideração todos os testes da presente seção, de aproximadamente 15,9%.

8.2 REVISÃO DA LITERATURA

Um grande número de correlações e estudos foram desenvolvidos para micro canais e trocadores compactos operando no regime laminar. Por outro lado, existem poucas informações sobre o uso das correlações clássicas para prever a transferência de calor em escoamento turbulento ou em transição em micro canais.

O escoamento turbulento em dutos, assim como o laminar, pode ser completamente desenvolvido, hidrodinamicamente em desenvolvimento, termicamente em desenvolvimento ou hidrodinamicamente e termicamente em desenvolvimento. Nestes casos, os comprimentos de entrada das camadas limites térmica e hidrodinâmica adimensionais são muito menores do que os observados em escoamentos em regimes laminares. Em razão disso, a maioria dos estudos emprega modelos de escoamento turbulento completamente desenvolvido nos seus cálculos [5]. Este procedimento também será adotado no presente trabalho.

A literatura reporta que, em equipamentos que operam em regime turbulento, a geometria do canal não apresenta uma influência significativa no comportamento térmico do equipamento, diferentemente do que se observa em escoamentos laminares [6]. Logo, as correlações do número de Nusselt para escoamento turbulento

completamente desenvolvido em dutos circulares podem ser aplicadas, como uma boa aproximação, em dutos retangulares [5]. Adams et al. [7] estudaram a aplicabilidade das correlações tradicionais de escoamento turbulento em micro canais não circulares e verificaram que os valores encontrados estão dentro dos limites previstos pelas correlações. Hesselgreaves [8] recomenda o uso da correlação proposta por Gnielinski [9], desenvolvida originalmente para dutos circulares, para o cálculo do número de Nusselt, em escoamentos turbulentos, para canais não circulares. Essa correlação apresenta um erro médio de 20% [10][11].

Segundo Rosa et al. [12], os estudos de escoamentos turbulentos concordam bem, na maioria das vezes, com as correlações clássicas do número de Nusselt propostas por Dittus e Boelter [13], Petukhov [14], Gnielinski [9], e em algumas situações, com a correlação proposta por Adams et al. [15], desenvolvida especificamente para micro canais.

A correlação proposta por Gnielinski [9] é uma das mais empregadas em pesquisas envolvendo escoamento turbulento, sendo expressa por:

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{D}{l} \right)^{2/3} \right] K \quad (73)$$

onde o termo $1 + (D/l)^{2/3}$ leva em consideração a influência do comprimento do duto na transferência de calor e inclui o desenvolvimento das camadas limites térmica e hidrodinâmica na equação. O fator K é expresso por:

$$K = \begin{cases} (Pr/Pr_w)^{0,11} & \text{para líquido} \\ (T_b/T_w)^n & \text{para gases} \end{cases} \quad (74)$$

onde os sub índices b e w são relativos ao “bulk” e a parede, respectivamente. O valor do expoente n depende do fluido e, para o ar, $n=0,45$.

A Eq. (73) é válida para número de Reynolds entre 2300 e 1×10^4 e $0,5 < Pr < 2000$ [9]. Entretanto, segundo Lee et al. [16] a correlação pode ser empregada, com uma boa aproximação, para número de Reynolds de até 5×10^6 .

O fator de atrito de Darcy (válido para número de Reynolds entre 4000 e 1×10^6) é calculado pela correlação proposta por Filonenko [9]:

$$f = \frac{1}{4} (1,82 \log \text{Re} - 1,64)^{-2} \quad (75)$$

Nos casos em que o duto é considerado longo e a diferença de temperatura entre entrada e saída não são grandes, a Eq. (73) pode ser simplificada e escrita sem o termo $1 + (D/l)^{2/3}$ e o fator K [17], resultando em:

$$Nu = \frac{(f/2)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7(f/2)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (76)$$

Segundo Rosa et al. [12], a confiabilidade das correlações clássicas propostas por Dittus e Boelter [13], Petukhov [14] e Gnielinski [9] aplicadas a micro canais ainda precisam ser mais estudadas.

Barik et al. [18] estudaram numericamente o escoamento turbulento de um fluido no interior de um duto circular e compararam o modelo com os dados experimentais de Sleicher e Rouse (1975) e com a correlação de Gnielinski [9]. Os resultados numéricos concordaram com os dados experimentais, contudo os autores verificaram que o modelo teórico subestimou os resultados experimentais. Harms et al. [19] estudaram experimentalmente o escoamento turbulento em micro canais retangulares e empregaram a correlação de Gnielinski [9] no modelo teórico. Segundo o autor, os dados experimentais concordaram bem com os previstos pela teoria, mas novamente, os resultados experimentais foram maiores que os analíticos. Yu-ting et al. [20] realizaram um estudo experimental do escoamento em duto circular com número de Reynolds variando entre 4000 e 10000 e verificaram que os dados teóricos, utilizando a correlação proposta por Gnielinski [9], apresentou um comportamento semelhante aos resultados experimentais.

Assim como o regime turbulento, o regime de transição também é muito empregado em trocadores de calor. Entretanto, ele ainda é considerado em uma faixa de escoamento onde os valores dos coeficientes de atrito e transferência de calor são incertos [21].

Wang et al. [22] estudaram o regime de transição em dutos retangulares, uma vez que, segundo os autores, existem poucos trabalhos sobre esse assunto. Segundo os autores a equação de

Gnielinski [9] apresentou os melhores resultados para o regime turbulento plenamente desenvolvido ($Re > 7500$), contudo ela não conseguiu retratar o comportamento do escoamento no regime de transição.

Abraham et al. [10] verificaram que a correlação de Gnielinski [9] apresentava bons resultados para número de Reynolds superior a 3100. Em razão disso, os autores propuseram uma correlação para a região de transição ($2300 < Re < 3100$).

Lee et al. [16] estudaram o emprego das correlações para o número de Nusselt propostas por Dittus e Boelter [13], Petukhov [14] e Gnielinski [9], as quais foram desenvolvidas para canais convencionais, e de Adams et al. [15], específica para micro canais, na predição do comportamento térmico de micro canais retangulares, para uma faixa de número de Reynolds entre 2000 e 3500. Estes autores verificaram que o número de Nusselt experimental foi maior do que o previsto pelas correlações de Adams et al. [15] e Gnielinski [9], e menor que os previstos pelas correlações de Dittus e Boelter [13] e Petukhov [14].

Gnielinski [23] realizou um estudo focado na transferência de calor e propôs modificações da correlação proposta em Gnielinski [9] para a região de transição. Segundo o autor, a correlação usada para determinar o número de Nusselt para a região de transição é uma interpolação entre o número de Nusselt da região laminar e da região turbulenta.

O número de Nusselt para o escoamento laminar, para este caso, é escrito por [24], aplicado para a seguinte faixa $Re < 2300$ e $Pr > 0,7$:

$$Nu = \left\{ Nu_{m,q,1}^3 + 0,6^3 + (Nu_{m,q,2} - 0,6)^3 + Nu_{m,q,3}^3 \right\}^{1/3} \quad (77)$$

onde

$$Nu_{m,q,1} = 4,354 \quad (78)$$

$$Nu_{m,q,2} = 1,953 \sqrt[3]{Re Pr (D/L)} \quad (79)$$

$$Nu_{m,q,3} = 0,924 \sqrt[3]{Pr} \sqrt{Re (D/L)} \quad (80)$$

com base nas correlações do número de Nusselt do regime laminar (Eq. (77) e turbulento (Eq. (73)), o autor propôs a seguinte correlação para a região de transição ($2300 < Re < 4000$):

$$Nu = (1 - \gamma) Nu_{lam,2300} + \gamma Nu_{urb,4000} \quad (81)$$

com:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{4000 - 2300} \text{ e } 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (82)$$

onde $Nu_{lam,2300}$ e $Nu_{urb,4000}$ são o número de Nusselt calculado pela Eq. (77) para $Re=2300$ e com a Eq. (73) para $Re=4000$ [23]. A correlação é válida para $2300 < Re < 4000$ e $Pr > 0,7$. O autor comparou os resultados teóricos, empregando as Eqs. (73), (77) e (81), com resultados experimentais existentes na literatura, e verificou que elas apresentaram boa concordância.

Para o cálculo da Eq. (73), Gnielinski [23], em seu estudo, sugeriu empregar a correlação do fator de atrito de Darcy proposta por Konakov:

$$f = \frac{1}{4} (1,8 \log Re - 1,5)^{-2} \quad (83)$$

Bertsche et al. [25] realizaram um estudo experimental da transferência de calor em dutos circulares para uma ampla faixa de número de Reynolds e Prandtl, ou seja, $500 < Re < 23000$ e $7 < Pr < 41$, respectivamente. Os dados experimentais e teóricos, usando as Eqs. (73), (77) e (81), apresentaram uma boa convergência para os três regimes de escoamento, com 80% dos dados experimentais dentro de $\pm 15\%$ dos valores previstos pelas correlações mencionadas.

No presente trabalho, com base nas informações desta revisão bibliográfica, as correlações do número de Nusselt propostas por Gnielinski [23] Eq. (81) e Gnielinski [9] Eq. (73) (considerando $K=1$), foram empregadas no modelo de transferência de calor para a região de transição. Para a região laminar foi utilizada a Eq. (72), apresentada na Seção 7.4.1.

8.3 TESTES EXPERIMENTAIS EM UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO PLACA USINADA

O presente capítulo apresenta na realidade, uma continuidade dos estudos realizados no Capítulo 7. O trocador de calor compacto placa usinada, produzido em aço inoxidável 316L e composto de 450 canais quadrados de 3 mm de aresta, apresentado no Item 4.4, será testado experimentalmente. As dimensões externas do núcleo completo apresentam 167 mm de largura, 167 mm de comprimento e 111 mm de altura. A Fig. 97 apresenta o trocador de calor instalado para os testes em bancada que será descrita na próxima seção, antes da instalação de isolantes térmicos (tijolos refratários e lã de rocha).

