



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MAURÍCIO GUIMARÃES REYNALDO

**CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE TROCADORES DE  
CALOR COMPACTOS COM CANAIS TRIDIMENSIONAIS UNIDOS POR  
DIFUSÃO**

FLORIANÓPOLIS

2019



Maurício Guimarães Reynaldo

**CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE TROCADORES DE  
CALOR COMPACTOS COM CANAIS TRIDIMENSIONAIS UNIDOS POR  
DIFUSÃO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Mecânica.  
Orientadora: Prof.<sup>a</sup> Marcia Barbosa Henriques Mantelli,  
PhD.

Florianópolis

2019

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

Reynaldo, Maurício Guimarães

Caracterização teórica e experimental de trocadores de calor compactos com canais tridimensionais unidos por difusão / Maurício Guimarães Reynaldo ; orientadora, Marcia Barbosa Henriques Mantelli, 2019.

142 p.

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

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Trocadores de calor compactos. 3. Canais tridimensionais. 4. União por difusão. I. Barbosa Henriques Mantelli, Marcia. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Maurício Guimarães Reynaldo

**Caracterização teórica e experimental de trocadores de calor compactos com canais tridimensionais unidos por difusão**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. José Roberto Simões Moreira, PhD.  
Universidade de São Paulo

Prof. Edson Bazzo, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

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

---

Prof. Jonny Carlos Da Silva, Dr.  
Coordenador do Programa

---

Prof.<sup>a</sup> Marcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.  
Orientadora

Florianópolis, 2019.



Aos meus pais, Cirlene e Maurício.

À minha irmã Renata.

Aos meus familiares e amigos.



## AGRADECIMENTOS

A Deus;

Aos meus pais, Cirlene e Maurício, por nunca medirem esforços para que eu tivesse uma educação de qualidade, e por tudo que realizaram em minha vida;

À minha irmã Renata, pelo carinho, compreensão e apoio em todos os momentos;

Aos meus avós, por demonstrarem o verdadeiro significado de amor, caráter, educação, sabedoria e humildade;

Aos meus familiares e amigos, por todos os momentos únicos, pelo apoio, incentivo e compreensão;

À professora Marcia Mantelli, pelo carinho, respeito e valiosas conversas e orientações;

Aos professores que tive em toda minha vida estudantil;

Aos funcionários da UFSC e do LABTUCAL, em especial àqueles que contribuíram de alguma forma na realização deste projeto;

A todos aqueles que auxiliaram de alguma maneira para que este projeto fosse possível.



*Hold your fire  
Keep it burning bright  
Hold the flame 'till the dream ignites.*

Neil Peart



## RESUMO

Trocadores de calor são dispositivos que realizam a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos, sendo empregados nas mais diversas aplicações industriais. Os trocadores de calor compactos caracterizam-se pela grande área de transferência de calor em relação ao volume de troca térmica. Por isso, surgem como alternativa em aplicações onde requisitos de espaço e peso sejam essenciais, como em aviões, automóveis e plataformas de exploração de petróleo. No presente projeto, dois trocadores de calor compactos com canais tridimensionais foram projetados, fabricados e testados. Formaram-se os núcleos dos dispositivos através do processo de união por difusão de um conjunto de placas de aço inoxidável AISI 316L, empilhadas em uma sequência pré-estabelecida. Os canais de escoamento dos fluidos de trabalho foram usinados nas placas por corte em jato d'água. Testes de estanqueidade e análises microestruturais foram realizados para verificar a estrutura resultante do processo de união. Os trocadores de calor compactos foram testados em regime de transição, utilizando água e ar como fluidos de trabalho, com o objetivo de obter importantes parâmetros de desempenho, como taxa de transferência de calor, efetividade térmica e condutância térmica global. Modelos analíticos foram desenvolvidos para servirem como ferramenta matemática de projeto, possibilitando avaliar o desempenho térmico teórico dos dispositivos. Realizaram-se ajustes de resultados teóricos de condutância térmica global aos experimentais, obtendo-se correlações para o fator de atrito utilizado no cálculo do número de Nusselt, visando melhor representar a geometria e a rugosidade da superfície dos canais. Um modelo analítico foi proposto para calcular a resistência térmica ao calor transferido por condução, cujo parâmetro de entrada é a geometria das paredes internas do trocador, apresentando erro relativo de 5,2 % em relação ao valor obtido de simulações numéricas. Os resultados demonstraram que o modelo térmico previu a taxa de transferência de calor, a efetividade térmica e a condutância térmica global dos equipamentos com erros relativos médios inferiores a 6 %. Além disso, constatou-se que os trocadores de calor fabricados apresentaram desempenho térmico superior em comparação a trocadores de mesmas dimensões e empregando canais retos.

**Palavras-chave:** Trocadores de calor compactos. Canais tridimensionais. União por difusão.



## ABSTRACT

Heat exchangers are devices that allow the transfer of thermal energy between two or more fluids, and have been operating in several industries and in their products. Compact heat exchangers are characterized by their large heat transfer surface area per unit volume. Therefore, they are suitable for applications where space and weight are major constraints as in airplanes, automobiles and oil platforms. In this project, two compact heat exchangers with three-dimensional channels were designed, manufactured and tested. The core geometries were formed by joining stainless steel 316L plates using diffusion bonding technique, stacked in a predetermined configuration. The fluid flow channels were formed by a waterjet cutter machine in the plates. Leak tests and metallographic examinations were made to check the union zones from the process. The compact heat exchangers were tested in transition flow with air and water as working fluids to evaluate the heat transfer rate, thermal effectivity and overall thermal conductance. Analytical models were developed to predict the theoretical values of these parameters. Theoretical values of overall thermal conductance were adjusted to the experimental data, resulting in friction factors correlations used to evaluate the Nusselt numbers, to represent properly the geometry and the surface roughness of the channels. An analytical model was proposed to calculate the wall thermal resistance using the geometry from heat exchangers' internal walls as input, with a mean relative error of 5.2 % relative to the value from numerical simulations. The results demonstrated that the thermal analytical model predicted the heat exchangers' heat transfer rate, thermal effectivity and overall thermal conductance with mean relative errors smaller than 6 %. Furthermore, it was found that the manufactured heat exchangers presented superior thermal performance in comparison to heat exchangers with the same dimensions and employing straight channels.

**Keywords:** Compact heat exchangers. Three-dimensional channels. Diffusion bonding.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Trocador de calor com escoamento contracorrente .....	31
Figura 2.2 – Trocador de calor com escoamento paralelo .....	31
Figura 2.3 – Trocador de calor com escoamento cruzado .....	32
Figura 2.4 – Trocador de calor casco e tubos .....	33
Figura 2.5 – Trocador de calor de circuito impresso .....	34
Figura 2.6 – Volume de controle diferencial .....	41
Figura 2.7 – Associação de resistências em um trocador de calor .....	42
Figura 3.1 – Modelagem das placas desenvolvidas .....	54
Figura 3.2 – Placas fabricadas .....	54
Figura 3.3 – Placa 1 no processo de empilhamento .....	55
Figura 3.4 – Placa 2 no processo de empilhamento .....	56
Figura 3.5 – Representação dos escoamentos na placa 2 .....	56
Figura 3.6 – Placa 3 no processo de empilhamento .....	57
Figura 3.7 – Placa 4 no processo de empilhamento .....	58
Figura 3.8 – Detalhe da mudança no sentido do escoamento .....	58
Figura 3.9 – Sequência de empilhamento das placas na célula 1 .....	59
Figura 3.10 – Trocador de calor formado pela célula 1 .....	59
Figura 3.11 – Placa 5 .....	60
Figura 3.12 – Sequência de empilhamento das placas na célula 2 .....	60
Figura 3.13 – Trocador de calor formado pela célula 2 .....	61
Figura 3.14 – Célula de testes e bocal .....	62
Figura 3.15 – Amostras para análise microestrutural .....	63
Figura 3.16 – Preparação das amostras para as micrografias .....	63
Figura 3.17 – Micrografia da amostra ‘B’: ampliação em 50 vezes .....	64
Figura 3.18 – Micrografia da amostra ‘B’: ampliação em 100 vezes .....	64
Figura 3.19 – Micrografia da amostra ‘C’: ampliação em 50 vezes .....	65
Figura 3.20 – Micrografia da amostra ‘C’: ampliação em 100 vezes .....	65
Figura 3.21 – Micrografia da amostra ‘F’: ampliação em 50 vezes .....	65
Figura 3.22 – Micrografia da amostra ‘F’: ampliação em 100 vezes .....	65
Figura 3.23 – Placa 1 na formação do trocador 1 .....	66
Figura 3.24 – Placa 2 na formação do trocador 1 .....	67
Figura 3.25 – Guias para o empilhamento do trocador 1 .....	67
Figura 3.26 – Trocador 1 posicionado para a união por difusão .....	68
Figura 3.27 – Trocador 1 no forno de união por difusão .....	68
Figura 3.28 – Trocador de calor 1 com bocais instalados .....	69
Figura 3.29 – Processo de empilhamento do trocador 2 .....	70
Figura 3.30 – Trocador 2 posicionado para a união por difusão .....	70
Figura 3.31 – Trocador de calor 2 .....	71
Figura 3.32 – Bocal com retificador de fluxo .....	72
Figura 3.33 – Trocador de calor 2 com bocais instalados .....	72
Figura 4.1 – Ramal frio .....	73
Figura 4.2 – Ramal quente .....	74
Figura 4.3 – Bancada experimental .....	75
Figura 4.4 – Trocadores de calor instalados na bancada .....	75
Figura 4.5 – Procedimento de cálculo experimental .....	78
Figura 5.1 – Célula unitária do trocador 1 .....	81
Figura 5.2 – Célula unitária 1: condução nos eixos $x$ e $y$ .....	81

Figura 5.3 – Célula unitária 1: condução no eixo $z$ .....	82
Figura 5.4 – Célula unitária do trocador 2.....	83
Figura 5.5 – Célula unitária 2, placa 2: condução nos eixos $x$ e $y$ .....	84
Figura 5.6 – Célula unitária 2, placa 5: condução nos eixos $x$ e $y$ .....	84
Figura 5.7 – Célula unitária 2, região 1: condução no eixo $z$ .....	85
Figura 5.8 – Célula unitária 2, regiões 2 e 3: condução no eixo $z$ .....	86
Figura 5.9 – Malha utilizada para a simulação numérica.....	87
Figura 5.10 – Distribuição de temperaturas na célula unitária 2.....	88
Figura 5.11 – Fluxograma do procedimento iterativo de cálculo.....	92
Figura 6.1 – Taxa de transferência de calor experimental do trocador 1.....	93
Figura 6.2 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 80135.....	94
Figura 6.3 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 80090.....	95
Figura 6.4 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 70135.....	95
Figura 6.5 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 70090.....	96
Figura 6.6 – Condutância térmica global experimental do trocador 1.....	96
Figura 6.7 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 80135.....	98
Figura 6.8 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 80090.....	98
Figura 6.9 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 70135.....	99
Figura 6.10 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 70090.....	99
Figura 6.11 – Efetividade térmica experimental do trocador 1.....	100
Figura 6.12 – Taxa de transferência de calor experimental do trocador 2.....	101
Figura 6.13 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 80135.....	102
Figura 6.14 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 80090.....	103
Figura 6.15 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 70135.....	103
Figura 6.16 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 70090.....	104
Figura 6.17 – Condutância térmica global experimental do trocador 2.....	104
Figura 6.18 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 80135.....	106
Figura 6.19 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 80090.....	106
Figura 6.20 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 70135.....	107
Figura 6.21 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 70090.....	107
Figura 6.22 – Efetividade térmica experimental do trocador 2.....	108
Figura 6.23 – Comparação entre taxas de transferência de calor: água a 80 °C.....	109
Figura 6.24 – Comparação entre taxas de transferência de calor: água a 70 °C.....	110
Figura 6.25 – Comparação entre condutâncias térmicas globais: água a 80 °C.....	111
Figura 6.26 – Comparação entre condutâncias térmicas globais: água a 70 °C.....	111
Figura 6.27 – Comparação entre taxas de transferência de calor dos trocadores 1 e 2 com seus equivalentes de canais retos.....	114
Figura 6.28 – Comparação entre condutâncias térmicas globais dos trocadores 1 e 2 com seus equivalentes de canais retos.....	114

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Parâmetros de classificação de trocadores de calor quanto ao grau de compacidade.....	35
Tabela 2.2 – Correlações para a efetividade de trocadores de calor .....	46
Tabela 3.1 – Parâmetros geométricos do trocador 1 .....	69
Tabela 3.2 – Parâmetros geométricos do trocador 2.....	71
Tabela 4.1 – Condições dos testes experimentais para o trocador 1 .....	76
Tabela 4.2 – Condições dos testes experimentais para o trocador 2 .....	76
Tabela 5.1 – Parâmetros do modelo analítico da condução no trocador 1 .....	83
Tabela 5.2 – Parâmetros do modelo analítico da condução no trocador 2 .....	86
Tabela 5.3 – Comparação das resistências de condução da célula unitária 2 pelos modelos analítico e numérico .....	88
Tabela 5.4 – Correlações obtidas para o fator de atrito ajustado .....	89
Tabela 6.1 – Efetividades térmicas médias para o trocador 1 .....	100
Tabela 6.2 – Efetividades térmicas médias para o trocador 2 .....	108
Tabela 6.3 – Potências volumétricas e efetividades médias experimentais .....	112
Tabela 6.4 – Comparação entre parâmetros experimentais dos trocadores 1 e 2 para números de Reynolds similares .....	113
Tabela 6.5 – Comparação entre efetividades térmicas dos trocadores 1 e 2 com seus equivalentes de canais retos.....	115



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>EES</i>	<i>Engineering Equation Solver</i>
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
<i>RMS</i>	<i>Root Mean Square</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

## LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

$a$	[m]	Altura do canal
$A$	[-]	Coefficiente de ajuste do fator de atrito
$A_{fr}$	[m <sup>2</sup> ]	Área frontal
$A_p$	[m <sup>2</sup> ]	Área de condução da parede
$A_{st,canal}$	[m <sup>2</sup> ]	Área da seção transversal de um canal
$A_t$	[m <sup>2</sup> ]	Área total de transferência de calor
$b$	[m]	Base do canal
$c_p$	[J/kg·K]	Calor específico a pressão constante
$C$	[J/s·K]	Taxa de capacidade calorífica
$C^*$	[-]	Razão entre taxas de capacidades caloríficas
$D_h$	[m]	Diâmetro hidráulico do canal
$dq$	[W]	Taxa de transferência de calor diferencial
$dT$	[K]	Diferença de temperaturas diferencial
$f$	[-]	Fator de atrito de Fanning
$f_D$	[-]	Fator de atrito de Darcy
$f_A$	[-]	Fator de atrito ajustado
$F$	[-]	Fator de correção da média logarítmica
$h$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	Coefficiente de transferência de calor por convecção médio
$H$	[m]	Altura da seção de escoamento
$I$		Grandeza
$k$	[W/m·K]	Condutividade térmica
$L$	[m]	Comprimento da seção de escoamento

$L_{esc}$	[m]	Comprimento total do escoamento
$\dot{m}$	[kg/s]	Vazão mássica
$N_{canaís}$	[-]	Número de canais de escoamento
$Nu$	[-]	Número de Nusselt
$NUT$	[-]	Número de unidades de transferência
$Pe_{canal}$	[m]	Perímetro do canal
$Pr$	[-]	Número de Prandtl
$q$	[W]	Taxa de transferência de calor
$\dot{q}$	[W/m <sup>3</sup> ]	Taxa de transferência de calor volumétrica
$R$	[K/W]	Resistência térmica
$R_d$	[K/W]	Resistência de deposição
$Re$	[-]	Número de Reynolds
$t$		Coefficiente de Student
$T$	[K]	Temperatura
$u_A$		Incerteza-padrão do tipo A
$u_B$		Incerteza-padrão do tipo B
$u_c$		Incerteza-padrão combinada
$U_e$		Incerteza expandida
$U$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	Coefficiente global de transferência de calor
$UA$	[W/K]	Condutância térmica global
$v$	[m/s]	Velocidade média do escoamento
$V_t$	[m <sup>3</sup> ]	Volume total de transferência de calor
$W$	[m]	Profundidade da seção de escoamento
$x$	[m]	Comprimento característico do escoamento

Alfabeto grego:

$\beta$	[m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	Densidade superficial de área
$\delta$	[m]	Espessura de condução
$\Delta$		Diferença
$\varepsilon$	[-]	Efetividade térmica
$\kappa$	[-]	Fator de abrangência ponderado
$\mu$	[Pa·s]	Viscosidade dinâmica

$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Viscosidade cinemática
$\nu_{eff}$	[-]	Graus de liberdade efetivos
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Densidade
$\sigma_x$		Desvio-padrão

Subíndices:

<i>cel</i>	Célula unitária
<i>cond</i>	Condução
<i>conv</i>	Convecção
<i>e</i>	Entrada
<i>exp</i>	Experimental
<i>f</i>	Fluido frio
<i>max</i>	Máximo
<i>med</i>	Médio
<i>min</i>	Mínimo
<i>ml</i>	Média logarítmica
<i>p</i>	Parede
<i>q</i>	Fluido quente
<i>real</i>	Real
<i>s</i>	Saída
<i>x</i>	Eixo x
<i>y</i>	Eixo y
<i>z</i>	Eixo z



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>25</b>
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA .....	25
1.2	OBJETIVOS.....	26
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO .....	27
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>29</b>
2.1	TROCADORES DE CALOR .....	29
2.1.1	<b>Classificação quanto ao processo de transferência</b> .....	<b>29</b>
2.1.2	<b>Classificação quanto à configuração do escoamento</b> .....	<b>30</b>
2.1.3	<b>Classificação quanto à construção</b> .....	<b>32</b>
2.1.4	<b>Classificação quanto ao grau de compacidade</b> .....	<b>34</b>
2.2	ESCOAMENTO INTERNO .....	36
2.3	PARÂMETROS GEOMÉTRICOS .....	38
2.4	CONSIDERAÇÕES TÉRMICAS .....	40
2.4.1	<b>Método <math>\varepsilon</math>-NUT</b> .....	<b>44</b>
2.4.2	<b>Média logarítmica das diferenças de temperaturas</b> .....	<b>46</b>
2.5	ESTADO DA ARTE SOBRE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS E CANAIS TRIDIMENSIONAIS.....	47
<b>3</b>	<b>PROJETO E FABRICAÇÃO</b> .....	<b>53</b>
3.1	PLACAS.....	53
3.2	CÉLULAS .....	55
3.2.1	<b>Célula 1</b> .....	<b>55</b>
3.2.2	<b>Célula 2</b> .....	<b>59</b>
3.2.3	<b>Célula de testes</b> .....	<b>61</b>
3.3	TROCADOR DE CALOR 1 .....	66
3.4	TROCADOR DE CALOR 2 .....	69
<b>4</b>	<b>ESTUDO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>73</b>
4.1	BANCADA EXPERIMENTAL .....	73
4.2	CARACTERÍSTICAS DOS TESTES REALIZADOS .....	76
4.3	ANÁLISE TÉRMICA .....	77
<b>5</b>	<b>ESTUDO ANALÍTICO E NUMÉRICO</b> .....	<b>79</b>
5.1	MODELO ANALÍTICO DA CONDUÇÃO DE CALOR.....	79
5.1.2	<b>Trocador de calor 1</b> .....	<b>80</b>

<b>5.1.3</b>	<b>Trocador de calor 2 .....</b>	<b>83</b>
5.2	MODELO NUMÉRICO DA CONDUÇÃO DE CALOR .....	86
5.3	CORRELAÇÕES PARA O FATOR DE ATRITO AJUSTADO .....	88
5.4	MODELO TÉRMICO .....	89
<b>6</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>93</b>
6.1	TROCADOR DE CALOR 1 .....	93
6.2	TROCADOR DE CALOR 2.....	101
6.3	COMPARAÇÕES E DISCUSSÕES.....	109
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>117</b>
7.1	CONCLUSÕES .....	117
7.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	119
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>121</b>
	<b>APÊNDICE A – ANÁLISES DE INCERTEZAS.....</b>	<b>125</b>
A.1	INCERTEZA DAS TEMPERATURAS .....	126
A.2	INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA DE AR.....	128
A.3	INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	128
A.4	INCERTEZA DA CONDUTÂNCIA TÉRMICA GLOBAL .....	129
A.5	INCERTEZA DA EFETIVIDADE TÉRMICA .....	130
	<b>APÊNDICE B – RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>133</b>
B.1	TROCADOR DE CALOR 1 .....	133
B.2	TROCADOR DE CALOR 2.....	135
	<b>APÊNDICE C – RESULTADOS DOS MODELOS .....</b>	<b>137</b>
C.1	TROCADOR DE CALOR 1 .....	137
C.2	TROCADOR DE CALOR 2.....	140

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Cada vez mais busca-se utilizar energia de forma racional, com melhor aproveitamento das fontes existentes, visto que os recursos naturais são limitados. Trocadores de calor são equipamentos que realizam a transferência de energia térmica entre substâncias de interesse, exercendo papel fundamental em processos térmicos mais eficientes, sendo aplicados nas mais diversas áreas da indústria e da engenharia.

A miniaturização de componentes e a limitação espacial em diversas aplicações fez surgir, nos últimos anos, uma demanda por trocadores de calor que possam ser menores e, ainda assim, apresentar alta capacidade de transferência de calor. Desta forma, trocadores de calor compactos vêm ganhando atenção de pesquisadores em todo o mundo.

O Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) iniciou o desenvolvimento de trocadores de calor compactos nos últimos anos, visando à aplicação em plataformas de petróleo *offshore*, onde requisitos de espaço e demanda por elevada taxa transferência de calor são importantes. O processo de união por difusão surgiu como alternativa para a fabricação de trocadores de calor por fornecer excelente qualidade estrutural aos equipamentos, permitindo que operem a elevadas temperaturas e pressões de trabalho.

Desde o princípio dessa linha de pesquisa, o LABTUCAL vem desenvolvendo trocadores de calor compactos formados a partir do empilhamento de camadas de chapas, onde os canais de escoamento dos fluidos originam-se pelo sanduíche de placas planas inteiriças com placas usinadas. As geometrias dos canais vêm sendo aprimoradas continuamente, onde, além de trocadores de calor compactos com canais retos, também são desenvolvidos canais na forma de ziguezague, tanto em fluxo contracorrente quanto cruzado.

Basicamente, quando se busca uma maior troca de calor entre os fluxos, pode-se aumentar a área de transferência de calor dos equipamentos para um mesmo volume através de novas geometrias de canais. Como resultado, têm-se dispositivos mais compactos do que os dispositivos com canais tradicionais retos. Além disso, a literatura reporta que canais tortuosos promovem turbulência ao escoamento dos fluidos, aumentando os coeficientes de transferência de calor e, portanto, a eficiência de trocadores de calor (1).

No presente trabalho, dois trocadores de calor compactos com canais tridimensionais foram projetados, fabricados e tiveram seus desempenhos térmicos avaliados. Inicialmente,

partiu-se da concepção das placas dos dispositivos. O empilhamento de determinado número de placas forma uma célula, que é o módulo funcional do trocador. Uma célula de testes foi analisada para verificar os parâmetros de união do forno. Após esta etapa, os trocadores foram construídos pelo processo de união por difusão em um forno prensa de alto vácuo. Depois da abertura dos canais de escoamento em uma máquina de corte em jato d'água e soldagem dos bocais, os dispositivos foram instrumentados e instalados na bancada experimental disponível no LABTUCAL para a avaliação de parâmetros de desempenho, como taxa de transferência de calor, condutância térmica global e efetividade térmica. Realizou-se um estudo para obter a resistência térmica à condução de calor nos dispositivos por meio de um modelo analítico, e simulações numéricas foram realizadas para verificar sua adequação. Correlações para o fator de atrito foram obtidas através de um modelo de regressão não linear. Um modelo térmico foi desenvolvido para se obter os parâmetros de desempenho teóricos, utilizando como dados de entrada os resultados dos experimentos, bem como os valores dos modelos analíticos de resistência de condução e dos fatores de atrito ajustados.

## 1.2 OBJETIVOS

Os objetivos principais do presente trabalho são projetar, fabricar e testar dois trocadores de calor compactos com canais tridimensionais, operando com escoamento cruzado e utilizando água e ar como fluidos de trabalho, bem como desenvolver modelos teóricos para prever o comportamento térmico dos dispositivos. Para alcançá-los, têm-se os seguintes objetivos específicos e metas intermediárias:

- Projetar as células dos dispositivos para que estes tenham diferentes áreas de transferência de calor, sendo possível comparar seus desempenhos térmicos;
- Realizar testes de estanqueidade e análises metalográficas para verificar a adequação dos parâmetros de união por difusão, garantindo qualidade e integridade à geometria dos dispositivos;
- Fabricar dois trocadores de calor compactos com canais tridimensionais através do processo de união por difusão, que apresentem desempenho térmico superior em relação a trocadores equivalentes de mesmas dimensões e com canais retos;
- Realizar testes experimentais em ambos os dispositivos, utilizando água e ar como fluidos de trabalho, para obter a taxa de transferência de calor, efetividade térmica e condutância térmica global;

- Desenvolver um modelo analítico para calcular a resistência térmica de condução dos dispositivos, e verificar os resultados através de um modelo numérico;
- Obter correlações de fator de atrito para os trocadores de calor fabricados, com o objetivo de melhor representar as características dos canais de escoamento;
- Desenvolver um modelo térmico para obter valores teóricos dos parâmetros de desempenho, e validá-lo pela comparação dos resultados teóricos aos experimentais.

### 1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 1, é realizada uma breve introdução ao tema de estudo, detalhando-se os objetivos principais e específicos do projeto.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre aspectos teóricos fundamentais relacionados ao tema. Primeiramente, uma discussão sobre trocadores de calor é realizada, destacando-se os principais modos de classificá-los encontrados na literatura, suas aplicações e peculiaridades. Na sequência, discorre-se sobre escoamentos internos, parâmetros geométricos e considerações térmicas, essenciais para as ferramentas de projeto e análise que serão desenvolvidas. Por fim, são demonstrados estudos encontrados na literatura sobre canais tridimensionais e trocadores de calor compactos.

No capítulo 3 são descritos os processos de projeto e fabricação dos dispositivos desenvolvidos. Apresentam-se as placas concebidas, as sequências de empilhamento para a formação de cada célula e a célula de testes para avaliar a adequação dos parâmetros do forno de união por difusão. Finalmente, têm-se a construção e montagem dos trocadores de calor compactos.

No capítulo 4, descreve-se o aparato experimental do LABTUCAL utilizado para testar os dispositivos. São apresentadas as características dos testes realizados e o procedimento experimental para se obter os parâmetros de desempenho térmico dos trocadores de calor.

O capítulo 5 apresenta os estudos analíticos e numéricos realizados. Inicialmente, é demonstrado o modelo analítico proposto para obter a resistência térmica de condução associada a cada dispositivo. Na sequência, apresenta-se o modelo numérico utilizado para verificar a adequação do modelo analítico de condução. Em seguida, apresentam-se as correlações de fator de atrito ajustado, obtidas através de ajustes entre dados teóricos e experimentais de condutância térmica global, utilizando-se modelos de regressão não linear.

Finalizando o capítulo, demonstra-se o modelo térmico desenvolvido para obter os parâmetros teóricos de desempenho dos trocadores de calor.

O capítulo 6 discorre sobre os principais resultados para cada trocador de calor. Apresentam-se os parâmetros obtidos dos testes experimentais e as análises dos modelos teóricos desenvolvidos. Comparações entre os desempenhos térmicos dos dispositivos são realizadas. Demonstra-se, também, a diferença de desempenho dos trocadores fabricados com seus equivalentes de mesmas dimensões, porém empregando canais retos de mesma seção transversal.

No capítulo 7, são apontadas as principais conclusões obtidas e sugestões para trabalhos futuros.

O Apêndice A apresenta as análises de incertezas dos parâmetros experimentais. No Apêndice B, são demonstrados os valores dos principais parâmetros obtidos experimentalmente. Finalmente, o Apêndice C apresenta os principais resultados obtidos dos modelos térmicos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, são abordados os principais aspectos conceituais que fundamentam o desenvolvimento do presente trabalho. Primeiramente, é realizada uma apresentação sobre os trocadores de calor, juntamente com alguns dos mais importantes modos de classificá-los encontrados na literatura. Apontam-se também considerações sobre escoamentos internos, bem como características geométricas e térmicas fundamentais dos trocadores, retratando os métodos de projeto que formam a base teórica dos modelos desenvolvidos para a análise dos dispositivos fabricados. Finalmente, é apresentado um estudo sobre o estado da arte de trocadores de calor compactos e canais tridimensionais.

### 2.1 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para realizar a transferência de energia térmica entre substâncias em contato e a diferentes níveis de temperatura. Essa troca térmica pode ocorrer entre uma superfície sólida e um fluido, entre partículas sólidas e um fluido ou entre dois ou mais fluidos de interesse (1).

Esses dispositivos são constituídos por elementos de transferência de calor denominados núcleo ou matriz, onde se localizam as superfícies de troca térmica. Também comportam elementos de distribuição de fluidos como válvulas, tanques, bocais e tubulações. Estes componentes são fixos na maioria das aplicações industriais, porém existem trocadores de calor que trabalham com partes rotativas (1).

Os trocadores de calor podem ser aplicados nos mais variados segmentos industriais. São utilizados, por exemplo, como condensadores, evaporadores e recuperadores de calor em plataformas de petróleo, nas indústrias automotiva e aeronáutica, e também como componentes em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. A literatura apresenta diversas classificações para tais dispositivos, e as principais serão tratadas na sequência (1, 2).

#### 2.1.1 Classificação quanto ao processo de transferência

A transferência de calor entre os fluidos de trabalho pode ocorrer basicamente de dois modos em trocadores de calor. O primeiro é quando os fluidos estão em contato direto e sem nenhuma superfície de separação. Já no segundo modo, que representa a maioria das aplicações industriais, os fluidos se encontram separados por uma superfície sólida, ou seja,

em contato indireto. Conseqüentemente, não há mistura entre os escoamentos, e ocorre condução de calor através das paredes do dispositivo (2).

Desta forma, nos trocadores de calor de contato indireto, os fluidos de trabalho escoam separados por uma superfície. O calor pode ser transferido através de uma parede impermeável, por transferência direta, ou de maneira intermitente, com material sólido fazendo o papel de reservatório de calor. Nos trocadores de calor por transferência direta, calor é primeiramente transferido do fluido quente por convecção forçada para uma parede sólida, por condução através desta e por convecção da parede sólida para o fluido frio. Esse é o tipo de trocador mais comum, onde os fluidos escoam em canais diferentes e não se misturam, sem partes móveis. Por outro lado, nos trocadores com reservatório de calor, os fluidos escoam alternadamente através do mesmo canal, ocorrendo transferência de calor de forma intermitente. Enquanto o fluido quente escoar, calor é transferido para uma matriz que armazena a energia térmica, aquecendo-a. Ao escoar o fluido frio, o calor anteriormente armazenado transfere-se para este, aumentando a sua temperatura (1).

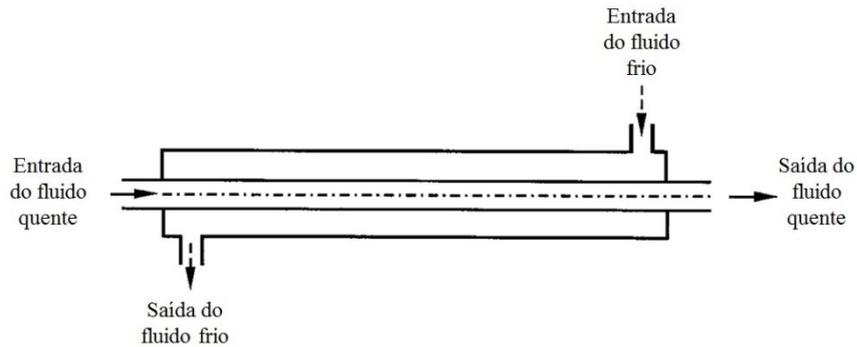
Em trocadores de calor de contato direto, as correntes de fluidos entram diretamente em contato, fazendo com que os mesmos troquem calor entre si, sem qualquer superfície intermediária. Nestes casos, a transferência de calor geralmente é acompanhada por transferência de massa (1).

### **2.1.2 Classificação quanto à configuração do escoamento**

Os tipos de escoamento mais utilizados nos trocadores de calor são: escoamento contracorrente, escoamento paralelo e escoamento cruzado. Diz-se que o dispositivo opera com passe único quando o fluido escoar apenas uma vez através do trocador de calor. Por outro lado, quando um mesmo canal percorre o equipamento mais de uma vez, é dito que ele contém passes múltiplos (2).

Nos trocadores de calor com escoamento contracorrente, os fluidos de trabalho percorrem direções opostas na maior parte do dispositivo, paralelamente um ao outro, conforme ilustra a Figura 2.1. Esta é a condição de escoamento mais eficiente termicamente, considerando trocadores com mesmas dimensões, temperaturas de entrada e vazões mássicas, resultando na maior diferença de temperaturas possível em cada fluido em comparação às demais configurações (1).