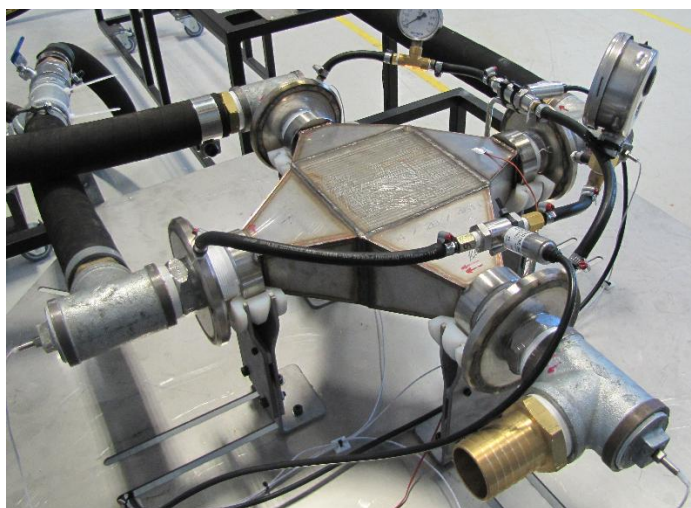


Fig. 97: Trocador instalado para os testes experimentais.

8.3.1 Testes experimentais

Com o objetivo de realizar os testes experimentais e validar o modelo teórico, a bancada de testes apresentada na Seção 7.3.1 foi modificada (ver Fig. 98). Foi acrescentado um ramal para o escoamento de ar. O aparato foi projetado para medir os parâmetros globais e avaliar o desempenho térmico do trocador de calor do tipo placa usinada, operando com ar à temperatura ambiente e água em altas temperaturas e está disponível no Labtucal para testes de trocadores de calor compactos.

No lado quente, a água é armazenada em um reservatório, e aquecida por um banco de resistências até a temperatura de trabalho. Uma bomba centrífuga é responsável por bombear o fluido para o interior do trocador de calor. Já no lado frio, é utilizado um ventilador centrífugo responsável pelo escoamento de ar à temperatura ambiente ao trocador. O ventilador é controlado por um inversor de frequência, permitindo alterar a vazão de ar mediante a alteração da sua rotação. O ventilador utilizado permitiu que o trocador fosse testado desde a região de escoamento laminar até o início da região de transição.

O aparato experimental completo é equipado com: termopares tipo T, sensores de temperatura RTD, um medidor de vazão de turbina FTB-1316, um anemômetro CTV 110 para medir a velocidade média do ar, dois manômetros, um sistema de aquisição de dados National Instrument NI cDAQ-9178, uma fonte de potência e um computador.

Os sensores de temperatura RTD foram instalados nas tubulações de entrada e saída do trocador. O medidor de vazão está instalado na tubulação de entrada do lado quente (água) e o anemômetro na tubulação de entrada do lado frio (ar). Para garantir escoamentos completamente desenvolvidos, foi estabelecido um comprimento reto de 10 e 5 vezes o diâmetro da tubulação antes e depois, respectivamente, dos medidores. As pressões de trabalho do sistema são medidas por meio de manômetros instalados em ambos os escoamentos. A aquisição de dados de pressão, temperatura e vazão, de ambos os ramais, é realizada utilizando o sistema de aquisição de dados da National Instrument, através do *software* LabView. Uma foto do aparato experimental é apresentada na Fig. 98.



Fig. 98: Bancada experimental.

Os testes foram realizados com diferentes vazões mássicas, cinco níveis para o lado quente (água) e seis para o lado frio (ar) – ver Tabela 27. Mantiveram-se as temperaturas de entrada em níveis constantes: temperatura ambiente para o lado frio e de aproximadamente 70°C para o lado quente. A pressão absoluta durante os testes variou entre 195 kPa e 230 kPa para o lado quente e de 103,5 kPa a 105,5 kPa para o lado frio. Durante os testes foram coletadas as temperaturas de entrada e saída dos escoamentos quente e frio ($T_{h,in}$, $T_{c,in}$, $T_{h,out}$, e $T_{c,out}$) e os dados de pressão de entrada, vazão mássica do lado quente e velocidade do ar frio ($P_{h,in}$, $P_{c,in}$, \dot{m}_h e u_{ar} , respectivamente). Com base na velocidade do ar, medida com o anemômetro, foi calculada a vazão mássica do ar.

As incertezas médias dos dados, levando em consideração os erros sistemáticos e aleatórios, são apresentadas nas Tabela 27 e Tabela 28. O procedimento completo de cálculo das incertezas é apresentando no Apêndice A.

Tabela 27: Vazão mássica e incerteza da vazão no lado frio e quente.

Lado frio (kg/s)	Incerteza lado frio (kg/s)	Lado quente (kg/s)	Incerteza lado quente (kg/s)
c1=0,0095	0,0015	h1=0,348	0,040
c2=0,0211	0,0022	h2=0,607	0,040
c3=0,0314	0,0055	h3=0,850	0,040
c4=0,0422	0,0062	h4=1,122	0,040
c5=0,0539	0,0069	h5=1,349	0,040
c6=0,0645	0,0075	-	

Tabela 28: Incerteza média dos parâmetros.

Parâmetro	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)
Incerteza	0,18	0,18	0,08	0,18

Com o objetivo de estudar a influência do número de Reynolds na transferência de calor, os testes foram executados variando a vazão mássica de um dos escoamentos enquanto a outra era mantida constante. Devido às limitações de potência do ventilador, não foi possível atingir o escoamento turbulento no interior dos canais.

Inicialmente, a vazão mássica do ramal quente foi mantida constante no nível h1 (0,348 kg/s), enquanto a do ramal frio era variada da menor (c1 = 0,0095 kg/s) até a maior vazão (c6 = 0,0645 kg/s). Em seguida, a vazão do ramal quente foi ajustada para o segundo nível, h2 (0,607 kg/s) e a do lado frio foi variada, novamente, do mínimo ao máximo (c1-c6). Este mesmo procedimento foi realizado para todos os níveis de vazão resultando em 30 testes (combinando todos os níveis do lado frio com todos do lado quente).

A Tabela 29 apresenta as temperaturas de entrada e saída coletadas durante os testes, assim como os números de Reynolds para ambos os escoamentos, a efetividade experimental ($E_{fet,exp}$) e a taxa de transferência de calor experimental (q_{exp}). Como pode ser visto, a taxa de transferência de calor variou entre 0,44 e 2,2 kW. Vale destacar a elevada temperatura do ar registrada na saída do trocador, com valores próximos da temperatura de entrada da água, evidenciando a alta efetividade do equipamento, entre 0,77 a 0,96.

Tabela 29: Resultado dos testes.

Teste	Re_h	Re_c	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)	q_{exp} (kW)	$Efet_{exp}$
c1_h1	638	364	70,12	69,93	22,27	68,29	0,443	0,967
c2_h1	644	821	70,22	69,84	22,13	62,78	0,870	0,845
c3_h1	638	1216	70,42	69,73	21,17	60,16	1,224	0,791
c4_h1	636	1658	70,35	69,48	21,85	59,43	1,615	0,774
c5_h1	644	2083	71,78	70,65	24,32	60,21	1,942	0,756
c6_h1	635	2493	70,54	69,25	26,62	59,58	2,142	0,750
c1_h2	1104	365	70,24	70,13	22,14	68,48	0,446	0,963
c2_h2	1131	824	70,37	70,17	22,26	63,33	0,883	0,853
c3_h2	1115	1213	70,53	70,16	20,95	60,68	1,244	0,801
c4_h2	1112	1662	70,39	69,92	22,14	60,13	1,639	0,787
c5_h2	1113	2112	70,40	69,82	24,47	60,15	1,957	0,776
c6_h2	1116	2487	70,45	69,74	26,62	60,35	2,187	0,769
c1_h3	1561	363	70,07	69,99	21,87	68,41	0,446	0,965
c2_h3	1560	818	70,14	69,99	22,25	63,34	0,877	0,858
c3_h3	1562	1246	70,41	70,17	20,81	60,81	1,285	0,806
c4_h3	1560	1674	70,18	69,82	22,26	60,24	1,65	0,792
c5_h3	1557	2112	70,24	69,81	24,34	60,37	1,975	0,785
c6_h3	1564	2487	70,38	69,87	26,58	60,60	2,207	0,776
c1_h4	2040	364	69,98	69,91	21,36	68,23	0,450	0,963
c2_h4	2055	815	70,07	69,95	22,33	63,41	0,873	0,860
c3_h4	2068	1229	70,22	70,03	20,74	60,80	1,269	0,809
c4_h4	2064	1603	70,16	69,91	22,33	60,45	1,587	0,797
c5_h4	2059	2071	70,17	69,87	24,23	60,42	1,945	0,787
c6_h4	2061	2492	70,20	69,84	26,56	60,73	2,221	0,783
c1_h5	2473	355	69,92	69,87	20,71	68,13	0,444	0,963
c2_h5	2467	797	69,91	69,80	21,90	63,29	0,861	0,862
c3_h5	2480	1227	70,15	70,00	20,48	60,75	1,274	0,810
c4_h5	2471	1598	70,18	69,98	22,24	60,53	1,589	0,798
c5_h5	2469	2093	70,12	69,88	24,36	60,56	1,967	0,791
c6_h5	2472	2496	70,22	69,91	26,58	60,86	2,232	0,785

8.4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O modelo teórico, utilizado para prever o comportamento térmico do trocador de calor, foi baseado no equacionamento apresentado na Seção 3.2 e na Seção 7.4.1. Para o regime laminar foi empregada a correlação modificada de Stephan e Preußer [26], Eq. (72), e para o regime de transição, a correlação do número de Nusselt proposta por Gnielinski [23] Eq. (81). Em razão da baixa potência do ventilador, não

foi possível atingir o escoamento turbulento, ficando assim, como sugestão de estudo para trabalhos futuros.

A Fig. 99 apresenta a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds para o conjunto de testes h1_c1 a h1_c6. Lembrando que, nesses testes a vazão mássica do lado quente (e , portanto, o Re_h) foi mantida constante no menor valor (h1), enquanto que a vazão do lado frio variou do menor até o maior valor, de c1 até c6. A figura apresenta a comparação entre o modelo teórico e os dados experimentais. Gráficos similares são apresentados nas Fig. 100, Fig. 101, Fig. 102 e Fig. 103 para os seguintes conjuntos de testes: h2_c1 até h2_c6, h3_c1 até h3_c6, h4_c1 até h4_c6 e h5_c1 até h5_c6, respectivamente. Nota-se que, em todas as figuras, o número de Reynolds do lado quente era mantido constante, enquanto que o do lado frio era variado.