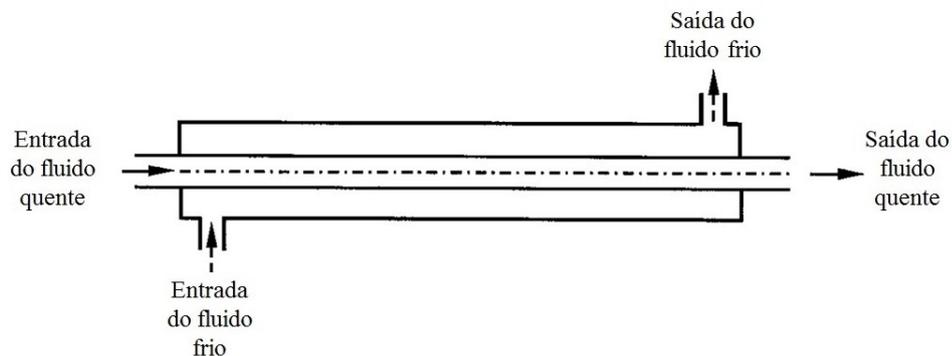
Figura 2.1 – Trocador de calor com escoamento contracorrente.



Fonte: adaptada de Shah e Sekulic (1).

Em trocadores de calor com escoamento paralelo, os fluidos entram pelo mesmo lado e percorrem o dispositivo paralelamente na mesma direção e sentido, deixando o equipamento na seção oposta, conforme ilustra a Figura 2.2. Esta configuração é a que apresenta a menor efetividade térmica, considerando dispositivos com um único passe, dimensões iguais e operando com as mesmas condições de temperatura e fluxo de massa (1).

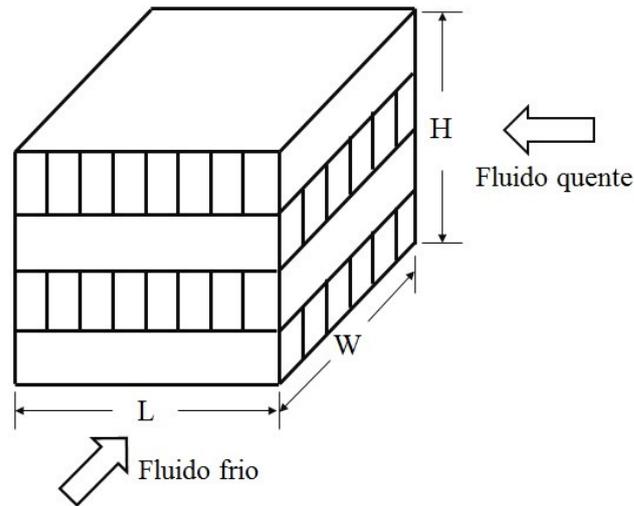
Figura 2.2 – Trocador de calor com escoamento paralelo.



Fonte: adaptada de Shah e Sekulic (1).

Nos trocadores de calor com escoamento cruzado, os fluidos percorrem direções perpendiculares entre si, conforme representa a Figura 2.3. Eles apresentam maior facilidade de construção se comparados aos tipos anteriores, pois basta acoplar os bocais para permitir o escoamento dos fluidos de trabalho em cada uma das saídas e entradas. A efetividade térmica de um trocador de calor com fluxo cruzado, considerando equipamentos com as mesmas dimensões e condições operacionais, situa-se na média entre a efetividade de um dispositivo com fluxo contracorrente e um com fluxo paralelo (1, 3).

Figura 2.3 – Trocador de calor com escoamento cruzado.



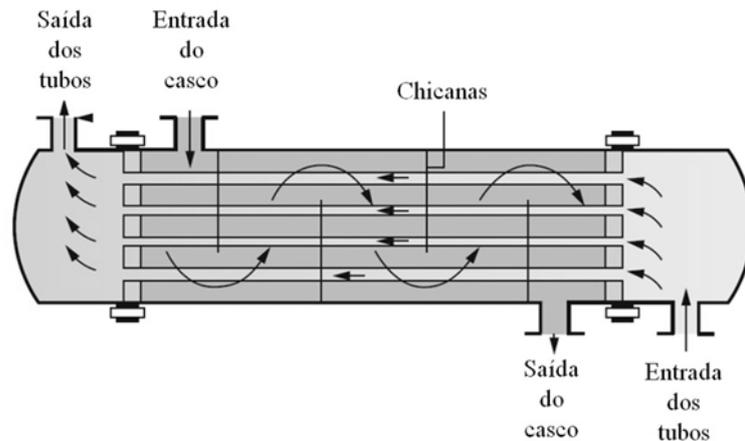
Fonte: adaptada de Bejan e Kraus (3).

### 2.1.3 Classificação quanto à construção

No que diz respeito ao aspecto construtivo, a literatura classifica trocadores de calor de diversas maneiras, sendo as mais usuais: trocadores de calor tubulares, trocadores de calor do tipo placas, trocadores de calor com superfícies estendidas e trocadores regenerativos (1).

Dentre os trocadores tubulares, encontram-se os trocadores de calor casco e tubos. Eles são constituídos por feixes de tubos, geralmente com seção transversal circular, inseridos em uma casca cilíndrica, conforme ilustra a Figura 2.4. Um dos fluidos de trabalho escoam no interior dos tubos, enquanto o outro escoam no interior da casca cilíndrica, em contato com a parte externa dos feixes tubulares. As chicanas funcionam para direcionar o fluxo e aumentar a turbulência do fluido que escoam no casco, elevando o seu coeficiente convectivo. Além disso, servem de suporte para os tubos, minimizando as vibrações induzidas pelos escoamentos (2).

Figura 2.4 – Trocador de calor casco e tubos.



Fonte: adaptada de Incropera et al. (2).

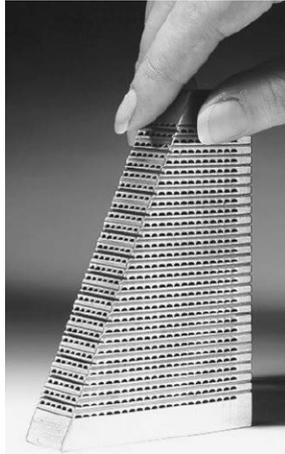
Há uma grande variedade de configurações para trocadores de calor casco e tubos, principalmente quanto à estrutura e disposição interna dos feixes de tubos, que variam de acordo com a taxa de transferência de calor, a perda de carga, a potência, o espaço disponível e outros requisitos de projeto. A facilidade de fabricação e o custo relativamente baixo são os principais fatores para o grande uso desse tipo de equipamento em aplicações industriais (2).

Trocadores de calor do tipo placas são compostos por finas chapas de metal, podendo ser planas ou com corrugações. Geralmente não suportam temperaturas e pressões elevadas, em comparação aos tipos mais robustos como os trocadores casco e tubos. Dependendo da aplicação, as placas podem ser unidas com gaxetas e parafusos, por soldagem ou brasagem (1).

Conforme destacado na literatura, as gaxetas limitam o uso desses dispositivos, pois deve haver compatibilidade entre estas e os fluidos de trabalho – que necessitam ser não corrosivos, restringindo também os limites de temperatura e pressão. Como alternativa, as placas podem ser unidas por soldagem ou brasagem, possibilitando o aumento das temperaturas e pressões de operação, além de ampliar a gama de fluidos de trabalho. Entretanto, estes equipamentos apresentam falta de flexibilidade para montagem e desmontagem, diferentemente dos trocadores de placas com gaxetas e parafusos (1).

Os trocadores de calor de circuito impresso são trocadores do tipo placas onde pequenas ranhuras para o escoamento dos fluidos de trabalho são produzidas através de ataques químicos em placas metálicas. Diversas formas geométricas para a seção dos canais são possíveis, bem como diferentes configurações de escoamento, com passe único ou passes múltiplos. As placas para a formação do trocador são empilhadas e o conjunto unido por difusão. A Figura 2.5 ilustra um trocador de calor formado por esse processo (1).

Figura 2.5 – Trocador de calor de circuito impresso.



Fonte: Shah e Sekulic (1).

Os metais mais utilizados para a fabricação dos trocadores de calor de circuito impresso são aço inoxidável, titânio e cobre. Estes dispositivos suportam altas temperaturas (até 800 °C) e pressões de trabalho (até 10 MPa), geralmente apresentando valores elevados de densidade superficial de área (até 1300 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>, ver definição a seguir) e efetividade térmica. Eles são muito utilizados em plataformas de petróleo *offshore*, processos de refrigeração e nas indústrias químicas e de energia (1).

#### 2.1.4 Classificação quanto ao grau de compacidade

Conforme o grau de compacidade, trocadores de calor podem ser classificados em compactos e não compactos. O parâmetro densidade superficial de área  $\beta$  é dado pela razão entre a área total de transferência de calor de uma corrente de fluido,  $A_t$ , e o volume total de transferência de calor ocupado pelas superfícies de troca térmica,  $V_t$ , associado à respectiva corrente (1):

$$\beta = \frac{A_t}{V_t} \quad (2.1)$$

Conseqüentemente, se o trocador de calor possuir canais assimétricos, haverá um valor de densidade superficial de área associado a cada seção de escoamento. Considerando um trocador de calor do tipo placas operando com dois fluidos de trabalho, tem-se:

$$\beta_f = \frac{A_{t,f}}{V_{t,f}} \quad (2.2)$$

$$\beta_q = \frac{A_{t,q}}{V_{t,q}} \quad (2.3)$$

onde os subscritos  $f$  e  $q$  representam, respectivamente, as correntes dos fluidos frio e quente.

Essa classificação também leva em consideração as fases dos fluidos de trabalho no interior do trocador de calor e o diâmetro hidráulico  $D_h$  de seus canais. Para correntes de gás, trocadores de calor são considerados compactos quando  $\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  ou  $D_h \leq 6 \text{ mm}$ . Já para correntes de líquido ou se ocorrer mudança de fase, consideram-se compactos os dispositivos que possuem  $\beta \geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . A Tabela 2.1 apresenta os valores dos parâmetros de classificação de trocadores de calor quanto ao grau de compacidade (1, 4).

Tabela 2.1 – Parâmetros de classificação de trocadores de calor quanto ao grau de compacidade.

<b>Corrente de fluido</b>	<b>Compacto</b>	<b>Não compacto</b>
Gás	$\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou $D_h \leq 6 \text{ mm}$	$\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou $D_h > 6 \text{ mm}$
Líquido ou mudança de fase	$\beta \geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$	$\beta < 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Fonte: adaptada de Shah e Sekulic (1).

Os trocadores de calor do tipo casco e tubos geralmente possuem densidades superficiais de área menores do que  $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Portanto, trocadores de calor compactos caracterizam-se pela elevada área total de transferência de calor por unidade de volume, em comparação aos outros tipos de equipamentos. Conseqüentemente, trocadores de calor compactos do tipo placas possuem um coeficiente global de transferência de calor aproximadamente duas vezes maior do que trocadores de calor casco e tubos convencionais, em aplicações envolvendo água como fluido de trabalho (1).

Para uma mesma taxa de transferência de calor, os trocadores compactos apresentam menores dimensões, peso, estrutura de suporte, bocais e tubulações do que outras tecnologias. Porém, dependendo da aplicação, podem apresentar dimensões e massas elevadas, e mesmo assim serem considerados compactos (1, 2, 5).

Trocadores de calor compactos podem assumir inúmeras configurações, como escoamento em fluxo cruzado, paralelo ou contracorrente, com um ou vários passes. Caracterizam-se por apresentar elevada efetividade térmica, e podem trabalhar com fluidos em mudança de fase (2, 6).

## 2.2 ESCOAMENTO INTERNO

Diferentemente dos escoamentos externos, onde os fluidos de trabalho escoam sobre superfícies que não provocam restrições totais (água percorrendo uma parede plana, por exemplo), em escoamentos internos os fluidos seguem confinados por alguma geometria, como em um canal retangular de um trocador de calor compacto com fluxo cruzado (1, 7).

Na região de contato entre sólido e fluido, ocorre estagnação deste devido à condição de não deslizamento. Então, os efeitos viscosos atuam devido à diferença de velocidades entre o líquido e a parede, formando-se a região denominada de camada-limite hidrodinâmica. Do mesmo modo, se houver diferença de temperaturas entre sólido e fluido, ocorre convecção de calor e forma-se a região de camada-limite térmica (2, 7).

Em escoamentos internos, as camadas-limites hidrodinâmicas começam a se formar a partir do primeiro contato do fluido com a parede da tubulação. Ao longo do comprimento do duto, elas se desenvolvem até que em certa posição toda a seção transversal sinta o efeito difusivo ocasionado pelas paredes. A partir dessa distância, diz-se que o escoamento encontra-se plenamente desenvolvido, e o perfil de velocidades torna-se uniforme e não mais se altera ao longo do escoamento. O comprimento do duto desde a entrada até onde o escoamento torna-se plenamente desenvolvido é denominado de comprimento de entrada hidrodinâmica. Nesta região, os efeitos ocasionados pelas paredes ainda não atingiram toda a seção transversal, e diz-se que o escoamento encontra-se em desenvolvimento (2, 7).

Da mesma forma, as camadas-limites térmicas se desenvolvem na região de entrada térmica devido às temperaturas distintas entre sólido e fluido. Quando estas camadas limites se encontram, tem-se a região plenamente desenvolvida térmica, onde os efeitos viscosos são sentidos ao longo de toda a seção transversal. Nela, diferentemente da região plenamente desenvolvida hidrodinâmica, o perfil de temperaturas varia continuamente ao longo do escoamento e, para um fluido com propriedades constantes, o coeficiente de transferência de calor por convecção local é constante (2).

O número de Reynolds médio para qualquer regime de escoamento é definido por (2):

$$Re = \frac{\rho v x}{\mu} \quad (2.4)$$

onde  $v$  é a velocidade média do escoamento,  $x$  é o comprimento característico do escoamento,  $\rho$  é a densidade e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido.

Para um fluido escoando internamente em um duto com seção transversal retangular, considera-se o diâmetro hidráulico como comprimento característico. Portanto, sabendo que a viscosidade cinemática do fluido é definida pela razão entre sua viscosidade dinâmica e sua densidade,  $\nu = \mu/\rho$ , a Equação 2.4 pode ser reescrita como:

$$Re_{D_h} = \frac{vD_h}{\nu} \quad (2.5)$$

O número de Reynolds é um importante parâmetro adimensional utilizado para caracterizar o regime de escoamento do fluido. Para escoamentos no interior de tubos circulares lisos, considera-se que o regime é laminar para  $Re_{D_h} < 2300$  e turbulento para  $Re_{D_h} > 10000$ . Na faixa entre  $2300 \leq Re_{D_h} \leq 10000$ , o escoamento encontra-se em regime de transição de laminar para turbulento (2).

Os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico são muito menores em regimes de escoamento turbulento do que em regimes laminares. Conseqüentemente, condições de escoamento plenamente desenvolvido, térmica e hidrodinamicamente, são consideradas nos cálculos de projeto de trocadores de calor operando com escoamentos turbulentos, exceto para fluidos com baixo número de Prandtl, como metais líquidos. Assim, o escoamento turbulento é considerado plenamente desenvolvido para  $Re_{D_h} \leq 10000$  quando a geometria dos canais induz à geração de turbulência. Geralmente, em trocadores de calor do tipo placas, o escoamento é turbulento plenamente desenvolvido para  $Re_{D_h} \geq 200$  e em trocadores de calor casco e tubos com placas defletoras para  $Re_{D_h} > 100$  no lado do casco (1).

Outro importante parâmetro no projeto de trocadores de calor é o número de Nusselt, que fornece uma medida do coeficiente de transferência de calor adimensional entre o fluido e o duto, sendo calculado através de (1):

$$Nu_{D_h} = \frac{hD_h}{k} \quad (2.6)$$

onde  $Nu_{D_h}$  é o número de Nusselt médio,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção médio e  $k$  é a condutividade térmica do fluido.

Existem diversas correlações para o cálculo do número de Nusselt médio em trocadores de calor, que levam em consideração aspectos como regime de escoamento, geometria dos canais, desenvolvimento das camadas-limites e rugosidade superficial (2). O número de Nusselt é constante para escoamentos laminares plenamente desenvolvidos, mas depende da seção transversal do canal e do tipo de condição de contorno térmica. Já em

regimes de transição e turbulento plenamente desenvolvidos, ele depende do número de Reynolds e do número de Prandtl,  $Pr$  (1).

A correlação de Dittus-Boelter para escoamentos turbulentos em tubos lisos, válida para  $Re_{Dh} \geq 10000$  e  $0,7 \leq Pr \leq 160$ , possui a forma:

$$\begin{aligned} Nu_{Dh} &= 0,0243 Re_{Dh}^{4/5} Pr^{0,4} && \text{(Aquecimento)} \\ Nu_{Dh} &= 0,0265 Re_{Dh}^{4/5} Pr^{0,3} && \text{(Resfriamento)} \end{aligned} \quad (2.7)$$

onde as propriedades devem ser avaliadas em uma temperatura média. Embora seja de fácil utilização, seu uso pode resultar em valores de erros elevados (2).

A correlação proposta por Petukhov-Popov, válida para  $4000 \leq Re_{Dh} \leq 5 \cdot 10^6$  e  $0,5 \leq Pr \leq 10^6$ , é (8):

$$\begin{aligned} Nu_{Dh} &= \frac{(f/2) Re_{Dh} Pr}{C_1 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \\ C_1 &= 1,07 + \frac{900}{Re_{Dh}} - \frac{0,63}{1 + 10Pr} \end{aligned} \quad (2.8)$$

onde  $Pr$  é o número de Prandtl do fluido de trabalho e  $f$  é o fator de atrito de Fanning, obtido através da correlação de Blasius (1):

$$f = 0,0791 Re_{Dh}^{-0,25} \quad (2.9)$$

A correlação de Gnielinski, válida para escoamentos em regimes de transição e turbulento em tubos circulares lisos, é uma modificação da equação de Petukhov-Popov para abranger uma maior faixa de Reynolds, sendo dada por (1, 9):

$$Nu_{Dh} = \frac{(f/2)(Re_{Dh} - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.10)$$

A Equação 2.10 é válida para  $2300 \leq Re_{Dh} \leq 5 \cdot 10^6$  e  $0,5 \leq Pr \leq 2000$ , tanto para a condição de fluxo térmico constante quanto para temperatura uniforme na superfície. As propriedades do fluido de trabalho devem ser avaliadas a uma temperatura média entre a saída e a entrada do canal (1, 10).

### 2.3 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Na sequência são descritos os parâmetros geométricos fundamentais utilizados neste projeto para a avaliação do desempenho dos trocadores de calor desenvolvidos.

Para um canal retangular de base  $b$  e altura  $a$ , a área da seção transversal  $A_{st,canal}$  é dada por:

$$A_{st,canal} = ab \quad (2.11)$$

O perímetro do canal  $Pe_{canal}$  é o comprimento total das arestas da seção transversal por onde escoo o fluido de trabalho, e para canais retangulares é dado por:

$$Pe_{canal} = 2a + 2b = 2(a + b) \quad (2.12)$$

O diâmetro hidráulico de um canal é um importante parâmetro na avaliação de desempenho de trocadores de calor com canais de geometria não circular, sendo calculado por (1):

$$D_h = \frac{4A_{st,canal}}{Pe_{canal}} \quad (2.13)$$

A Figura 2.3 apresenta um esquema genérico de trocadores de calor compactos de escoamento cruzado. Os parâmetros altura, comprimento e profundidade da seção, dados respectivamente por  $H$ ,  $L$  e  $W$  para o fluido frio, dependem da região de escoamento analisada, possuindo valores diferentes em trocadores assimétricos. O comprimento total do escoamento  $L_{esc}$  representa todo o comprimento percorrido pelo fluido de trabalho no interior de um canal (3).

A área frontal,  $A_{fr}$ , representa a área de toda a seção transversal que contém os canais de escoamento. Pela Figura 2.3 tem-se que:

$$\begin{aligned} A_{fr,f} &= HL \\ A_{fr,q} &= WH \end{aligned} \quad (2.14)$$

Considerando o número de canais de escoamento como  $N_{canais}$ , define-se a área livre de uma corrente de fluido de trabalho como (1):

$$A_{livre} = A_{st,canal}N_{canais} \quad (2.15)$$

A área total de transferência de calor  $A_t$  representa toda a área de troca térmica por onde escoo o fluido de trabalho e é dada por:

$$A_t = Pe_{canal}L_{esc}N_{canais} \quad (2.16)$$

O volume total ocupado pelas superfícies de transferência de calor  $V_t$  é igual a:

$$V_t = A_{st,canal} L_{esc} N_{canais} \quad (2.17)$$

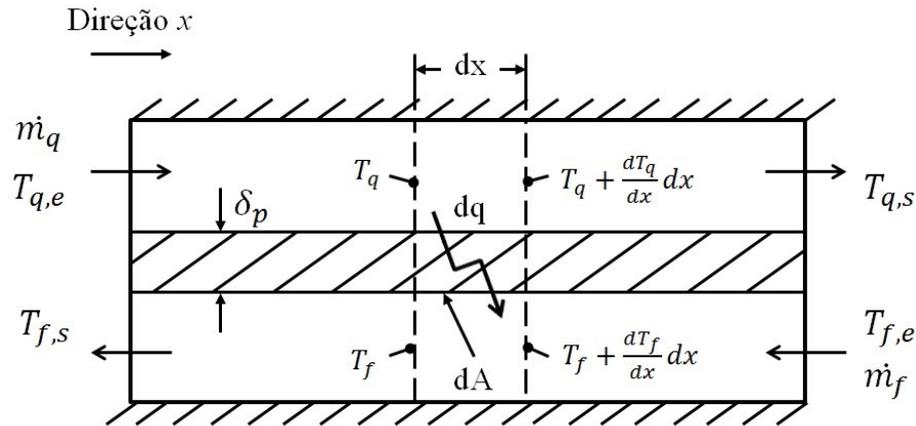
## 2.4 CONSIDERAÇÕES TÉRMICAS

Avaliar o comportamento térmico de trocadores de calor envolve a aplicação dos princípios da termodinâmica clássica em volumes de controle de interesse. Assim, a partir de condições de contorno pré-determinadas, é possível obter importantes parâmetros de projeto, como taxa de transferência de calor, efetividade térmica e condutância térmica global.

A Figura 2.6 apresenta um volume de controle diferencial para um trocador de calor contracorrente sem partes rotativas, com os fluidos de trabalho separados por uma parede sólida e sem vazamentos. As hipóteses adotadas para a solução do problema térmico de trocadores de calor são (1):

- Operação em regime permanente: as vazões mássicas dos fluidos de trabalho e suas temperaturas não variam com o tempo;
- Perdas de calor para o meio-ambiente desprezíveis;
- Variações de energias cinética e potencial desprezíveis;
- Não há geração de energia;
- As temperaturas das correntes de fluidos são uniformes em cada seção transversal;
- Resistência térmica uniforme nas paredes do trocador em todo o dispositivo;
- Não há mudança de fase nas correntes dos fluidos ao longo do equipamento;
- Condução de calor longitudinal desprezível nas correntes dos fluidos e nas paredes;
- Coeficientes de transferência de calor constantes ao longo do trocador de calor;
- O calor específico de cada fluido de trabalho é constante ao longo do dispositivo;
- A área de transferência de calor total é uniformemente distribuída em cada corrente de fluido;
- Não há má distribuição do escoamento nas entradas do trocador, ou seja, as velocidades e temperaturas em cada fluido de trabalho são uniformes ao longo das seções transversais de entrada;
- A vazão mássica de cada fluido é uniformemente distribuída ao longo do dispositivo, com o escoamento caracterizado pela velocidade média em cada seção transversal.

Figura 2.6 – Volume de controle diferencial.



Fonte: adaptada de Shah e Sekulic (1).

Realizando um balanço de energia no elemento diferencial acima e a partir das hipóteses adotadas anteriormente, obtém-se a taxa de transferência de calor diferencial  $dq$  entre o fluido quente e frio (11):

$$dq = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q \quad (2.18)$$

ou

$$dq = -\dot{m}_f c_{p,f} dT_f \quad (2.19)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido,  $c_p$  é o calor específico a pressão constante e  $dT$  é a diferença de temperaturas diferencial ao longo do escoamento. Os sinais negativos indicam que as temperaturas de ambos os fluidos diminuem na direção  $x$ .

Integrando as Equações 2.18 e 2.19 ao longo de todo o escoamento, obtém-se a taxa de transferência de calor total  $q$  do dispositivo:

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (2.20)$$

ou

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (2.21)$$

onde os subscritos  $e$  e  $s$  referem-se, respectivamente, às seções de entrada e saída.

Pode-se desenvolver a análise da transferência de calor em trocadores de calor através de uma analogia entre sistemas elétricos e térmicos. Do mesmo modo que uma resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser relacionada à transferência de energia térmica. Pela Lei de Ohm, tem-se que a resistência elétrica é definida pela razão entre a força eletromotriz e a corrente elétrica; ou seja, consiste

na razão entre um potencial elétrico e a taxa de transferência de energia associada. Analogamente, obtém-se uma expressão para a resistência térmica  $R$  definindo-a como a relação entre o potencial térmico, dado pela diferença de temperaturas  $\Delta T$ , e a respectiva taxa de transferência de calor  $q$  (2):

$$R = \frac{\Delta T}{q} \quad (2.22)$$

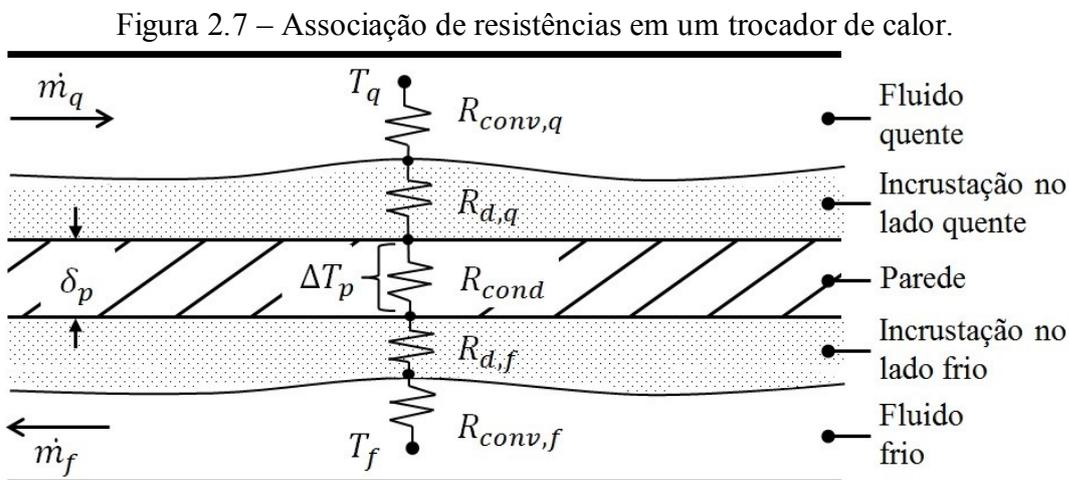
No volume de controle diferencial, observa-se que o calor é primeiramente transferido por convecção do fluido quente para a parede sólida, em seguida por condução através desta e finalmente por convecção da parede sólida para o fluido frio. Nas paredes do dispositivo, podem surgir deposições de impurezas devido ao escoamento dos fluidos, reação destes com o material da parede ou ferrugem. Esse filme sobre a superfície dos canais funciona como uma barreira à transferência de calor, aumentando a resistência térmica total do sistema (1).

A resistência térmica total do trocador de calor  $R_{total}$  é dada por:

$$R_{total} = R_{conv,q} + R_{d,q} + R_{cond} + R_{d,f} + R_{conv,f} \quad (2.23)$$

onde  $R_{conv}$  é a resistência associada à convecção entre os fluidos e as paredes sólidas,  $R_{cond}$  é a resistência associada à condução na parede que separa os escoamentos e  $R_d$  a resistência decorrente da deposição de impurezas nas paredes.

A Figura 2.7 ilustra o mecanismo de transferência de calor no interior de um trocador de calor, empregando dois fluidos em escoamento contracorrente e separados por uma parede sólida, com as possíveis resistências associadas em série.



Utilizando a Lei de Fourier, é possível obter a taxa de transferência de calor por condução  $q_{cond}$  através das paredes do trocador de calor (2):

$$q_{cond} = k_p A_p \frac{\Delta T_p}{\delta_p} \quad (2.24)$$

onde  $k_p$  é a condutividade térmica do material da parede,  $A_p$  é a área de condução da parede, sendo a área da seção transversal normal à direção do fluxo de calor,  $\delta_p$  é a espessura de condução da parede e  $\Delta T_p$  é a diferença de temperaturas entre os lados da parede.

Através da definição de resistência térmica, dada pela Equação 2.22, e utilizando a Equação 2.24, chega-se na resistência térmica de condução:

$$R_{cond} = \frac{\delta_p}{k_p A_p} \quad (2.25)$$

A taxa de transferência de calor por convecção  $q_{conv}$  entre os fluidos e a parede é determinada por:

$$q_{conv} = h A_t \Delta T \quad (2.26)$$

onde  $A_t$  é a área total de transferência de calor de uma corrente de fluido e  $\Delta T$  a diferença de temperaturas entre os fluidos. Associando a Equação 2.22 com a Equação 2.26, obtém-se a resistência térmica de convecção:

$$R_{conv} = \frac{1}{h A_t} \quad (2.27)$$

Em sistemas compostos que envolvem mecanismos combinados de condução e convecção, é frequentemente utilizado um coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , para o cálculo da taxa de transferência de calor total do dispositivo, que considera as resistências condutivas e convectivas entre os fluidos separados pelas paredes. Assim, a equação da taxa de transferência de calor assume a forma (2):

$$q = U A \Delta T \quad (2.28)$$

Utilizando as Equações 2.22 e 2.28, é possível definir a condutância térmica global de um trocador de calor como sendo o oposto da resistência térmica total entre os fluidos de trabalho, ou seja:

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (2.29)$$

Em trocadores de calor recém-fabricados, pode-se desprezar a parcela da resistência devido à deposição de impurezas. Combinando as Equações 2.23 e 2.29, com a Equação 2.25 para a resistência térmica de condução na parede e a Equação 2.27 para as resistências térmicas de convecção para cada corrente de fluido, chega-se em (2):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_q A_{t,q}} + \frac{\delta_p}{k_p A_p} + \frac{1}{h_f A_{t,f}} \quad (2.30)$$

A expressão acima é fundamental para o cálculo de parâmetros de projeto importantes de trocadores de calor. Para a resolução do problema térmico de desempenho, são comumente utilizados o método efetividade-número de unidades de transferência ( $\varepsilon$ - $NUT$ ) e o método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (1, 2).

#### 2.4.1 Método $\varepsilon$ - $NUT$

O método da efetividade-número de unidades de transferência,  $\varepsilon$ - $NUT$ , define que a efetividade térmica do dispositivo é igual à razão entre a taxa de transferência de calor real,  $q_{real}$ , e a taxa de transferência de calor teórica máxima  $q_{max}$  (2):

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{max}} \quad (2.31)$$

A taxa de capacidade calorífica  $C$  é definida pelo produto entre a vazão mássica do escoamento  $\dot{m}$  e o calor específico a pressão constante do fluido,  $c_p$ :

$$C = \dot{m}c_p \quad (2.32)$$

As Equações 2.20 e 2.21 podem ser reescritas em termos das taxas de capacidades caloríficas dos fluidos de trabalho, respectivamente como:

$$q = C_q (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (2.33)$$

$$q = C_f (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (2.34)$$

Para definir a taxa de transferência de calor máxima em um trocador de calor, assume-se um dispositivo com escoamento contracorrente e de comprimento infinito (1). Assim, através da Equação 2.34, é possível concluir que se o fluido frio possui menor taxa de capacidade calorífica em relação ao fluido quente,  $C_f < C_q$ , sua variação de temperatura será maior. Logo, por considerar o dispositivo de comprimento infinito, a temperatura de saída do

fluido frio é igual à temperatura de entrada do fluido quente,  $T_{f,s} = T_{q,e}$ , e a Equação 2.34 resulta em:

$$q_{max} = C_f(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.35)$$

Por outro lado, se o fluido quente possuir menor taxa de capacidade calorífica,  $C_q < C_f$ , este passa pela maior variação de temperatura, e considerando novamente um trocador de calor com comprimento infinito, sua temperatura de saída será igual à temperatura de entrada do fluido frio, ou seja,  $T_{q,s} = T_{f,e}$ . Da Equação 2.33:

$$q_{max} = C_q(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.36)$$

Assim, pelas Equações 2.35 e 2.36, conclui-se que a taxa de transferência de calor máxima de um trocador de calor é calculada considerando o fluido com a menor taxa de capacidade calorífica  $C_{min}$  e a diferença entre as temperaturas na entrada do fluido quente e na entrada do fluido frio (1):

$$q_{max} = C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.37)$$

Utilizando as Equações 2.31 e 2.37 e isolando-se a taxa de transferência de calor real do trocador de calor, tem-se:

$$q_{real} = \varepsilon C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.38)$$

Através da Equação 2.38, é possível concluir que a taxa de transferência de calor real de um trocador de calor é função da sua efetividade térmica, da vazão mássica e do calor específico a pressão constante do fluido com menor taxa de capacidade calorífica, bem como das temperaturas de entrada em ambos os fluidos de trabalho.