Nos três primeiros pontos experimentais ($Re_c \approx 320, 820$ e 1220), o escoamento do lado frio encontrava-se na região laminar completamente desenvolvido. Nos dois próximos pontos experimentais ($Re_c \approx 1660$ e 2110), o escoamento estava na condição laminar com a camada limite térmica em desenvolvimento. E no último ponto experimental ($Re_c \approx 2490$), o escoamento encontrava-se na região de transição. Em razão disso, no modelo teórico foi empregado o número de Nusselt correspondente a condição de escoamento do fluido no teste.

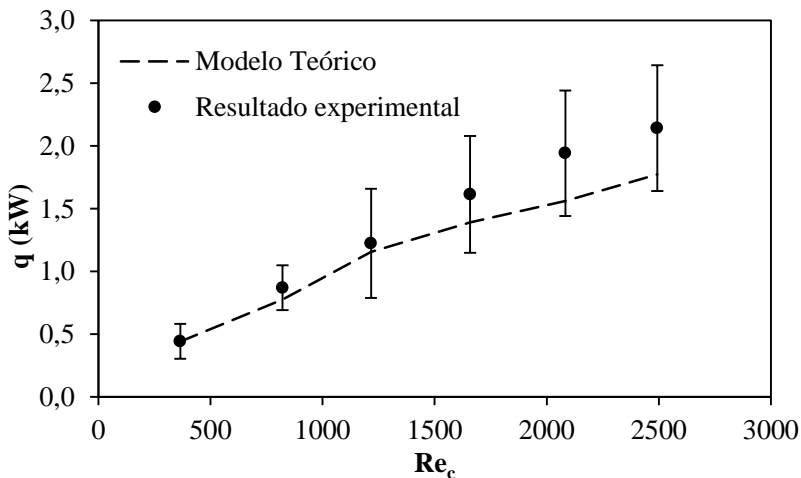


Fig. 99: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h1_c1 a h1_c6 ($Re_h = 640$).

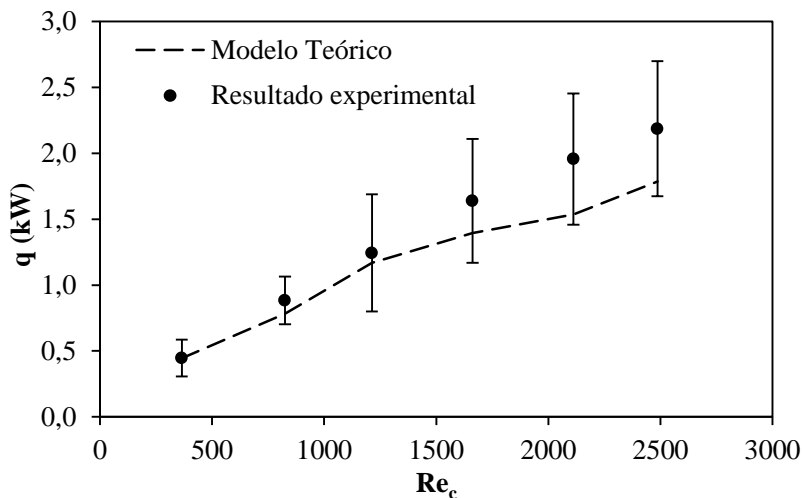


Fig. 100: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h2_c1 a h2_c6 ($Re_h = 1115$).

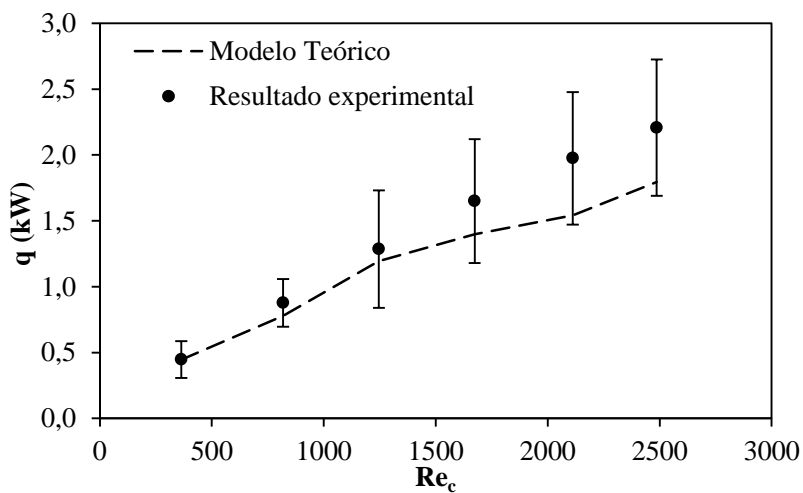


Fig. 101: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h3_c1 a h3_c6 ($Re_h = 1560$).

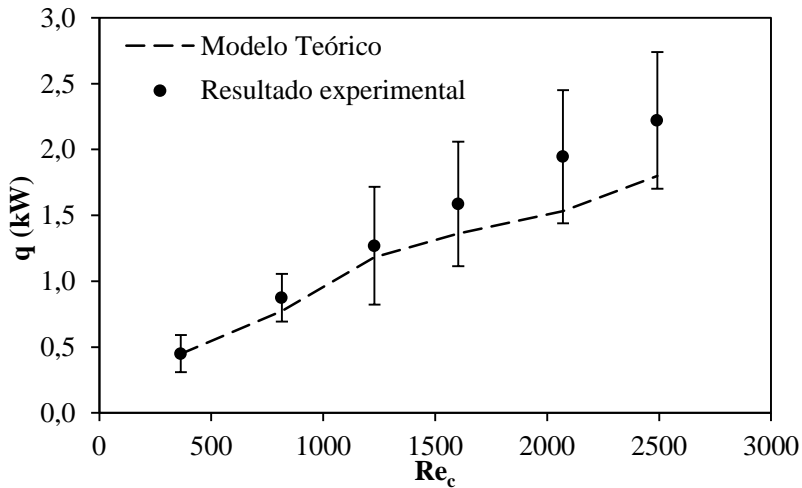


Fig. 102: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h4_c1 a h4_c6 ($Re_n = 2057$).

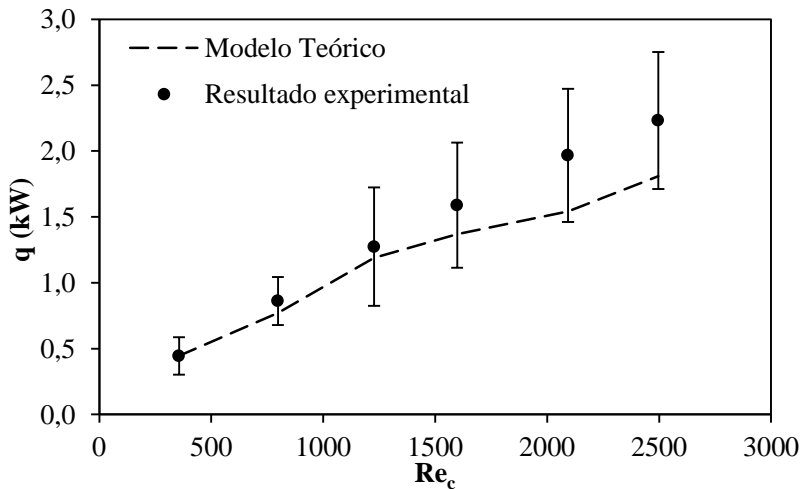


Fig. 103: Comparação entre resultados analíticos e experimentais da taxa de transferência de calor para o conjunto de testes h5_c1 a h5_c6 ($Re_n = 2472$).

Analisando os resultados apresentados nas Fig. 99 a Fig. 103, observa-se que o modelo teórico, utilizando as correlações do número de Nusselt propostas por Gnielinski [23], Eq. (81) (escoamento em transição: $2300 < Re < 4000$) e a proposta no presente trabalho, Eq. (72) (escoamento laminar), apresentaram comportamento semelhante aos dados experimentais, dentro do intervalo da incerteza experimental.

Para baixos números de Reynolds (entre 350 e 1650), dentro da região laminar, os resultados teóricos e experimentais apresentaram um comportamento muito similar, com uma diferença média de aproximadamente 10% entre eles. Entretanto, para maiores vazões a diferença tende a aumentar, apresentando um erro médio quadrático de 20% para número de Reynolds superiores a 1650. Essa diferença entre o teórico e o experimental (para a região de número de Reynolds maiores que 1650) pode ser resultante do início da região de transição, do escoamento laminar para o turbulento.

8.4.1 Estudo sobre a região de transição

Segundo a literatura, o ponto de transição entre o regime de escoamento laminar e turbulento é caracterizado quando o número de Reynolds excede um valor crítico, denominado número crítico de Reynolds (Re_{crit}) [5]. O número de Reynolds crítico para canais circulares, com o escoamento plenamente desenvolvido, é de aproximadamente 2300 [5]. Entretanto, algumas pesquisas envolvendo mini e micro canais apresentaram números de Reynolds críticos ou de transição menores que esse valor. Lee et al. [16] verificaram uma mudança no comportamento do escoamento laminar para uma faixa de número de Reynolds de aproximadamente 1500-2000. Os resultados experimentais e numéricos de Sahar et al. [27] mostraram que a transição de laminar para turbulento ocorreu entre $Re=1600$ e 2000. Wang e Peng [28] investigaram o escoamento de água e metanol em um micro canal retangular e verificaram que o escoamento turbulento iniciava em número de Reynolds próximos de 1500. Harms et al. [19] verificaram que a região de transição ocorreu para número de Reynolds igual a 1500 e Natrajan e Christensen [29] observaram a mudança no comportamento para números de Reynolds a partir de 1800. Mylavarapu [30] também constatou a mudança no comportamento de laminar para turbulento em número de Reynolds a partir de 1800. Pode-se perceber que, na maioria dos estudos, a mudança no comportamento ocorreu para números de Reynolds próximos de 1800. No presente capítulo, a mudança no comportamento ocorreu para número de Reynolds entre

1650 e 2050, dessa maneira, decidiu-se por utilizar o valor de 1800 como número de Reynolds crítico, conforme constatado na literatura.