O número de unidades de transferência,  $NUT$ , é definido como a razão entre a condutância térmica global do trocador de calor e a menor taxa de capacidade calorífica dos fluidos de trabalho (1):

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.39)$$

Um importante parâmetro de projeto é a razão entre as taxas de capacidades caloríficas  $C^*$ , que leva em consideração as vazões mássicas e os calores específicos a pressão constante dos fluidos de trabalho utilizados no trocador de calor (1):

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \quad (2.40)$$

A efetividade é um parâmetro adimensional e um indicador do desempenho térmico de trocadores de calor. Em geral, para trocadores onde os fluidos de trabalho escoam sem contato direto entre si, a efetividade é função do número de unidade de transferência  $NUT$ , da razão entre as taxas de capacidades caloríficas  $C^*$  e do tipo de escoamento no dispositivo (2), ou seja:

$$\varepsilon = f(NUT, C^*, \text{tipo de escoamento}) \quad (2.41)$$

A Tabela 2.2 fornece algumas correlações encontradas na literatura para a efetividade térmica de trocadores de calor (2).

Tabela 2.2 – Correlações para a efetividade de trocadores de calor.

Considerações do escoamento	Correlação
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C^*)]}{1 + C^*} \quad (2.42)$
Escoamento contracorrente ( $C^* < 1$ )	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NUT(1 - C^*)]} \quad (2.43)$
Escoamento cruzado, passe único, dois fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\left(\frac{1}{C^*}\right) NUT^{0,22} [\exp(-C^* NUT^{0,78}) - 1]\right\} \quad (2.44)$
Todas as configurações ( $C^* = 0$ )	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (2.45)$

Fonte: adaptada de Incropera et al. (2).

#### 2.4.2 Média logarítmica das diferenças de temperaturas

Através da Figura 2.6 e do balanço de energia em um volume de controle diferencial, foi possível obter a Equação 2.28, que relaciona a taxa de transferência de calor total em um trocador de calor com a condutância térmica global e a diferença de temperaturas entre os fluidos de trabalho.

A diferença de temperaturas média em um trocador de calor depende da configuração do escoamento e possui a forma de uma média logarítmica (2). Assim, a Equação 2.28 pode ser reescrita como:

$$q = UAF\Delta T_{ml} \quad (2.46)$$

onde  $F$  é o fator de correção da média logarítmica e  $\Delta T_{ml}$  representa a média logarítmica das diferenças de temperaturas, dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2.47)$$

As diferenças de temperaturas  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  dependem da configuração do escoamento. Para todas as configurações de escoamento, exceto escoamento paralelo, tem-se (2):

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (2.48)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (2.49)$$

Para trocadores de calor com fluxo contracorrente, paralelo ou com  $C^* = 0$ , tem-se que  $F = 1$ . Do mesmo modo, o fator de correção é unitário se as temperaturas dos fluidos de trabalho são constantes, como ocorre quando há mudança de fase, ou se um dos fluidos de trabalho for água ou outros líquidos com taxa de capacidade calorífica e vazão mássica elevadas (2, 12).

## 2.5 ESTADO DA ARTE SOBRE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS E CANAIS TRIDIMENSIONAIS

Reay (6) afirma que os primeiros trocadores de calor compactos a se estabelecerem nas indústrias de processos foram os trocadores do tipo placas, que eram fabricados em bronze, surgindo aproximadamente em 1923. Atualmente, o material mais utilizado para fabricá-los é aço inoxidável e, segundo o autor, este tipo de trocador é o segundo mais utilizado, atrás apenas dos trocadores casco e tubos. Ele também afirma que o modo mais comum de montagem desses equipamentos é através de gaxetas e parafusos, o que permite temperaturas de operação de até 150 °C e pressões de até 1,5 MPa.

Com o tempo, foram surgindo métodos alternativos de fabricação para substituir as gaxetas e parafusos. Os trocadores compactos do tipo placas parcialmente soldados alternam entre gaxetas e placas soldadas. Com isso, diminui-se significativamente o problema de

corrosão nos dispositivos e aumenta-se a proteção contra vazamentos. Já os trocadores de calor do tipo placas brasadas eliminam completamente o uso de gaxetas, permitindo aumentar significativamente as pressões e temperaturas de operação, respectivamente, até 3 MPa e 200 °C (6).

Trocadores de calor compactos do tipo placas com aletas e unidas por brasagem permitem elevada densidade superficial de área (até 1500 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>) e o uso de diferentes materiais para fabricação, como aço inoxidável e ligas de níquel. O núcleo do dispositivo é formado pelo empilhamento de diversas placas, que posteriormente são brasadas em vácuo (6). Suas temperaturas de operação podem chegar até 650 °C, enquanto as pressões atingem a ordem de 10 MPa. Os trocadores do tipo placas com aletas e unidas por difusão surgiram como evolução do processo de brasagem, conferindo maior integridade, resistência à corrosão, maior possibilidade de geometrias para os canais de escoamento e aumento das temperaturas e pressões de operação (6).

Mylavarapu et al. (13) fabricaram dois trocadores de calor compactos com escoamento contracorrente unidos por difusão, utilizando placas produzidas com a liga Inconel 617. Os trocadores possuíam 10 camadas para cada fluido de trabalho, cada uma com 12 canais semicirculares retos com 2 mm de diâmetro. Os autores analisaram características microestruturais e propriedades mecânicas resultantes da união. Posteriormente, Mylavarapu et al. (14) testaram os trocadores de calor mencionados, avaliando o desempenho térmico e hidrodinâmico nos regimes laminares e de transição em ambos os escoamentos, utilizando hélio como fluido de trabalho. Os resultados experimentais obtidos apresentaram valores superestimados de fator de atrito e número de Nusselt quando comparados com correlações da literatura, embora com tendências similares. Os autores ainda desenvolveram correlações para determinar o comprimento de entrada hidrodinâmico e o fator de atrito para escoamentos laminares em dutos com seção transversal semicircular.

Bier et al. (15, 16) fabricaram dois trocadores de calor compactos de fluxo cruzado com microcanais, por um processo de corte preciso utilizando microdiamantes. Um dos equipamentos foi feito de cobre, enquanto o outro foi feito de aço inoxidável. Eles avaliaram o desempenho dos dispositivos utilizando diferentes fluidos de trabalho, como água, nitrogênio, argônio e hélio. Também estudaram o efeito da condução axial de calor nos materiais dos trocadores e nos fluidos de trabalho, afirmando que o trocador produzido com material de menor condutividade térmica apresentou maior taxa de transferência de calor, devido à menor condução longitudinal.

Lee e Kim (17) realizaram um estudo numérico para analisar térmica e hidrodinamicamente trocadores de calor de circuito impresso com minicanais em zigzag. Eles compararam os desempenhos dos equipamentos para 4 diferentes formas de seções transversais: retangular, semicircular, circular e trapezoidal. Avaliaram também diferentes disposições de canais, com base na seção transversal semicircular. A seção transversal retangular apresentou a maior efetividade térmica e o pior desempenho hidrodinâmico, enquanto a seção circular foi a menos efetiva termicamente.

Mortean (18) desenvolveu novas tecnologias de fabricação de trocadores de calor compactos, propondo diferentes métodos para a formação do núcleo dos equipamentos. A tecnologia que apresentou os melhores resultados em termos de facilidade de fabricação, controle e qualidade dos parâmetros geométricos do núcleo foi denominada tecnologia de placas planas usinadas, que consiste no empilhamento de diversas chapas metálicas usinadas, intercaladas com chapas não usinadas para formar os canais de escoamento. Ele também estudou a influência dos parâmetros temperatura e pressão na união das placas, através de ensaios de tração e cisalhamento, e construiu um trocador de calor compacto de cobre com escoamento cruzado utilizando o processo de união por difusão. Como o laboratório não possuía um forno próprio para o procedimento, a união foi realizada em um forno convencional, através de um sistema matriz-parafuso para comprimir as amostras. Testes térmicos foram realizados utilizando água como fluido de trabalho em regime laminar, e os resultados obtidos comparados com um modelo analítico desenvolvido através de correlações encontradas na literatura, apresentando resultados satisfatórios. O dispositivo apresentou baixos valores de efetividade e altos valores de taxa de transferência de calor por unidade de volume, em comparação com trocadores de calor desenvolvidos por outros autores.

Mortean (19) desenvolveu ferramentas para o projeto térmico, hidráulico e de fabricação de trocadores de calor compactos construídos em aço inoxidável AISI 316L unidos por difusão. Ele estudou diferentes tipos de aços inoxidáveis para determinar os parâmetros ideais utilizados na união: temperatura, pressão e tempo. Também avaliou a influência de diferentes geometrias de núcleo no processo de fabricação, comparando as amostras produzidas por meio de ensaios de tração, análises metalográficas e testes de vazamentos, bem como realizou uma análise da técnica de união por difusão com pressão oscilante na interface de ligação. O autor ainda realizou análises experimentais e teóricas do comportamento térmico e hidrodinâmico dos dispositivos, desenvolvendo modelos analíticos e numéricos para escoamentos em regime laminar e de transição. Os modelos propostos

apresentaram boa convergência com os resultados experimentais de transferência de calor e perda de carga.

Carqueja (20) avaliou o desempenho térmico de um trocador de calor compacto com escoamento contracorrente, utilizando água e ar como fluidos de trabalho, operando em regime de transição. O dispositivo foi fabricado com placas de aço inoxidável AISI 316L, empilhadas e unidas por difusão. As geometrias dos canais de escoamento foram usinadas nas chapas através de corte em jato d'água. O autor realizou testes experimentais para avaliar os parâmetros de desempenho e desenvolveu modelos analíticos para prever o comportamento térmico do dispositivo, utilizando as correlações de Gnielinski e Dittus-Boelter. Os modelos teóricos desenvolvidos foram satisfatórios, apresentando resultados próximos aos experimentais.

Batista (21) realizou estudos experimentais e analíticos para avaliar o desempenho térmico de um trocador de calor compacto com canais em ziguezague, operando com escoamento contracorrente e com água e ar como fluidos de trabalho. As placas foram fabricadas em aço inoxidável AISI 316L. Os canais foram usinados com corte em jato d'água, e as placas empilhadas com placas inteiriças intercaladas para formar a passagem dos fluidos de trabalho. O autor analisou diferentes correlações de número de Nusselt médio para a avaliação dos parâmetros de projeto. As correções de Gnielinski, Dittus-Boelter e Ishiyama subestimaram os resultados experimentais obtidos de condutância térmica e taxa de transferência de calor. A correlação de Bhatti e Shah apresentou resultados satisfatórios para a condutância térmica, para  $Re_{Dh} < 3000$ , e em toda a faixa de Reynolds para a taxa de transferência de calor. A correlação empírica de Ngo et al. apresentou resultados precisos para toda a faixa de Reynolds testada, tanto para a condutância térmica quanto para a taxa de transferência de calor.

Liu et al. (22) conceberam um microcanal tridimensional em formato 'C' para aumentar a advecção e a mistura passiva de fluidos. O dispositivo foi construído por uma técnica de gravura em finas fatias de silício. Utilizando fenolftaleína e hidróxido de sódio, eles compararam a capacidade de mistura do canal tridimensional com um canal ziguezague e um canal reto, todos quadrados com 300  $\mu\text{m}$  de aresta, para números de Reynolds entre 6 e 70. Os autores concluíram que o canal tridimensional 'C' misturou o escoamento de maneira mais rápida e uniforme.

Lasbet et al. (23) conduziram um estudo visando melhorar a eficiência térmica de trocadores de calor integrados em células combustíveis de membrana. Eles realizaram simulações numéricas para verificar o desempenho térmico e hidrodinâmico em regime

laminar de três tipos diferentes de canais: formato 'C' tridimensional, zig-zague e reto, todos com diâmetro hidráulico de 1,3 mm. Os autores concluíram que o canal 'C' tridimensional apresentou o melhor desempenho térmico, devido ao comportamento caótico do fluido provocado pela geometria, com número de Nusselt médio de 20,4, contra 8,2 do canal zig-zague e 3,0 do canal reto. Eles também afirmaram que a maior taxa de transferência de calor obtida para o canal 'C' compensou a perda de carga mais elevada neste canal. As mesmas conclusões sobre a transferência de calor e a perda de carga dos canais tridimensionais foram observadas nos trabalhos de Lasbet et al. (24) e Bahiraei e Hangi (25). Posteriormente, Castelain et al. (26) confirmaram experimentalmente os resultados numéricos obtidos por Lasbet et al. (23), onde o coeficiente de transferência de calor por convecção nos canais tridimensionais 'C' foram superiores em comparação aos canais retos.

Como apresentou a revisão bibliográfica, a literatura é escassa em estudos sobre trocadores de calor compactos do tipo placas e unidos por difusão. Os poucos trabalhos disponíveis apresentam geometrias tradicionais, com canais retos e zig-zague. Apesar de existirem pesquisas relacionadas aos canais tridimensionais e sua possível aplicação em trocadores de calor, não foram encontrados estudos sobre trocadores de calor compactos empregando esse tipo de canal. Portanto, o presente trabalho apresenta uma concepção inovadora de projeto e fabricação de trocadores de calor compactos, empregando canais tridimensionais formados pela sequência de placas empilhadas e unidas por difusão.



### 3 PROJETO E FABRICAÇÃO

No presente capítulo são descritos os processos de projeto e fabricação dos trocadores de calor desenvolvidos. Partiu-se, inicialmente, da concepção de suas placas, que representam os componentes básicos dos dispositivos. Através do empilhamento sequencial destas, forma-se uma célula, que é o módulo funcional do equipamento. Uma célula de testes foi primeiramente construída, com o objetivo de verificar o adequado uso dos parâmetros do forno para a união por difusão. Testes de estanqueidade e análises microestruturais foram realizados para verificar a qualidade da união das placas. Na sequência, as células foram empilhadas e unidas por difusão no forno prensa de alto vácuo. Após a união, realizaram-se cortes com jato d'água para a abertura dos canais, formando-se os núcleos dos trocadores de calor compactos.

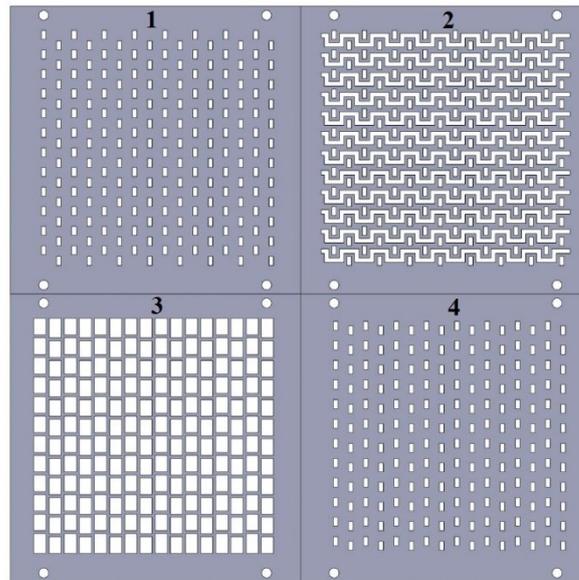
#### 3.1 PLACAS

Nos primeiro protótipos de trocadores de calor compactos construídos no LABTUCAL, os canais de escoamento dos fluidos eram produzidos através de um arranjo individual de fios metálicos em paralelo. Ou seja, os dispositivos eram formados camada por camada, resultando em um processo de fabricação lento e canais com geometria irregular (18). A concepção de placas empilhadas surgiu como alternativa para aperfeiçoar o antigo processo de fabricação, facilitando a construção, montagem e melhorando o aproveitamento da geometria das chapas, resultando ainda no aumento da área de transferência de calor do equipamento (19).

Visando melhorar a eficiência térmica de trocadores de calor compactos, no presente trabalho foram projetados dispositivos com canais tridimensionais, de maneira que estes se entrelacem. Essas geometrias de canais são possíveis através do empilhamento das placas, aumentando-se a área de transferência de calor em relação ao volume de troca térmica.

Para atingir tais objetivos, conceberam-se inicialmente quatro tipos de placas para formar o trocador de calor compacto com escoamento cruzado. As placas foram projetadas no programa *SolidWorks*<sup>®</sup> e são ilustradas na Figura 3.1. Todas são quadradas com 191 mm de lado e 3 mm de espessura de parede. A numeração atribuída na imagem indica a denominação de cada uma, para fins deste projeto, conforme a sequência de empilhamento adotada para a formação das células. Os furos circulares realizados nas bordas são para acoplar pinos guias, que garantem o alinhamento durante o processo de empilhamento.