Contudo, a Eq. (81) [23] e as correlações existentes para a região de transição, como a proposta por Abraham et al. [10], não são válidas para número de Reynolds menores que 2300. Logo, não é possível fazer a comparação entre os resultados experimentais da região em transição, considerando o início em 1800, com o modelo teórico para a mesma região.

Deste modo, foi proposta uma correlação para a região de transição (Nu_{trans}), tendo como base o método de correlação assintótica proposto por Churchill e Usagi [31]. As curvas que compõem o modelo são formadas pela variável adimensional dependente y e pela variável adimensional independente z . O modelo apresenta um método de interpolação que aproxima dois comportamentos distintos do mesmo parâmetro adimensional y , função do parâmetro adimensional independente z . Para uma função que tem o seguinte comportamento:

$$y = \begin{cases} y_0 = Az^p & \text{conforme } z \rightarrow 0 \\ y_\infty = Bz^q & \text{conforme } z \rightarrow \infty \end{cases} \quad (84)$$

onde A e B são coeficientes adimensionais. Para $q > p$, a expressão de interpolação é dada por:

$$y = \left[(y_0)^n + (y_\infty)^n \right]^{1/n} \quad (85)$$

onde n é o parâmetro de superposição, obtido da comparação da curva com dados teóricos ou experimentais.

Para o presente caso:

$$Nu_{trans} = \begin{cases} Nu_{lam} & \text{conforme } Re \rightarrow 0 \\ Nu_{turb} & \text{conforme } Re \rightarrow \infty \end{cases} \quad (86)$$

Logo

$$Nu_{trans} = \left[(Nu_{lam})^n + (Nu_{turb})^n \right]^{1/n} \quad (87)$$

onde Nu_{lam} e Nu_{turb} são os números de Nusselt para o escoamento laminar em desenvolvimento, dado pela Eq. (72) (proposta na Seção 7.4.1) e para o escoamento turbulento, dado pela Eq. (73) [9], respectivamente.

Empregando essa metodologia, propõe-se uma correlação que apresente uma transição suave entre a região de escoamento laminar e turbulento, diminuindo de tal modo, a diferença entre os resultados experimentais e teóricos. Assim, o termo n foi calculado de modo que os valores previstos pela Eq. (87) tivessem uma diferença máxima de 5% em relação aos valores estimados pelas Eqs. (72) e Eq. (73), para $Re=1800$ e $Re=4000$, respectivamente, e de modo que o erro médio quadrático, calculado comparando os dados teóricos, previstos pela correlação, com os resultados experimentais apresentados na Tabela 29, fosse o mínimo possível. Deste modo, usando os critérios mencionados acima, o valor de n foi estimado em aproximadamente 6:

$$Nu_{trans} = \left[(Nu_{lam})^6 + (Nu_{turb})^6 \right]^{1/6} \quad (88)$$

A Fig. 104 apresenta as curvas obtidas pelas Eqs. (72), (73), (81) e (88). Fica evidente que a através da solução proposta há uma transição suave do número de Nusselt do escoamento laminar em desenvolvimento para o escoamento turbulento, ratificando o propósito da solução.

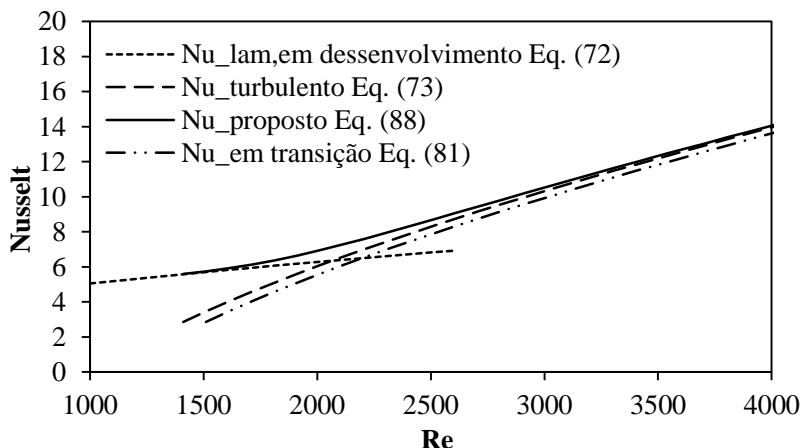


Fig. 104: Comparação entre as correlações.

Para comprovar a efetividade da solução proposta, os resultados teóricos foram comparados com os experimentais. Foi realizada uma série de experimentos, onde a vazão de água foi mantida constante em 0,853 kg/s e a vazão do ar foi variada de 0,037 kg/s ($Re_c=1440$) a 0,069 kg/s ($Re_c=2690$). A Fig. 105 apresenta a comparação entre os dados teóricos, utilizando a Eq. (81) [23] e a correlação proposta - Eq. (88), e resultados experimentais.

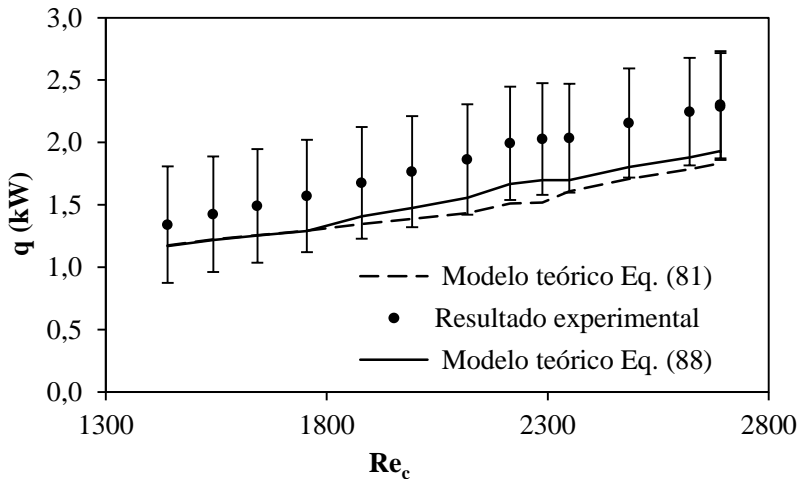


Fig. 105: Comparação entre os resultados experimentais e dos modelos analíticos para a segunda parte dos testes.

Como pode ser visto na Fig. 105, o modelo proposto apresenta um comportamento muito similar ao dos dados experimentais, com um erro médio quadrático de 15,9%

A comparação do modelo teórico, empregando a correlação proposta - Eq. (88), e os dados experimentais, levando em consideração todos os testes da presente tese (testes apresentados na Seção 7.4.1 e no atual capítulo, Tabela 29 e Fig. 105) para a região de transição, Re de 1800 a 2500 (totalizando 62 pontos experimentais,), resultou em um erro médio quadrático de aproximadamente 14,2%. Deste modo, a correlação proposta - Eq. (88), pode ser empregada para calcular o número de Nusselt para a região de transição, com as mesmas condições de operação que as estudadas no presente trabalho.

8.5 CONCLUSÃO

O presente capítulo apresentou uma análise teórica - experimental do comportamento térmico do trocador de calor do tipo placa usinada operando no regime de transição. O modelo apresentado nas Seções 3.2.1 e 7.4.1, foi adaptado para prever o comportamento do equipamento operando tanto no regime laminar quanto no regime em transição.

O trocador de calor placa usinada descrito na Seção 4.4, produzido em aço inoxidável 316L e composto de 450 canais quadrados de 3 mm de aresta, foi utilizado nos testes experimentais. A bancada experimental descrita na Seção 7.3.1 foi adaptada para operar com ar à temperatura ambiente e água em altas temperaturas. Inicialmente foram realizados 30 testes, abrangendo escoamentos laminares e em transição. Os resultados teóricos e experimentais apresentaram comportamentos parecidos, com os dados teóricos dentro da faixa da incerteza experimental. Contudo, constatou-se que a diferença entre os resultados tendia a aumentar conforme o número de Reynolds aumentava, apresentando um erro médio quadrático de 20% para número de Reynolds maiores que 1650.

Em virtude da diferença entre os resultados e das limitações das correlações existentes, foi proposta uma correlação para o número de Nusselt para escoamentos em transição, utilizando 1800 como o número de Reynolds crítico. Para verificar a aplicação da correlação, foi realizada uma série de experimentos, em que a vazão do ar foi variada de 0,037 kg/s ($Re_c=1440$) a 0,069 kg/s ($Re_c=2690$). A correlação apresentou resultados satisfatórios quando comparada com os testes experimentais.

Uma segunda comparação foi realizada, desta vez levando-se em consideração todos os resultados experimentais da presente tese de doutorado, que apresentaram números de Reynolds entre 1800 e 2500. Nesse caso, o erro médio quadrático foi de aproximadamente 14,2%. Dessa maneira, constata-se que a correlação proposta através da Eq. (88) pode ser empregada para o cálculo do número de Nusselt de escoamentos em transição com boa concordância com os resultados experimentais.

8.6 REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 8

- [1] S.-W. Kang, Y.-T. Chen, G.-S. Chang, The manufacture and test of (110) orientated silicon based micro heat exchanger, **Tamkang J. Sci. Eng.**, v.5, p. 129–136, 2002.

- [2] I.H. Kim, H.C. No, Thermal hydraulic performance analysis of a printed circuit heat exchanger using a helium–water test loop and numerical simulations, **Applied Thermal Engineering**, v.31, p. 4064–4073, 2011.
- [3] L. Luo, Y. Fan, W. Zhang, X. Yuan, N. Midoux, Integration of constructal distributors to a mini crossflow heat exchanger and their assembly configuration optimization, **Chemical Engineering Science**, v. 62, p. 3605–3619, 2007..
- [4] S.K. Mylavarapu, X. Sun, R.E. Glosup, R.N. Christensen, M.W. Patterson, Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat exchangers in a high-temperature helium test facility, **Applied Thermal Engineering**, v. 65, p. 605–614, 2014.
- [5] S. Kakaç, R.K. Shah, W. Aung, **Handbook of single-phase convective heat transfer**, Wiley, New York, 1987.
- [6] R.K. Shah, D.P. Sekulić, **Fundamentals of heat exchanger design**, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2003.
- [7] T.M. Adams, M.F. Dowling, S.I. Abdel-Khalik, S.M. Jeter, Applicability of traditional turbulent single-phase forced convection correlations to non-circular microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 4411–4415, 1999.
- [8] J.E. Hesselgreaves, **Compact heat exchangers: selection, design, and operation**, Pergamon, Amsterdam; New York, 2001.
- [9] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, **International Chemical Engineering**, v.16, p. 359–368, 1976.
- [10] J.P. Abraham, E.M. Sparrow, J.C.K. Tong, Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p.557–563, 2009.
- [11] A.J. Ghajar, L.-M. Tam, Heat transfer measurements and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 8, p. 79–90, 1994.
- [12] P. Rosa, T.G. Karayiannis, M.W. Collins, Single-phase heat transfer in microchannels: The importance of scaling effects, **Applied Thermal Engineering**, v.29, p.3447–3468, 2009.
- [13] W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho, eds., **Handbook of heat transfer**, 3rd ed, McGraw-Hill, New York, 1998.

- [14] B.S. Petukhov, Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, **Advanced in Heat Transfer**, Elsevier, p. 503–564, 1970.
- [15] T.M. Adams, S.I. Abdel-Khalik, S.M. Jeter, Z.H. Qureshi, An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.41, p. 851–857, 1998.
- [16] P.-S. Lee, S.V. Garimella, D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.48, p. 1688–1704, 2005.
- [17] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, **Fundamentals of heat and mass transfer**, 4th ed, Wiley, New York, 1996.
- [18] A.K. Barik, A. Mukherjee, P. Patro, Heat transfer enhancement from a small rectangular channel with different surface protrusions by a turbulent cross flow jet, **International Journal of Thermal Science**, v. 98, p. 32–41, 2015.
- [19] T.M. Harms, M.J. Kazmierczak, F.M. Gerner, Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels, **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 20, p. 149–157, 1999.
- [20] W. Yu-ting, L. Bin, M. Chong-fang, G. Hang, Convective heat transfer in the laminar–turbulent transition region with molten salt in a circular tube, **Experimental Thermal Fluid Science**, v. 33, p. 1128–1132, 2009.
- [21] J.P. Abraham, E.M. Sparrow, W.J. Minkowycz, Internal-flow Nusselt numbers for the low-Reynolds-number end of the laminar-to-turbulent transition regime, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 584–588, 2011.
- [22] C. Wang, P. Gao, S. Tan, Z. Wang, Forced convection heat transfer and flow characteristics in laminar to turbulent transition region in rectangular channel, **Experimental Thermal Fluid Science**, v. 44, p. 490–497, 2013.
- [23] V. Gnielinski, On heat transfer in tubes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.63, p. 134–140, 2013.
- [24] V. Gnielinski, G1 Heat Transfer in Pipe Flow, in: VDI e. V. (Ed.), **VDI Heat Atlas**, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, p. 691–700, 2010.
- [25] D. Bertsche, P. Knipper, T. Wetzel, Experimental investigation on heat transfer in laminar, transitional and turbulent circular pipe flow, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.95, p. 1008–1018, 2016.

- [26] K. Stephan, P. Preußner, Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische: Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische, **Chemie Ingenieur Technik**, v. 51, p. 37–37, 1979.
- [27] A.M. Sahar, M.R. Özdemir, E.M. Fayyadh, J. Wissink, M.M. Mahmoud, T.G. Karayiannis, Single phase flow pressure drop and heat transfer in rectangular metallic microchannels, **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 1324–1336, 2016.
- [28] B.X. Wang, X.F. Peng, Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfe**, v. 37, p. 73–82, 1994.
- [29] V.K. Natrajan, K.T. Christensen, Non-intrusive measurements of transitional and turbulent convective heat transfer in a rectangular microchannel, **Journal of Micromechanics and Microengineering**, v. 21, p. 085001, 2011.
- [30] S. K. Mylavarapu, **Design, Fabrication, Performance Testing, and Modeling of Diffusion Bonded Compact Heat Exchangers in a High-Temperature Helium Test Facility**. Tese de Doutorado - Graduate Program In Nuclear Engineering, The Ohio State University, Columbus, 2011.
- [31] S.W. Churchill, R. Usagi, A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena, **AIChE J.**, v.18, p. 1121–1128, 1972.

9 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste estudo foram apresentados os resultados teóricos e experimentais de um trocador de calor compacto do tipo placa usinada, fabricado pelo processo de soldagem por difusão. Foram desenvolvidos modelos matemáticos térmicos e hidrodinâmicos para esse tipo de trocador, visando a determinação da taxa de transferência de calor, efetividade e perda de carga nos seus ramais. Além disso, foi elaborada uma metodologia para a fabricação de trocadores de calor compactos em aço inoxidável.

Em relação ao processo de produção, verificou-se que a nova tecnologia de fabricação do trocador de calor composto pelo empilhamento de placas planas usinadas é viável. As principais vantagens, em relação aos processos tradicionais, são a facilidade de montagem do núcleo (empilhamento de placas) e a alta capacidade de controle das características geométricas dos canais (dimensões da seção transversal e aletas). Primeiramente, fabricou-se um trocador de calor de cobre, devido às limitações de equipamentos. Por meio de uma parceria com o instituto alemão de Jülich, foram estudados os parâmetros de soldagem de diferentes aços inoxidáveis: duplex UNS 31803, super duplex UNS 32750 e AISI 316L, visando aplicações em trocadores de calor compactos para a indústria do petróleo e gás. Os resultados obtidos nesta parte da pesquisa mostraram que a técnica de soldagem por difusão poderia ser empregada na união desses componentes. Contudo, constatou-se uma deformação acentuada dos materiais após o processo de união, sendo necessário um estudo mais aprofundado dos parâmetros envolvidos no processo.

Com base nesse estudo inicial, foi realizada uma análise experimental para se obter os três melhores parâmetros para a soldagem por difusão do aço inoxidável 316L: temperatura, pressão e tempo. As amostras foram produzidas em um forno presa, adquirido e instalado no LABTUCAL/UFSC, com diferentes parâmetros de união e submetidas a ensaio mecânico de tração (norma ASTM E8). Os melhores resultados foram obtidos com os parâmetros de: 1040°C, 7,98 e 9,5 MPa e 60 e 150 minutos, resultando numa resistência mecânica da mesma ordem de grandeza dos corpos de prova do metal base.

Com os melhores parâmetros de soldagem já estudados, foi necessário identificar a melhor geometria de núcleo e sua influência na soldagem por difusão. Amostras representativas de um trocador foram fabricadas e submetidas a teste de vazamento e análise microestrutural. Este estudo mostrou que existem regiões críticas na união das camadas

do núcleo do trocador, que devem ser examinadas para garantir uma solda íntegra. Além disso, os resultados também mostraram que o aumento da espessura da placa cortada (peça pente) não influenciou nas características da interface de ligação. Por outro lado, a espessura da placa intermediária e a largura dos canais influenciaram diretamente nos resultados da soldagem.

Verificou-se também que a oscilação da pressão durante a soldagem por difusão melhorou a interface de ligação, apresentando menos falhas que as amostras produzidas com pressão constante. Portanto, esta técnica pode ser considerada uma solução para a distribuição não uniforme da carga, observada em alguns corpos de prova do presente trabalho.

Em relação aos modelos matemáticos, inicialmente foi proposta uma metodologia para prever o comportamento de um trocador de calor compacto de cobre. Os resultados experimentais, utilizando água como fluido de trabalho, mostraram que tanto o modelo analítico quanto o numérico apresentaram boa concordância com os resultados experimentais. Dando continuidade aos estudos do comportamento térmico e hidráulico do equipamento, realizou-se uma análise completa da transferência de calor e da perda de carga em um trocador de calor do tipo placa usinada de aço inoxidável AISI 316L. Esse trocador possuía as seguintes dimensões: canais quadrados de 3 mm de aresta e uma configuração de escoamento cruzado, tendo 450 canais para cada um dos ramais. Em um primeiro momento, o protótipo foi testado com água operando no regime laminar. O modelo teórico foi baseado na correlação do número de Nusselt proposta por Stephan e Preußer [1], originalmente desenvolvida para canais circulares para escoamentos termicamente em desenvolvimento. Visando aplicações em dutos de seção quadrada, foi proposta uma modificação na correlação. Essa modificação apresentou uma melhor concordância com os resultados experimentais. Além disso, foi apresentado o modelo de perda de carga, levando em consideração a contribuição de cada componente do equipamento: núcleo e bocais. Os resultados teóricos e experimentais para a perda de carga foram comparados e observou-se que o modelo analítico pode reproduzir com boa aproximação os dados experimentais.

Um estudo numérico do trocador de calor também foi realizado. Verificou-se que os resultados numéricos e analíticos apresentaram o mesmo comportamento dos resultados experimentais, tanto para a taxa de transferência de calor quanto para a perda de carga. A diferença média da transferência de calor e da perda de carga, entre os resultados numéricos e experimentais, foi de 10,3% e 20%, respectivamente. Tanto

os resultados numéricos quanto os analíticos mostraram que os bocais foram os responsáveis pela maior contribuição na queda de pressão no interior do trocador de calor. Isto mostra que os bocais foram mal dimensionados, resultando em uma redução do desempenho térmico e um aumento da perda de carga.