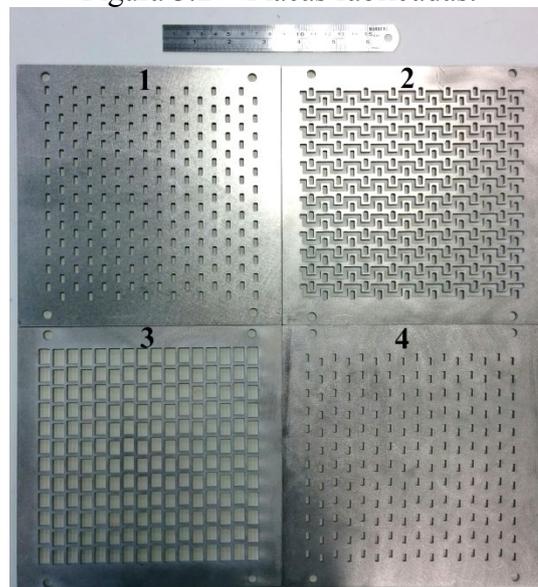
Figura 3.1 – Modelagem das placas desenvolvidas.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

As placas foram fabricadas em aço inoxidável austenítico AISI 316L. Este material consiste em uma liga cromo-níquel-molibdênio, que confere maior resistência à corrosão e menor teor de carbono em relação à liga 316. Também possui facilidade para ser cortado e soldado, apresentando, portanto, características essenciais para uma melhor fabricação dos trocadores de calor desenvolvidos (19). Os canais foram usinados por corte em jato d'água nas chapas do material no LABTUCAL, dando origem às seções de escoamento dos fluidos de trabalho. A Figura 3.2 ilustra as placas fabricadas. Destaca-se que os caminhos dos fluidos de trabalho dependem da sequência em que as placas são empilhadas.

Figura 3.2 – Placas fabricadas.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

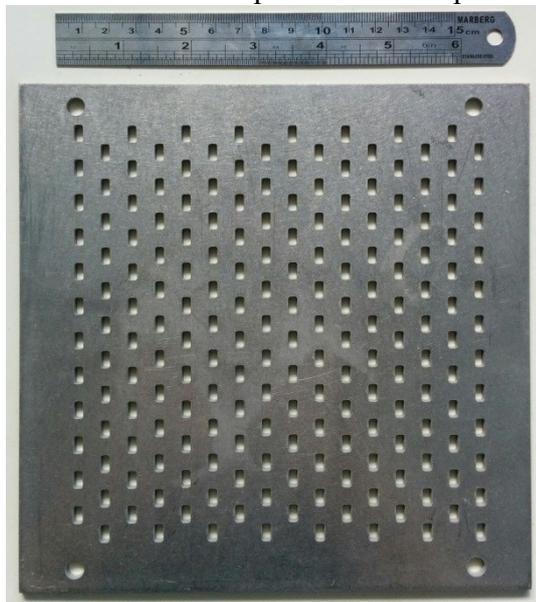
## 3.2 CÉLULAS

Uma célula é construída pelo empilhamento das placas em sequências e posições pré-definidas. Ela representa a menor unidade funcional dos equipamentos, pois através dela se dá a troca de energia térmica entre dois fluidos de trabalho. Desta maneira, a formação do trocador de calor compacto é modular, através do empilhamento de quantas células forem necessárias. No presente trabalho, conceberam-se dois tipos diferentes de células, e o processo de formação de cada uma é descrito a seguir.

### 3.2.1 Célula 1

Iniciou-se o processo de empilhamento desta célula com a placa 1, ilustrada na Figura 3.3. Ela possui 192 canais retangulares, que possuem dimensões de 3 mm de base 6 mm de altura, resultando em um diâmetro hidráulico de 4 mm.

Figura 3.3 – Placa 1 no processo de empilhamento.

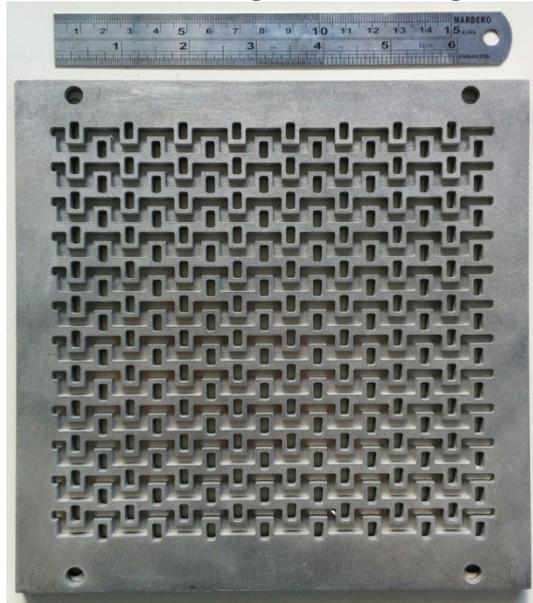


Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Na sequência, posicionou-se a placa 2 de maneira que os canais retangulares ficassem alinhados aos da placa 1, conforme ilustrado na Figura 3.4. Ela contém 192 canais idênticos aos da placa anterior, permitindo que o fluido continue escoando na mesma direção e sentido. Adicionalmente, possui 12 canais em forma de ‘S’ com 3 mm de altura, por onde escoo o segundo fluido de trabalho, em sentido perpendicular ao fluido que escoo nos canais

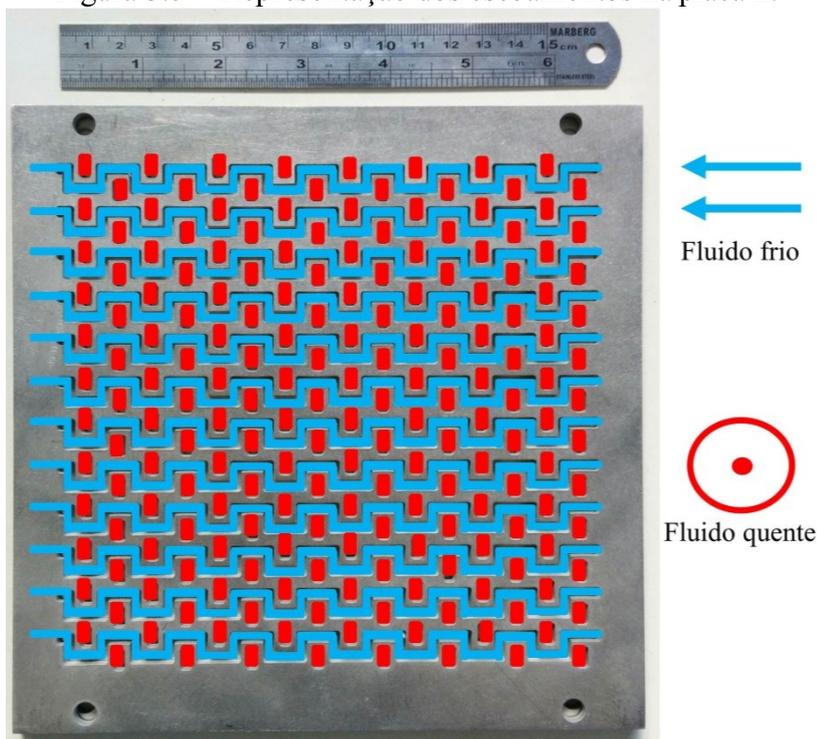
retangulares. Portanto, a placa 2 é o principal meio que permite a transferência de calor entre os fluidos, resultando em um trocador de calor de fluxo cruzado. A Figura 3.5 ilustra a direção e o sentido dos fluxos na placa 2, com a seta azul representando o fluido frio nos canais 'S' e a seta vermelha representando o fluido quente nos canais retangulares.

Figura 3.4 – Placa 2 no processo de empilhamento.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.5 – Representação dos escoamentos na placa 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

O processo de empilhamento prosseguiu com outra placa 2, com o objetivo de permitir uma maior seção de escoamento ao fluido de trabalho que percorre os canais ‘S’. Como as placas possuem 3 mm de espessura, a placa 2 adicional faz com que os canais ‘S’ fiquem com 3 mm de altura e 6 mm de largura, resultando em um diâmetro hidráulico de 4 mm, idêntico ao dos canais retangulares por onde escoava o outro fluido. Além disso, o aumento da espessura de parede confere maior resistência às pressões nas quais as placas são submetidas no forno de união por difusão. A formação da célula continuou com a adição de uma placa 1 idêntica à primeira. Posteriormente, adicionou-se a placa 3, que aumenta a seção de escoamento do fluido nos canais retangulares, conforme ilustra a Figura 3.6.

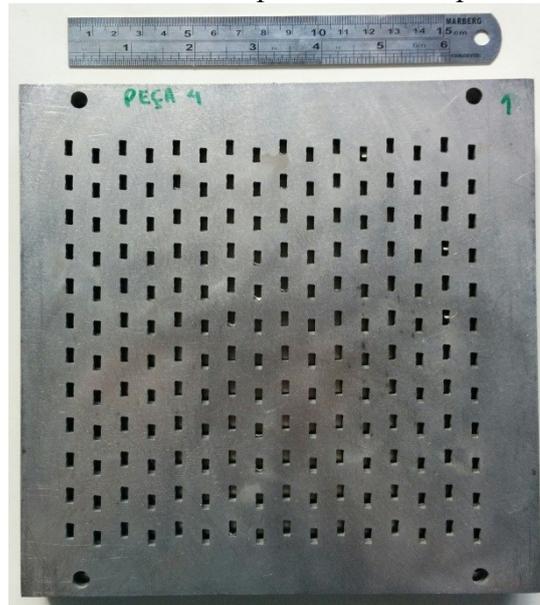
Figura 3.6 – Placa 3 no processo de empilhamento.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

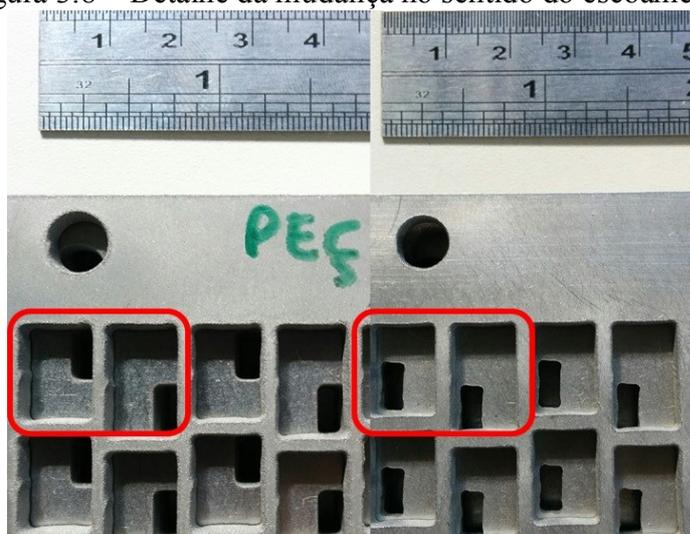
Posteriormente, adicionou-se a placa 4 na sequência de empilhamento, como retrata a Figura 3.7. Ela também possui 192 canais retangulares com 3 mm de base e 6 mm de altura. Juntamente com a placa 3 anterior, a placa 4 promove uma mudança de sentido ao escoamento do fluido nos canais retangulares, como destaca a Figura 3.8. A placa 3, como visto, permitiu uma ampliação da seção transversal na qual o fluido escoava. Na placa 4, os canais retangulares foram projetados para não se alinharem aos canais da placa 1. Assim, o aumento da seção transversal conferido pela placa 3 e a disposição dos canais em posições diferentes na placa 4 fez com que houvesse uma mudança no sentido do escoamento do fluido. Portanto, devido a esse não alinhamento entre os canais retangulares, formam-se os canais tridimensionais.

Figura 3.7 – Placa 4 no processo de empilhamento.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.8 – Detalhe da mudança no sentido do escoamento.



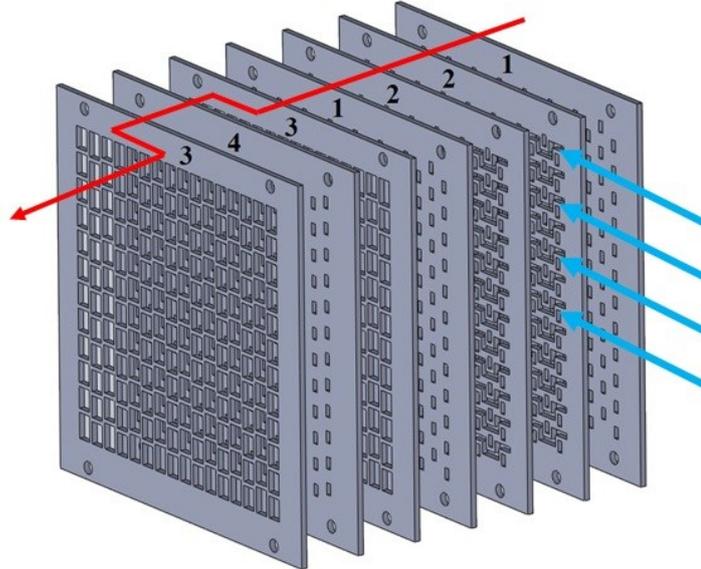
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Após a placa 4, finalizou-se a sequência de empilhamento para formação da célula 1 com a adição de uma placa 3. Ela faz com que a seção de escoamento do fluido nos canais retangulares tridimensionais aumente novamente. Deste modo, permite-se o acoplamento de outras células idênticas, iniciando novamente pela placa 1; ou seja, a formação do núcleo do trocador de calor compacto com canais tridimensionais é composta por quantas células forem necessárias, de acordo com os requisitos de projeto.

O processo de empilhamento que resultou na célula 1 é composto pela seguinte sequência de placas: 1-2-2-1-3-4-3. A Figura 3.9 ilustra a disposição das placas na célula 1, e a Figura 3.10 representa uma vista de seção de um trocador de calor formado pelo

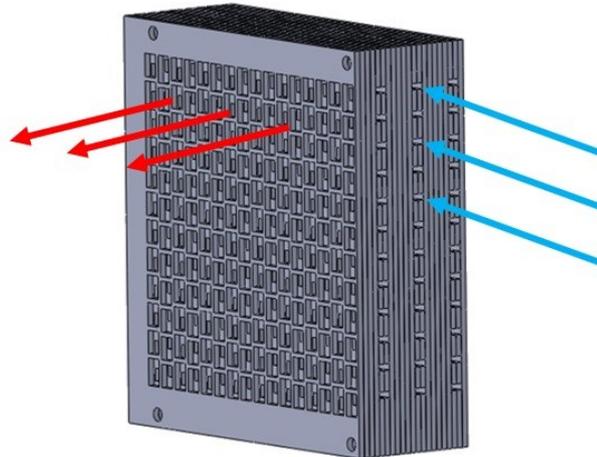
empilhamento de três destas células. A seta vermelha representa a direção e as variações no sentido do escoamento do fluido pelos canais tridimensionais, enquanto as setas azuis representam a direção e o sentido de escoamento do fluido de trabalho nos canais ‘S’.

Figura 3.9 – Sequência de empilhamento das placas na célula 1.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.10 – Trocador de calor formado pela célula 1.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

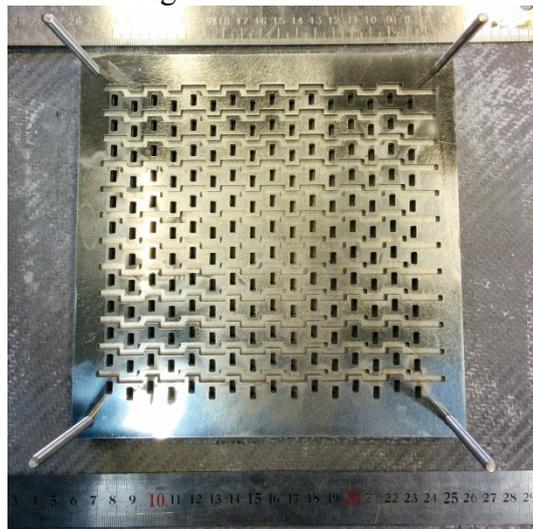
### 3.2.2 Célula 2

Projetou-se a célula 2 com o objetivo aumentar o número de canais de escoamento do fluido de trabalho nos canais ‘S’, em relação à célula 1. Para isso, ela foi composta pelas

mesmas placas da célula 1, com a adição de uma placa projetada especificamente para ser utilizada em sua sequência de empilhamento.

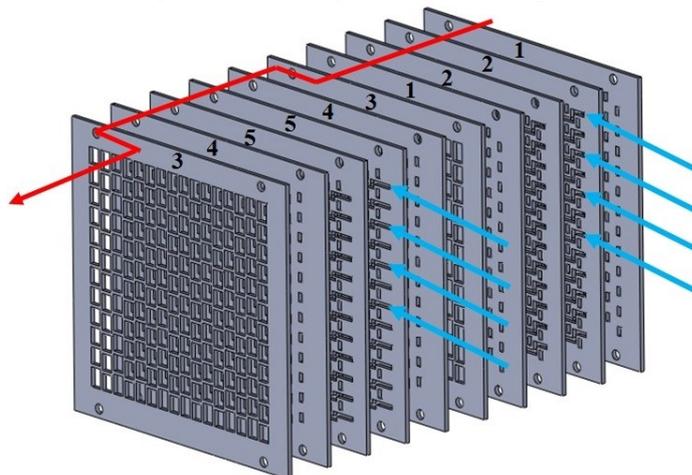
A placa adicional projetada para a célula 2 foi denominada de placa 5 e pode ser visualizada na Figura 3.11. Ela é composta de 192 canais retangulares que possuem 3 mm de base e 6 mm de altura, resultando em um diâmetro hidráulico de 4 mm, e de 12 canais ‘S’ com 3 mm de altura. Ela é similar à placa 2, onde os canais retangulares são alinhados com os canais da placa 1. Entretanto, na placa 5, os canais retangulares são alinhados aos canais da placa 4. Assim, a célula 2 é composta pela seguinte sequência de empilhamento de placas, representada na Figura 3.12: 1-2-2-1-3-4-5-5-4-3. As placas adicionais fazem com que haja o dobro de canais ‘S’ na célula 2 em relação à célula 1, aumentando a área livre do fluido frio e a área de transferência de calor total de ambos os escoamentos.

Figura 3.11 – Placa 5.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

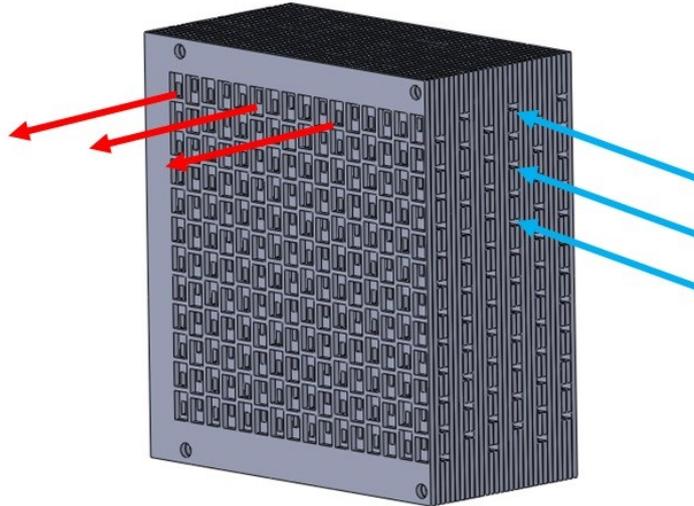
Figura 3.12 – Sequência de empilhamento das placas na célula 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 3.13 ilustra um trocador de calor formado pelo empilhamento de três células 2. Comparando-o com o trocador de calor da Figura 3.10, formado pela célula 1, percebe-se que o número de canais ‘S’ foi dobrado. Portanto, aumentou-se a área de transferência de calor total do lado frio e do lado quente, visto que o número de placas é maior.

Figura 3.13 – Trocador de calor formado pela célula 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

### 3.2.3 Célula de testes

Previamente à construção dos trocadores de calor compactos, fabricou-se uma célula de testes baseada na célula 1, com o objetivo de analisar aspectos construtivos em relação ao processo de empilhamento e avaliar a microestrutura resultante da união por difusão. Dessa forma, foi possível verificar a adequação dos parâmetros utilizados no forno para unir as placas, como também a forma resultante da geometria dos canais de escoamento.

Inicialmente, as placas foram polidas com uma lixadeira angular para remoção de defeitos de superfície e lavadas com água e sabão para a remoção de impurezas. Posteriormente, realizou-se um banho ultrassônico com álcool etílico e água para uma melhor limpeza, necessária ao processo de união por difusão. Após o banho ultrassônico, as placas foram manipuladas com luvas para evitar contaminação. Na sequência, elas foram limpas com álcool isopropílico para reduzir o processo de oxidação e facilitar o processo de união por difusão do material. Finalizada a limpeza e a preparação das superfícies, iniciou-se o processo de empilhamento da célula 1 descrito anteriormente.

Inseriu-se a célula montada no forno prensa de alto vácuo para o processo de união por difusão. Os parâmetros utilizados no forno durante o procedimento foram: temperatura de 1040 °C, pressão de 10 MPa e tempo de duração do ciclo de 90 minutos. Eles foram escolhidos com base em experiências anteriores do laboratório para a fabricação de trocadores de calor de aço inoxidável AISI 316L (19).

Finalizada a união, utilizou-se uma máquina de corte em jato d'água para abrir um dos lados do escoamento dos canais 'S', conforme mostra a Figura 3.14, com o objetivo de realizar um teste de estanqueidade na célula. Para isso, um bocal foi acoplado e soldado na abertura e, posteriormente, realizou-se vácuo no interior do dispositivo. Em seguida, injetou-se água até uma pressão de 20 MPa. O procedimento não resultou em vazamentos ou modificações estruturais visíveis. Um teste manual com seringa e água também foi realizado individualmente em cada canal retangular, constatando-se a continuidade e a não comunicação dos canais de escoamento.

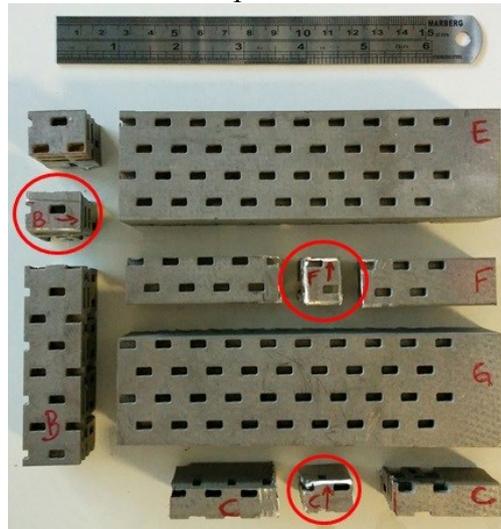
Figura 3.14 – Célula de testes e bocal.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Com o objetivo de melhor averiguar a adequação dos parâmetros utilizados na união por difusão das placas, realizou-se uma análise metalográfica de diferentes regiões da estrutura interna da célula de testes. Para isso, ela foi seccionada para a obtenção de amostras, como ilustra a Figura 3.15. Buscou-se analisar regiões distintas a fim de melhor representar o aspecto geral da microestrutura interna do equipamento como resultado do processo de união por difusão. Assim, escolheram-se amostras das regiões B, C e F, indicadas na imagem. Ressalta-se que os cortes para a retirada das amostras foram realizados com serra manual e a frio, evitando altas temperaturas que poderiam causar alterações estruturais nas seções, caso o corte fosse realizado com ferramentas de alta rotação (27).

Figura 3.15 – Amostras para análise microestrutural.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Após os cortes, removeram-se as rebarbas nos cantos das amostras para a etapa de embutimento a frio, como ilustra a Figura 3.16. Cada amostra foi inserida em um molde plástico próprio que foi preenchido com resina e catalisador. Posteriormente, as peças foram colocadas em uma câmara de vidro para a cura, onde se realizou vácuo a fim de evitar a formação de bolhas de ar no interior da resina.

Figura 3.16 – Preparação das amostras para as micrografias.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

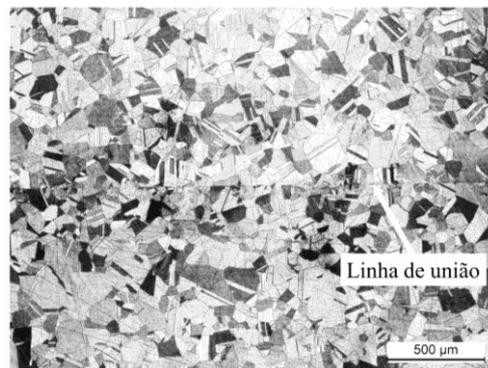
Finalizada a cura da resina, as amostras foram removidas dos moldes para a etapa de lixamento. Para isso, utilizou-se uma poltriz metalográfica com lixas d'água fixadas em discos rotativos. A sequência de preparação se deu com lixas de tamanhos de grãos abrasivos decrescentes e mediante refrigeração em água (27).

Na sequência, realizou-se o polimento das amostras na politriz metalográfica com pano especial, utilizando pasta de diamante com granulometria média de  $1\ \mu\text{m}$  como abrasivo. Assim, atinge-se alta qualidade de acabamento e grande taxa de remoção de material. Durante o polimento utilizou-se álcool etílico para refrigeração, bem como para evitar o surgimento de riscos na seção de análise das amostras (27).

O ataque químico foi a última etapa para a revelação da microestrutura das amostras, realizado através da imersão das mesmas em nital durante alguns segundos. Após o procedimento, utilizou-se um microscópio óptico para analisar a microestrutura revelada.

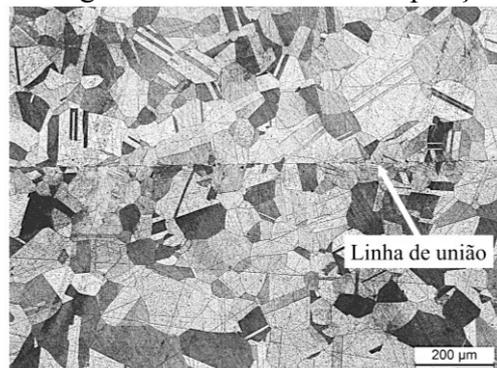
A Figura 3.17 ilustra a microestrutura de uma região da amostra ‘B’ na união entre duas placas, com ampliação de 50 vezes. É possível observar que a linha de união das placas não é completamente contínua, evidenciando que houve difusão de material entre os contornos de grãos durante o processo. Nota-se também que praticamente não há vazios na região de ligação das placas. A Figura 3.18 representa a mesma região da amostra ‘B’ com ampliação de 100 vezes. As mesmas observações seguem para as Figuras 3.19 a 3.22, que demonstram as micrografias das amostras ‘C’ e ‘F’.

Figura 3.17 – Micrografia da amostra ‘B’: ampliação em 50 vezes.



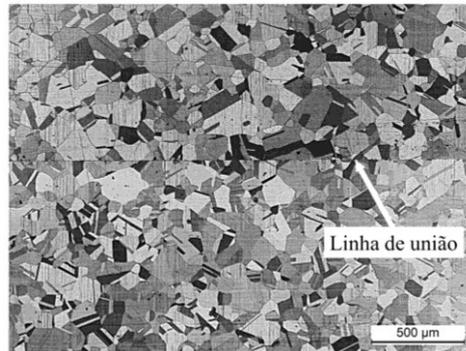
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.18 – Micrografia da amostra ‘B’: ampliação em 100 vezes.



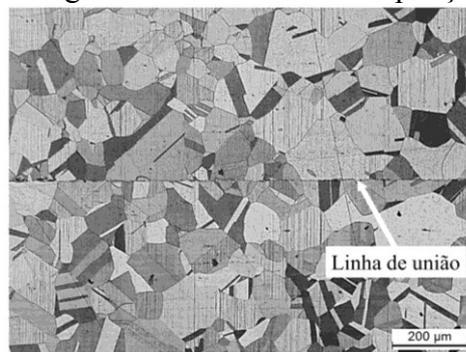
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.19 – Micrografia da amostra ‘C’: ampliação em 50 vezes.



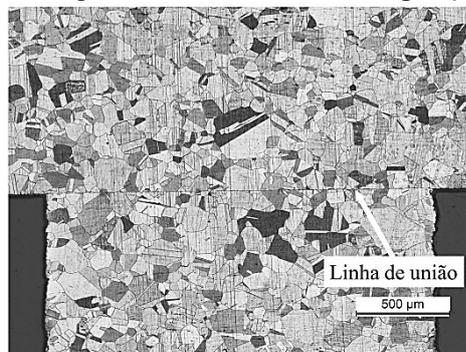
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.20 – Micrografia da amostra ‘C’: ampliação em 100 vezes.



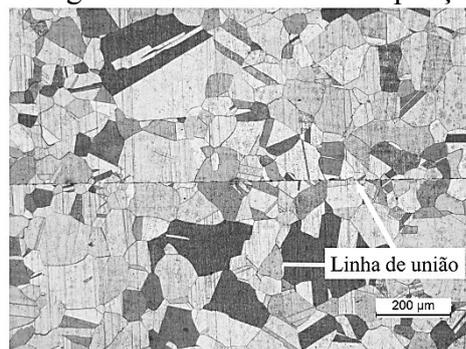
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.21 – Micrografia da amostra ‘F’: ampliação em 50 vezes.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.22 – Micrografia da amostra ‘F’: ampliação em 100 vezes.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

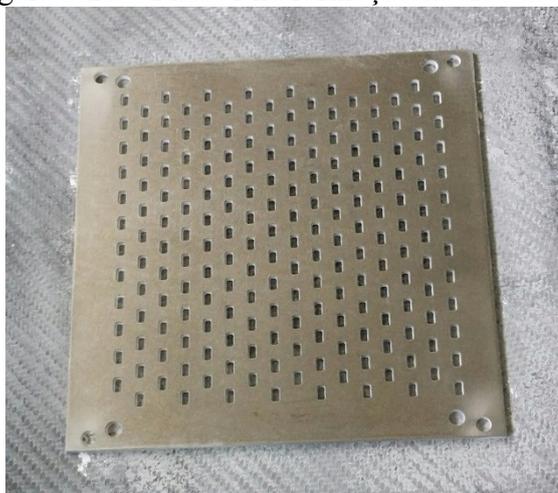
Pelas análises microestruturais realizadas, observou-se uma boa qualidade na união das placas, com ausência de vazios ao longo das linhas de união e difusão de material através dos contornos de grãos. Somando a isso o resultado dos testes de estanqueidade e a verificação de que os canais não continham vazamentos, concluiu-se que os parâmetros utilizados no forno para a união por difusão das placas foram adequados. Portanto, utilizaram-se os mesmos parâmetros para fabricar os trocadores de calor desenvolvidos no presente projeto.

### 3.3 TROCADOR DE CALOR 1

Após as análises da célula de testes resultante da união por difusão, foi fabricado um trocador de calor compacto utilizando a célula 1 descrita anteriormente, dispositivo que foi denominado de trocador de calor 1 no presente projeto. A célula 1 é constituída por 7 placas e o núcleo do trocador 1 foi formado por 3 destas células, resultando em um total de 21 placas.

Iniciou-se o processo de empilhamento com a placa 1 posicionada diretamente na matriz do forno, como mostra a Figura 3.23. Óxido de alumínio foi adicionado na seção da placa que ficou em contato direto com o forno para que não houvesse união com a matriz.

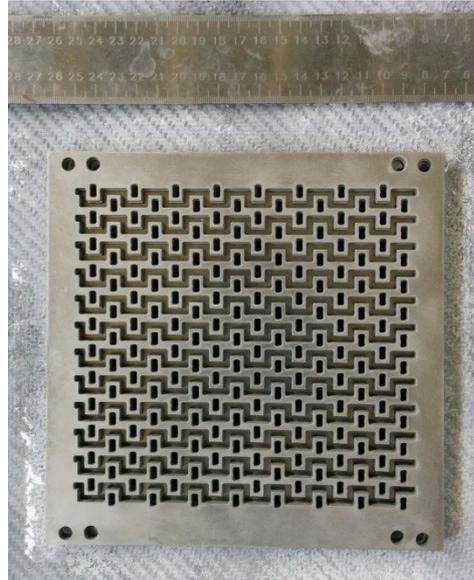
Figura 3.23 – Placa 1 na formação do trocador 1.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A seguir, o empilhamento continuou com a placa 2, como ilustra a Figura 3.24. A sequência de empilhamento é análoga à descrita na seção 3.2.1, composta pelas placas 1-2-2-1-3-4-3.