Visando aprimorar o modelo de transferência de calor foi realizada uma análise teórica-experimental do trocador de calor compacto operando no regime de transição, utilizando água quente e ar à temperatura ambiente como fluidos de trabalho. Inicialmente foram realizados 30 testes, abrangendo escoamentos laminares e em transição, com números de Reynolds entre 600 e 2500. Os resultados teóricos e experimentais apresentaram boa concordância, com os dados teóricos dentro da faixa da incerteza experimental. Contudo, pôde-se constatar que a diferença entre os resultados ampliava conforme o número de Reynolds aumentava, apresentando uma diferença média de 20% para número de Reynolds maiores que 1650. Em virtude da diferença entre os resultados e das limitações das correlações existentes, foi proposta uma correlação para o número de Nusselt para escoamentos em transição. Para verificar a aplicação da equação foram realizados mais 14 testes, com a correlação proposta apresentando resultados satisfatórios quando comparados com os testes experimentais. Uma segunda comparação foi realizada utilizando todos os dados experimentais, da presente tese de doutorado, que apresentaram número de Reynolds entre 1800 e 2500. O erro médio quadrático nesse caso foi de aproximadamente 14,2%, comprovando que a correlação proposta, Eq. (88), pode ser empregada no cálculo do número de Nusselt para escoamentos em transição com condições de operação similares as estudadas no presente trabalho.

As principais realizações, contribuições e resultados obtidos no presente trabalho foram apresentados, com detalhes, em cada capítulo da tese e publicados nos trabalhos de Morteau et al. [2], Morteau et al. [3] e Morteau et al. [4].

De modo geral, a presente pesquisa desenvolveu ferramentas para o projeto térmico, hidráulico e de fabricação de trocadores de calor compactos produzidos a partir da técnica de soldagem por difusão. Dessa maneira, ao final do trabalho obteve-se uma ferramenta computacional (modelagem matemática implementada no Software EES – *Engineering Equation Solver*) para o projeto de trocadores de calor compactos do tipo placa usinada e um procedimento adequado de fabricação do equipamento, visando aplicações em plataformas de extração de petróleo “*offshore*”.

Como sugestão para trabalhos futuros os seguintes tópicos são recomendados:

- Estudar os parâmetros ótimos de soldagem dos aços duplex e superduplex visando aplicações que envolvam altas taxas de corrosão.
- Estudar o conjunto de parâmetros ótimos da soldagem por difusão com pressão oscilante. Como esta técnica ainda é muito recente, é necessário um estudo abrangente dos parâmetros envolvidos nesse processo: pressão máxima de impulso, pressão mínima de impulso, número de impulsos e frequência de impulso.
- Realizar ensaios de fadiga para avaliar a qualidade dos parâmetros sugeridos no presente trabalho.
- Empregar a pressão oscilante para a fabricação de um núcleo completo de um trocador de calor e avaliar a influência desse parâmetro em equipamentos de maior porte. Os testes realizados no presente trabalho foram feitos em módulos pequenos, é importante verificar a viabilidade desta técnica em equipamentos maiores.
- Investigar a aplicação da tecnologia proposta em situações que envolvam mudanças de fase em microcanais.
- Implementar o modelo matemático para o escoamento turbulento. Este estudo permitirá completar o modelo analítico apresentado.
- Estudar a configuração ideal dos bocais do trocador de calor placa usinada, uma vez que no presente trabalho ficou claro que os bocais foram mal dimensionados.
- Verificar a influência da má distribuição do fluido entre os canais no desempenho térmico e hidrodinâmico do trocador de calor.
- Determinar a pressão máxima suportada pelo canal por meio de simulação numérica e da modelagem matemática dos fenômenos físicos. Comprovar os resultados através de testes experimentais.
- Construir e testar um trocador de calor compacto do tipo placa usinada em escala real, visando aplicações em plataformas de exploração de petróleo *offshore*. O forno prensa localizado no LABTUCAL possui uma grande capacidade de operação, podendo ser empregado para realizar a soldagem por difusão de um núcleo em escala real.

9.1 REFERÊNCIAS CAPÍTULO 9

- [1] K.Stephan, P. Preußer, Wärmeübergang und maximale wärmestromdichte beim behältersieden binärer und ternärer

- flüssigkeitsgemische. **Chemie Ingenieur Technik**, v. 51, p. 37, 1979.
- [2] M. V. V. Morteau, L. H. R. Cisterna, K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, Development of diffusion welded compact heat exchanger technology. **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 995-1005, 2016.
- [3] M. V. V. Morteau, K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 110, p. 285-298, 2016.
- [4] M. V. V. Morteau, A. J. A. Buschinelli, K. V. Paiva, M. B. H. Mantelli, Soldagem por Difusão de Aços Inoxidáveis para Fabricação de Trocadores de Calor Compactos. **Revista Soldagem e Inspeção**, v. 21, p. 103-114, 2016.

APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZA

A1 – INCERTEZAS DO CAPÍTULO 7

- **Incerteza da vazão mássica**

As vazões mássicas nos testes foram mensuradas empregando dois medidores de vazão FTB-1316. Os medidores foram calibrados e as incertezas mensuradas seguindo os procedimentos de cálculos descritos por Albertazzi e Souza [1].

O medidor foi calibrado na maior vazão utilizada nos testes, sendo empregada a incerteza deste caso para todos os demais níveis.

A melhor maneira encontrada para medir a vazão mássica da água foi coletar a massa de água que passava pelo sistema, enquanto era marcado o tempo. Dessa maneira obtinha-se a vazão mássica do sistema, definida pela razão entre massa e tempo. A temperatura da água, durante este procedimento, foi setada na mesma temperatura em que os testes foram realizados. A tabela a seguir apresenta os dados das vazões.

Tabela 30: Dados da vazão.

	Tempo (s)	massa liq. (g)	vazão (g/s)	Média (g/s)	Desvio padrão (<i>u</i>)
Lado frio	10,30	18282	1774,95	1748,94	25,15
	10,34	18092	1749,71		
	10,00	17660	1766,00		
	10,23	17845	1744,38		
	10,33	17661	1709,68		
Lado quente	51,26	4825	94,13	1311,00	8,98
	51,64	4927	95,41		
	51,62	4857	94,09		
	51,62	4857	94,09		
	51,57	4889	94,80		

Como a vazão medida não tinha um valor único e estável, então foi preciso calcular a faixa dentro da qual a medida variava. O cálculo

da incerteza do sistema foi realizado tendo como base a combinação dos efeitos sistemáticos (incerteza padrão do próprio medidor FTB-1316) e efeitos aleatórios (baseado na variação da vazão entre as medições – incerteza da repetibilidade).

Os efeitos sistemáticos foram mensurados com base na incerteza fornecida pelo fabricante: 1% da vazão máxima que o medidor pode operar (aproximadamente 2,01 L/s). Logo, a incerteza padrão do medidor (u_{Me}) foi de 20,14 g/s (avaliado em $T=17^{\circ}\text{C}$) para o lado frio e de 19,72 g/s (avaliado em $T=70^{\circ}\text{C}$) para o lado quente, ambos com grau de liberdade (v_{Me}) infinito.

A incerteza-padrão da repetibilidade (relacionada com os efeitos aleatórios) pôde ser estimada com base nas cinco medições apresentadas na Tabela 30. O desvio padrão foi de 25,15 g/s e 8,98 g/s para o lado frio e lado quente, respectivamente. E em ambos, o número de graus de liberdade v_{Re} (calculado como o número de medições menos um) foi igual a 4. A incerteza padrão da repetibilidade (u_{Re}) é baseada nas cinco medições, calculada por:

$$u_{Re} = u / \sqrt{n} \quad (89)$$

onde u é a o desvio padrão e u_{Re} é a incerteza padrão da repetibilidade. Para o lado quente $u_{Re}=11,34$ g/s e para o lado frio $u_{Re}=4,01$ g/s.

A incerteza combinada (u_C) é calculada com base na incerteza padrão de cada fonte de incerteza:

$$u_C = \sqrt{u_{Me}^2 + u_{Re}^2} \quad (90)$$

E o número de graus de liberdade efetivo (v_{ef}) é calculado por:

$$\frac{u_C^4}{v_{ef}} = \frac{u_{Me}^4}{v_{Me}} + \frac{u_{Re}^4}{v_{Re}} \quad (91)$$

Finalizando, a incerteza expandida da vazão (U) é calculada multiplicando a incerteza combinada pelo respectivo coeficiente de Student (t), baseado no número de graus de liberdade efetivo [1]:

$$U = t \cdot u_c \quad (92)$$

A tabela a seguir apresenta os dados da incerteza combinada, graus de liberdade efetivo, t de student e incerteza expandida, para os lados quente e frio:

Tabela 31: Incerteza da vazão para o lado quente e frio.

	u_c (g/s)	v_{ef}	t	U (g/s)
Lado frio	23,07	71	2,04	47,97
Lado quente	20,12	2521	2,00	40,27

- **Incerteza da perda de carga**

A medição da queda de pressão no interior do trocador de calor, mensurada através da diferença de pressão existente entre a entrada e a saída, foi realizada por meio de um transdutor diferencial de pressão MMDWU10VVV5K3DOT2A2, que pode medir perdas de carga de até 2,5 kPa, empregado no lado frio e um transdutor diferencial de pressão MMDWU2.5V5K3DOT2A4, que pode medir perdas de carga de até 17 kPa, empregado no lado quente.

Segundo o fabricante, a incerteza do medidor é de aproximadamente 1% da perda de carga máxima que o sensor pode medir. Logo, as incertezas da perda de carga foram de 25 Pa e 170 Pa, para o lado frio e lado quente, respectivamente.

- **Incerteza da temperatura**

Os termopares utilizados na bancada de teste foram do tipo T, composto por cobre e constantan. No total foram utilizados 12 termopares, três para cada entrada e saída do trocador de calor.

O processo de calibração foi o mesmo utilizado por Paiva [2]. Os sensores de temperatura foram mergulhados em um bécquer que continha água destilada, neste mesmo bécquer foram inseridos um termômetro de bulbo Omega® com menor resolução de escala de 0,1°C (considerado medida padrão do sistema) e um pequeno agitador para manter a temperatura dentro do bécquer homogeneizada, como ilustrado na Fig. 106. Após a montagem, todo o aparato foi posicionado no interior de um banho térmico de temperatura controlada. O processo de calibração foi executado para a seguinte faixa de temperatura: 15°C a 75°C.

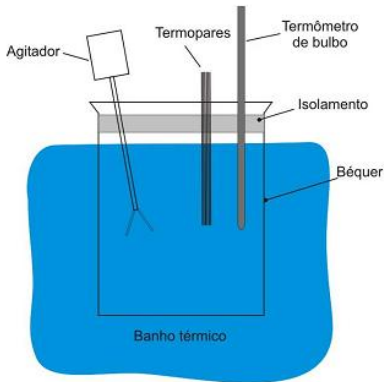


Fig. 106: Ilustração do aparato experimental para calibração [2].

Como na prática não é possível realizar infinitas medições para determinar o erro sistemático de um sistema de medição, então se utiliza um número restrito de medições, normalmente coletadas durante a calibração do equipamento. Sendo assim, define-se a Tendência (Td) como sendo a estimativa do erro sistemático envolvido em um número finitos de medições [1]. A Fig. 107 apresenta a Tendência envolvida em cada um dos termopares para cada faixa de temperatura.

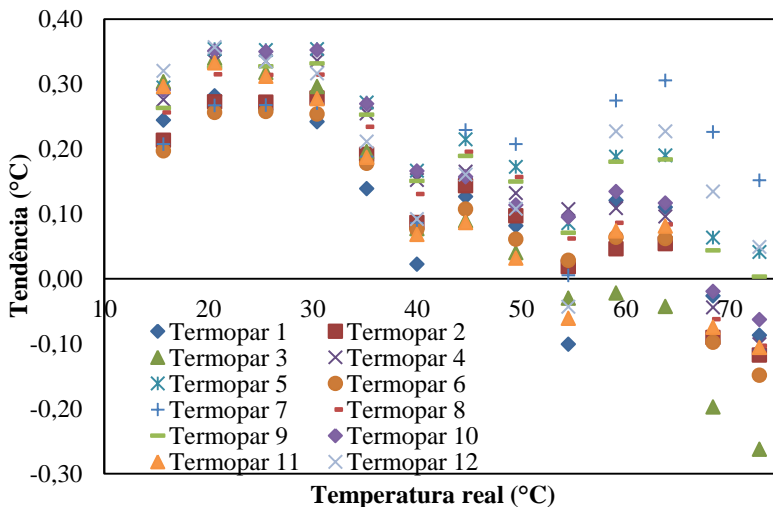


Fig. 107: Tendência da medição da temperatura.

O erro aleatório da medição foi realizado por meio de procedimentos estatísticos.

Com o conjunto de dados coletados foi possível determinar o desvio padrão experimental, o qual está relacionado á dispersão provocada pelo erro aleatório [1].

A faixa dentro da qual o erro aleatório de um sistema de medição é esperado, para certa probabilidade, é denominada Repetibilidade (Re). Este parâmetro é calculado através da multiplicação do desvio padrão experimental pelo coeficiente “ t ” de Student.

Definindo uma probabilidade de 95% para qual o erro aleatório é esperado, tem-se um “ t ” de Student igual a dois, com isso é possível encontrar a Repetibilidade para cada termopar em cada uma das temperaturas, ilustrado na Fig. 108.

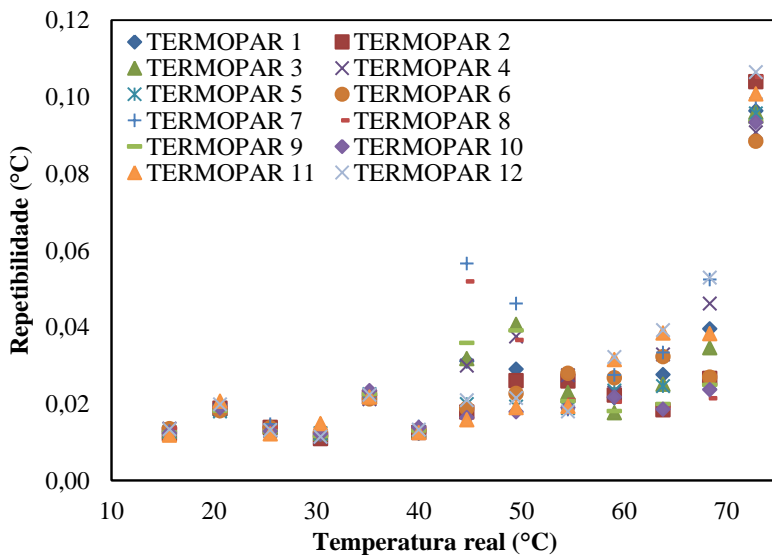


Fig. 108: Repetibilidade da medição da temperatura.

Por último, define-se o erro máximo (E_{\max}) como a faixa de valores que para uma dada probabilidade contém o maior erro do sistema de medição, considerando os erros sistemáticos e aleatórios em toda a faixa de medição.

As Fig. 109 e Fig. 110 apresentam a distribuição máxima dos erros de leitura de cada termopar, sendo que o maior erro encontrado foi

de $0,40^{\circ}\text{C}$ para o termopar número 3, sendo esta a incerteza adotada para a temperatura em todos os casos.

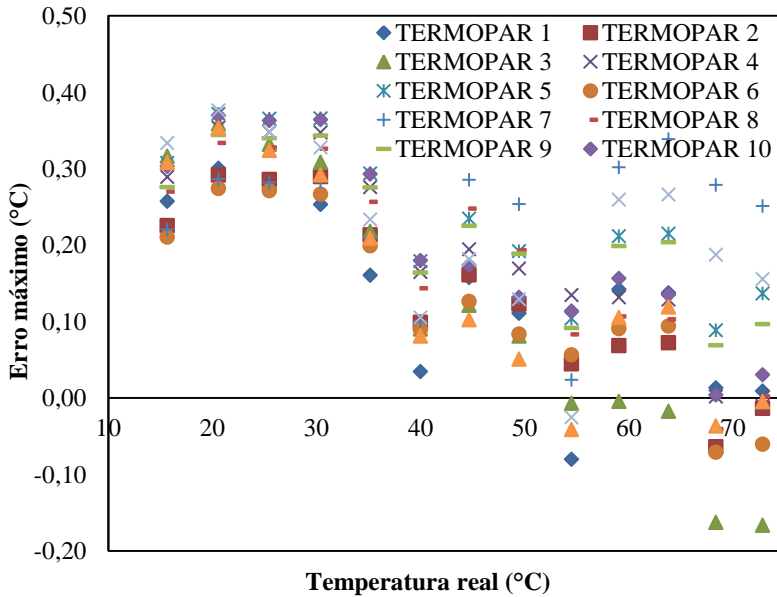


Fig. 109: Erro máximo – TD – RE.

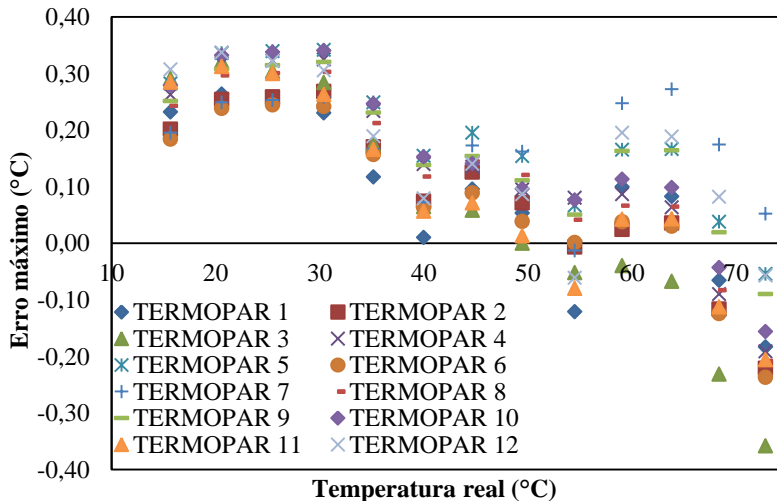


Fig. 110: Erro máximo – TD + RE.

A2 – INCERTEZAS DO CAPÍTULO 8

- **Incerteza da vazão mássica**

- Lado quente

A vazão do lado quente nos testes foi mensurada com um medidor de vazão FTB-1316. O medidor foi calibrado e a incerteza mensurada seguindo os procedimentos de cálculos descritos por Albertazzi e Souza [1].

A metodologia de cálculo da incerteza da vazão do lado quente é a mesma descrita no item A1 – Incertezas Capítulo 7: Incerteza da vazão.

O medidor foi calibrado na maior vazão empregada nos testes, utilizando a incerteza deste caso para todos os níveis.

A tabela a seguir apresenta os dados de massa, tempo, vazão e desvio padrão, coletados durante a calibração do medidor, lembrando que durante este procedimento, a temperatura foi setada na mesma temperatura em que os testes foram realizados.

Tabela 32: Dados de vazão.

	tempo (s)	massa liq. (g)	vazão (g/s)	Média (g/s)	Desvio padrão (u)
	10,25	15223	1485,17		
	10,42	15379	1475,91		
	10,52	15640	1486,69		
Lado quente	10,52	15599	1482,79	1482,82	7,52
	10,48	15508	1479,77		
	10,63	15642	1471,50		
	10,11	15156	1499,11		
	10,39	15450	1487,01		
	10,42	15440	1481,77		
	10,59	15657	1478,47		

O calculo da incerteza do sistema foi realizado tendo como base a combinação dos efeitos sistemáticos (incerteza padrão do próprio

medidor FTB-1316) e efeitos aleatórios (baseado na variação da vazão entre as medições – incerteza da repetibilidade).

Os efeitos sistemáticos foram mensurados com base na incerteza fornecida pelo fabricante: 1% da vazão máxima que o medidor pode operar (aproximadamente 2,01 L/s). Logo, a incerteza padrão do medidor (u_{Me}) neste caso foi de 19,72 g/s (avaliado em $T=70^{\circ}\text{C}$), com grau de liberdade (ν_{Me}) infinito.

A incerteza-padrão da repetibilidade foi estimada com base nas dez medições apresentadas na Tabela 32. O desvio padrão foi de 7,52 g/s e o número de graus de liberdade ν_{Re} foi igual a 9. A incerteza padrão da repetibilidade (u_{Re}) baseada nas dez medições foi calculada com a Eq. (89), sendo igual a 2,3 g/s.

A incerteza combinada (u_c) e o número de graus de liberdade efetivo (ν_{ef}) foram calculados com as Eqs. (90) e (91), resultando em 19,8 g/s e 42058, respectivamente.

A incerteza expandida da vazão do lado quente (U) foi calculada multiplicando a incerteza combinada pelo respectivo coeficiente de Student (t), baseado no número de graus de liberdade efetivo [1], resultando em uma incerteza para a vazão no lado quente de 40 g/s.

– Lado frio

Os testes foram realizados empregando ar a temperatura ambiente no ramal frio, e utilizando o anemômetro de fio quente CTV 110 para medir a velocidade do fluido.

O anemômetro foi instalado na tubulação de entrada do fluido frio, medindo a velocidade do ar na parte central do tubo. Durante os testes verificou-se que a velocidade neste ponto era próxima da média da velocidade do fluido na direção transversal da tubulação. Logo, foi empregada a velocidade medida na parte central como a média da velocidade do escoamento.

A incerteza da vazão foi calculada com base nas informações fornecidas pelo fabricante (incerteza padrão do próprio medidor).

De acordo com o fabricante, a incerteza padrão do anemômetro é de $\pm 3\%$ do valor da leitura e de $\pm 0,05\text{m/s}$ para velocidades de até 3 m/s ou de $\pm 0,2\text{m/s}$ para velocidades de maiores que 3 m/s. Logo, a incerteza padrão da medição da velocidade é a soma dessas duas parcelas.

O cálculo da incerteza expandida da velocidade é a multiplicação da incerteza padrão pelo coeficiente de Student [1], que neste caso é 2.

A incerteza da vazão foi calculada multiplicando a incerteza expandida da velocidade, a área da tubulação (que possuía um diâmetro de 0,0987 m) e a densidade do ar (para $T=17^{\circ}\text{C}$). O resultado é apresentado na tabela a seguir.

Tabela 33: Incerteza da vazão do lado frio.

Nível - Leitura (m/s)	Incerteza leitura (m/s)	Incerteza sistema (m/s)	Incerteza padrão (m/s)	Incerteza expandida (m/s)	Incerteza vazão (kg/s)
c1 - 1,0	0,0312	0,05	0,0812	0,1624	0,0015
c2 - 2,3	0,069	0,05	0,119	0,2380	0,0022
c3 - 3,4	0,102	0,2	0,302	0,6040	0,0055
c4 - 4,5	0,135	0,2	0,335	0,6700	0,0062
c5 - 5,9	0,177	0,2	0,377	0,7540	0,0069
c6 - 7,0	0,21	0,2	0,41	0,8200	0,0075

• Incerteza da temperatura

As temperaturas coletadas durante os testes foram medidas por meio de medidores RTD, instalados nos ramais de entrada e saída dos lados quente e frio.

Os efeitos sistemáticos foram mensurados com base na incerteza fornecida pelo fabricante. O RTD utilizado é da classe 1/10 DIN, que apresenta diferentes incertezas padrões para cada faixa de temperatura. No presente trabalho, para mensurar a incerteza da temperatura pode-se aproximar a temperatura de entrada do lado quente e as temperaturas de saída do lado quente e frio para 70°C e a temperatura de entrada do lado frio para 20°C .

A tabela a seguir apresenta a incerteza padrão para os níveis de temperatura usados no presente trabalho.

Tabela 34: Incerteza padrão da temperatura.

Parâmetro	$T_{h,in}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{h,out}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{c,in}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{c,out}$ ($^{\circ}\text{C}$)
Incerteza	0,09	0,09	0,04	0,09

A incerteza expandida da temperatura é calculada pelo produto da incerteza padrão pelo coeficiente de Student, que neste caso é 2. A tabela a seguir apresenta a incerteza da temperatura para os ramais de entrada e saída [1].

Tabela 35: Incerteza expandida da temperatura.

Parâmetro	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)
Incerteza	0,18	0,18	0,08	0,18

A3 – INCERTEZA DA EFETIVIDADE

De acordo com Albertazzi e Sousa [1] quando medições não correlacionadas são combinadas por uma função matemática contínua e derivável, é possível determinar a incerteza da função por uma expressão geral. Seja G definido como uma função que depende de X_1 , X_2 , X_3 até X_n , como mostrada a baixo:

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

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

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

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2) \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n) \right)^2 \quad (93)$$

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

Seja a efetividade experimental definida como:

$$\varepsilon_{\text{exp}} = \frac{(\dot{m}_h c_{p,h})(T_{in,h} - T_{out,h})}{(\dot{m}_c c_p)_{\min}(T_{in,h} - T_{in,c})} \quad (94)$$

onde $(\dot{m}c_p)_{\min}$ representa o menor valor medido da multiplicação $\dot{m}c_p$ entre o escoamento com maior temperatura e o escoamento com menor temperatura.

Baseado na Eq. (94) e aplicando o conceito apresentado na Eq. (93), considerando que o calor específico da água é uma propriedade constante e sem incertezas, é possível mensurar a incerteza padrão da efetividade, avaliada da seguinte maneira:

$$u(\varepsilon_{\text{exp}}) = \varepsilon_{\text{exp}} \left[\left(\frac{u(\dot{m}_h)}{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{u(\dot{m}_{\min})}{\dot{m}_{\min}} \right)^2 + \left(\frac{u(T_{\text{out},h})^2 + u(T_{\text{in},h})^2}{(T_{\text{out},h} - T_{\text{in},h})^2} \right) + \left(\frac{u(T_{\text{in},h})^2 + u(T_{\text{in},c})^2}{(T_{\text{in},h} - T_{\text{in},c})^2} \right) \right]^{1/2} \quad (95)$$

onde a expressão $u(X_i)$ significa a incerteza padrão da i -ésima grandeza.

Com a incerteza padrão da efetividade definida, é necessário agora calcular o número de graus de liberdade efetivos e o valor da incerteza expandida.

Como variáveis de entradas da efetividade apresentam unidades de grandezas diferentes, então a incerteza-padrão relativa é escrita da seguinte maneira [1]:

$$\frac{\left(\frac{u(\varepsilon_{\text{exp}})}{\varepsilon_{\text{exp}}} \right)^4}{v_{\text{ef}, \varepsilon}} = \frac{\left(\frac{u(\dot{m}_h)}{\dot{m}_h} \right)^4}{v_{\dot{m}_h}} + \frac{\left(\frac{u(\dot{m}_{\min})}{\dot{m}_{\min}} \right)^4}{v_{\dot{m}_{\min}}} + \frac{\left(\frac{u(T_{\text{out},h} - T_{\text{in},h})}{(T_{\text{out},h} - T_{\text{in},h})} \right)^4}{v_{T_{\text{out},h} - T_{\text{in},h}}} + \frac{\left(\frac{u(T_{\text{in},h} - T_{\text{in},c})}{(T_{\text{in},h} - T_{\text{in},c})} \right)^4}{v_{T_{\text{in},h} - T_{\text{in},c}}} \quad (96)$$

onde $v_{\text{ef}, \varepsilon}$ expressa o número de graus de liberdade efetivos, $v_{\dot{m}_h}$ o número de graus de liberdade da vazão mássica, $v_{\dot{m}_{\min}}$ o número de graus de liberdade da vazão mássica do fluxo que apresenta o menor valor de

$\dot{m}c_p$. Por outro lado, $v_{T_{in,h}-T_{in,c}}$ e $v_{T_{in,h}-T_{in,c}}$ representam o número de graus de liberdade da temperatura e da diferença de temperatura, respectivamente, que neste caso são considerados infinitos.

Com o número de graus de liberdade efetivos encontrado, e definindo uma probabilidade de 94,45% para o coeficiente t de Student, então a incerteza expandida da efetividade experimental pode ser expressa por:

$$U(\varepsilon_{\text{exp}}) = t \cdot u(\varepsilon_{\text{exp}}) \quad (97)$$

Finalmente, o valor da medição da efetividade experimental é expresso por:

$$\varepsilon = (\varepsilon_{\text{médio}} \pm U(\varepsilon)) \quad (98)$$

A4 – INCERTEZA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A taxa de transferência de calor é expressa da seguinte maneira:

$$q = \dot{m}c_p \Delta T \quad (99)$$

onde q é o calor transferido entre os fluxos quente e frio, \dot{m} é a vazão mássica, c_p é o calor específico e ΔT é a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do mesmo fluxo (quente ou frio).

Fazendo a novamente a consideração de que o calor específico da água é uma propriedade constante e sem incertezas, então a incerteza padrão da transferência de calor do fluxo quente ou frio pode ser escrita da seguinte maneira:

$$u(q) = q \sqrt{\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u(T_{\text{out}})^2 + u(T_{\text{in}})^2}{(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})^2}\right)} \quad (100)$$

onde a expressão $u(X_i)$ significa a incerteza padrão da i -ésima grandeza.

Definido a incerteza padrão da transferência de calor, é possível agora calcular o número de graus de liberdade efetivos e o valor da incerteza expandida. Dessa maneira, o número de graus de liberdade efetivos da transferência de calor pode ser calculado pela Eq. (101).

$$\frac{\left(\frac{u(q)}{q}\right)^4}{v_{ef,q}} = \frac{\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right)^4}{v_{\dot{m}}} + \frac{\left(\frac{u(T_{out}) + u(T_{in})}{(T_{out} - T_{in})}\right)^4}{v_{T_{out}-T_{in}}} \quad (101)$$

onde $v_{ef,q}$ expressa o número de graus de liberdade efetivos da transferência de calor, $v_{\dot{m}}$ o número de graus de liberdade da vazão mássica e $v_{T_{out}-T_{in}}$ representa o número de graus de liberdade da diferença de temperatura, que neste caso é considerado infinito.

Com o número de graus de liberdade efetivo determinado e definindo uma probabilidade de 94,45% para o coeficiente t de Student, a incerteza expandida da transferência de calor é expressa como:

$$U(q) = t \cdot u(q) \quad (102)$$

Por fim, o valor da medição da transferência de calor é escrita da seguinte forma:

$$q = (q_{médio} \pm U(q)) \quad (103)$$

REFERÊNCIAS DO APÊNDICE A

- [1] A. Albertazzi, A. R. de Sousa, **Fundamentos de Metrologia científica e industrial**, Barueri. Ed. Manole, 2008.
- [2] K. V. Paiva, **Comportamento térmico em gravidade e micro gravidade de minitubos de calor do tipo fios-placas**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