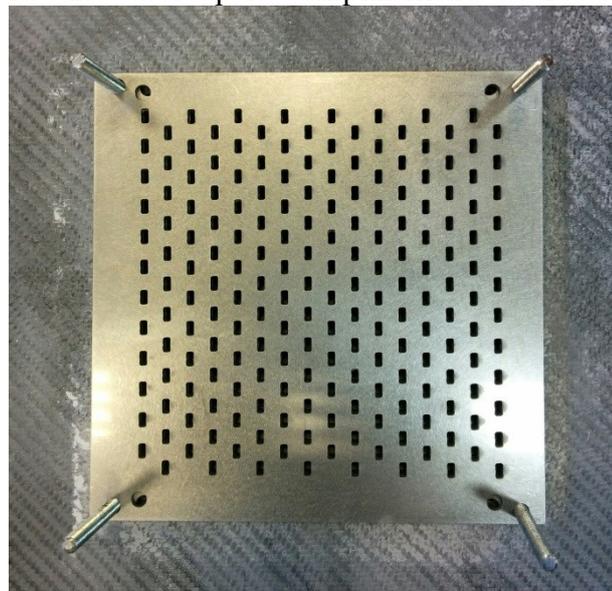
Figura 3.24 – Placa 2 na formação do trocador 1.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

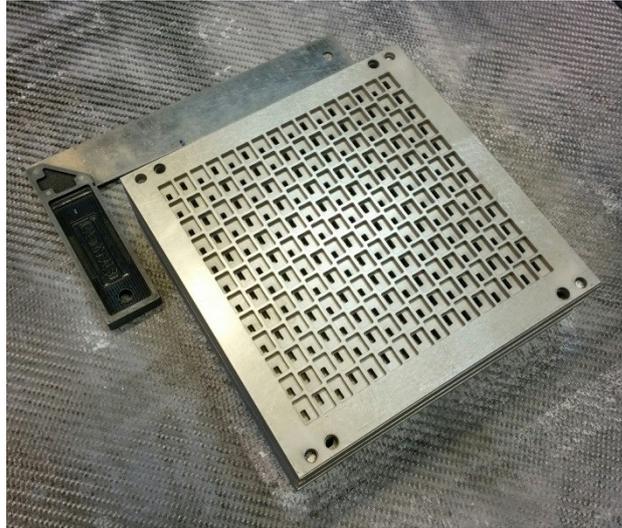
Para garantir o alinhamento das placas, e conseqüentemente a formação adequada dos canais de escoamento dos fluidos, foram utilizadas barras roscadas como guias nas bordas das chapas, conforme mostra a Figura 3.25. O conjunto completo e empilhado das placas antes de ir ao forno de união por difusão pode ser visualizado na Figura 3.26, e a Figura 3.27 demonstra as peças no interior do forno de união por difusão.

Figura 3.25 – Guias para o empilhamento do trocador 1.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.26 – Trocador 1 posicionado para a união por difusão.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.27 – Trocador 1 no forno de união por difusão.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Após a união por difusão, foi removido o excesso de material nas bordas do núcleo, através de cortes realizados com jato d'água. Assim, todos os canais foram abertos, bastando em seguida acoplar os bocais para permitir a circulação dos fluidos e a montagem do dispositivo na bancada experimental.

Os bocais utilizados neste dispositivo foram fabricados em aço inoxidável AISI 316L e em formato de meia-cana. O trocador de calor 1 com os bocais soldados é ilustrado na Figura 3.28.

Figura 3.28 – Trocador de calor 1 com bocais instalados.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Tabela 3.1 apresenta os principais parâmetros geométricos do trocador de calor 1, essenciais para a análise do seu desempenho térmico. Por se tratar de um trocador de calor assimétrico, alguns parâmetros possuem valores diferentes para cada região de escoamento.

Tabela 3.1 – Parâmetros geométricos do trocador 1.

Parâmetro	Lado frio	Lado quente
Sequência de empilhamento	1-2-2-1-3-4-3	
Número de placas	21	
$N_{canais}$ [-]	36	192
$Pe_{canal}$ [m]	0,018	0,018
$D_h$ [m]	0,0040	0,0040
$A_{st,canal}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000018	0,000018
$A_{fr}$ [m <sup>2</sup> ]	0,010	0,026
$A_{livre}$ [m <sup>2</sup> ]	0,00065	0,0035
$A_t$ [m <sup>2</sup> ]	0,17	0,29
$V_t$ [m <sup>3</sup> ]	0,00017	0,00046
$\beta$ [m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	1000	630

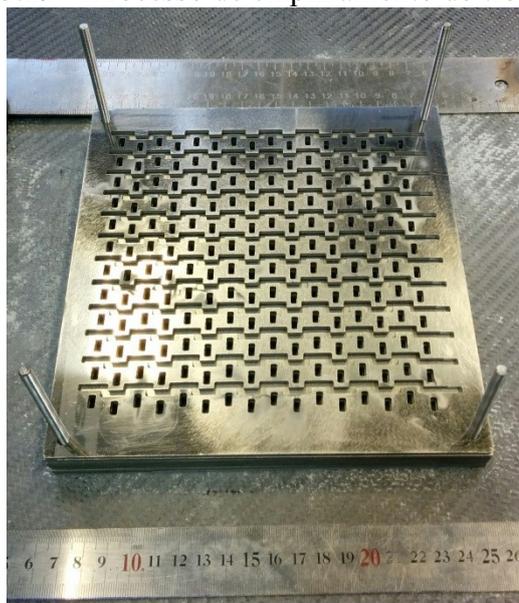
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

### 3.4 TROCADOR DE CALOR 2

O trocador de calor 2 foi construído através da célula 2 descrita na seção 3.2.2, posicionando-se a placa 1 na matriz do forno e inserindo-se as demais placas na sequência especificada. Barras roscadas e esquadros também foram utilizados para manter o

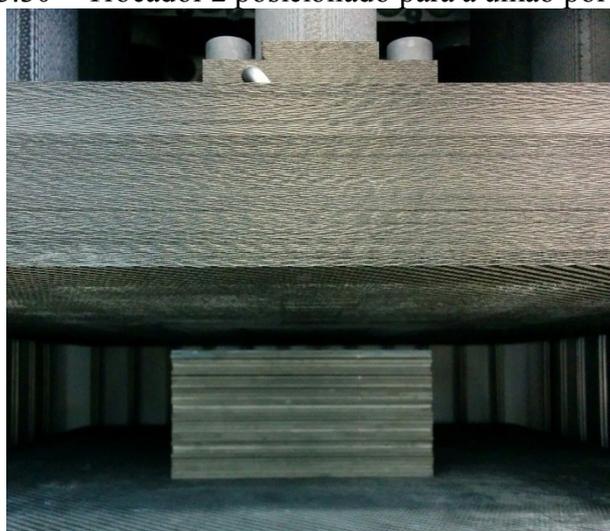
alinhamento das placas no processo de empilhamento, representado na Figura 3.29. Após o procedimento, o dispositivo foi inserido no forno de união por difusão, conforme ilustra a Figura 3.30. Na sequência, os canais foram abertos e os excessos de material nas bordas removidos através do corte em jato d'água no LABTUCAL. O trocador de calor 2 finalizado é ilustrado na Figura 3.31.

Figura 3.29 – Processo de empilhamento do trocador 2.



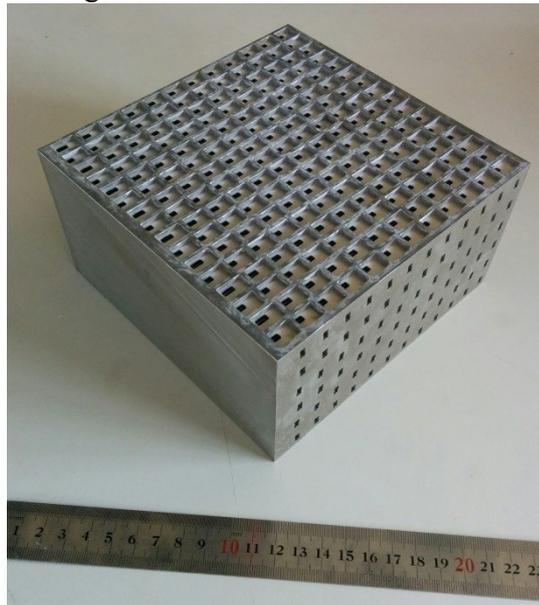
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.30 – Trocador 2 posicionado para a união por difusão.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.31 – Trocador de calor 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Tabela 3.2 ilustra os principais parâmetros geométricos do trocador de calor 2. Como este também é um dispositivo com as seções de escoamento assimétricas, alguns parâmetros apresentam valores distintos para cada região de escoamento.

Tabela 3.2 – Parâmetros geométricos do trocador 2.

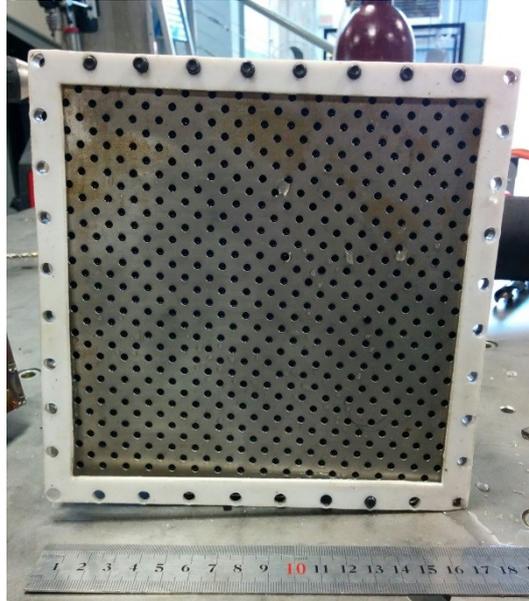
Parâmetro	Lado frio	Lado quente
Sequência de empilhamento	1-2-2-1-3-4-5-5-4-3	
Número de placas	30	
$N_{canais}$ [-]	72	192
$Pe_{canal}$ [m]	0,018	0,018
$D_h$ [m]	0,0040	0,0040
$A_{st,canal}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000018	0,000018
$A_{fr}$ [m <sup>2</sup> ]	0,015	0,026
$A_{livre}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0013	0,0035
$A_t$ [m <sup>2</sup> ]	0,33	0,38
$V_t$ [m <sup>3</sup> ]	0,00033	0,00055
$\beta$ [m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	1000	691

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Neste trocador de calor foram utilizados bocais de aço inoxidável AISI 316L e em formato de meia-cana, com retificadores de fluxo na entrada para garantir uma melhor distribuição dos fluidos de trabalho no interior do dispositivo. Estudos realizados no LABTUCAL constataram a uniformidade e a boa distribuição dos escoamentos, bem como

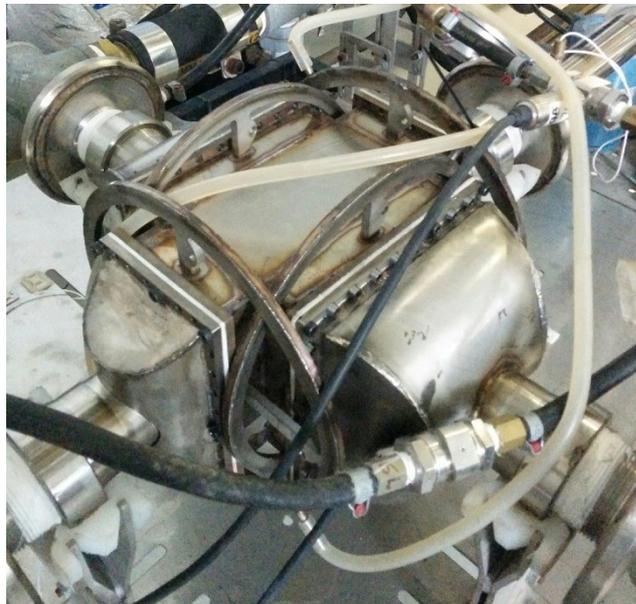
uma baixa perda de carga ocasionada pelos bocais. A Figura 3.32 ilustra um bocal com o retificador de fluxo utilizado, e a Figura 3.33 mostra o trocador de calor 2 com os bocais instalados.

Figura 3.32 – Bocal com retificador de fluxo.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 3.33 – Trocador de calor 2 com bocais instalados.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

## 4 ESTUDO EXPERIMENTAL

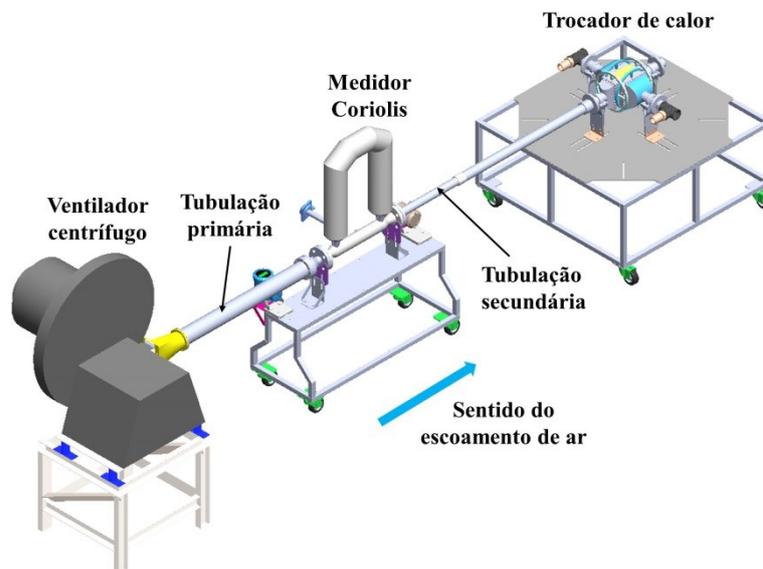
No presente capítulo é descrita a análise experimental dos dispositivos desenvolvidos. Primeiramente, apresenta-se a bancada de testes e seus principais componentes. Na sequência, discorre-se sobre as características dos testes realizados e a metodologia de cálculo para avaliar o desempenho térmico real dos trocadores de calor.

### 4.1 BANCADA EXPERIMENTAL

Com o objetivo de realizar testes experimentais em trocadores de calor, foi projetada e construída uma bancada que permite a avaliação de parâmetros de desempenho térmico e hidrodinâmico. Destaca-se que ela já estava pronta e em operação para projetos anteriores do LABTUCAL.

A seção de experimentos consiste em dois ramais para os fluidos de trabalho. A Figura 4.1 ilustra o ramal frio com seus componentes. O ar, fluido frio, é impulsionado para o interior do trocador de calor na temperatura ambiente, por meio de um ventilador centrífugo e através de uma tubulação primária com 10,16 cm de diâmetro interno. Na sequência, ele percorre um medidor de vazão Coriolis *ELITE*<sup>®</sup> *CMF200M*, e passa por uma tubulação secundária antes de entrar no dispositivo. A vazão mássica de ar é alterada através de um inversor de frequência que permite variar a rotação do ventilador centrífugo.

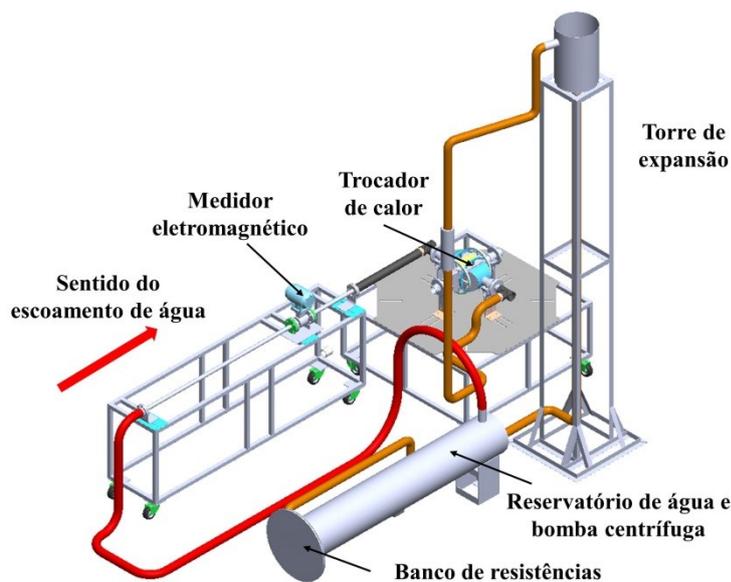
Figura 4.1 – Ramal frio.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

O ramal quente é ilustrado na Figura 4.2. A água, fluido quente, é armazenada no reservatório e aquecida através de um banco de resistências elétricas com potências reguladas por um controlador proporcional, integral e derivativo. Uma bomba centrífuga impulsiona o fluido através de mangueiras poliméricas até uma tubulação de aço inoxidável com uma polegada de diâmetro interno, e antes de entrar no trocador de calor, sua vazão mássica é aferida através de um medidor de vazão eletromagnético *Rosemount*<sup>®</sup> 8732. Ele é instalado após uma distância equivalente a cinco diâmetros da tubulação. Após sair do trocador, a água segue para a torre de expansão, composta por um balde de coleta aberto ao ambiente, situado a aproximadamente 3 metros de altura. Além de evitar que haja deterioração das mangueiras poliméricas, a torre de expansão permite que o fluido possa expandir-se e contrair-se livremente conforme sua temperatura varie, sem que a pressão se altere ao longo do circuito.

Figura 4.2 – Ramal quente.



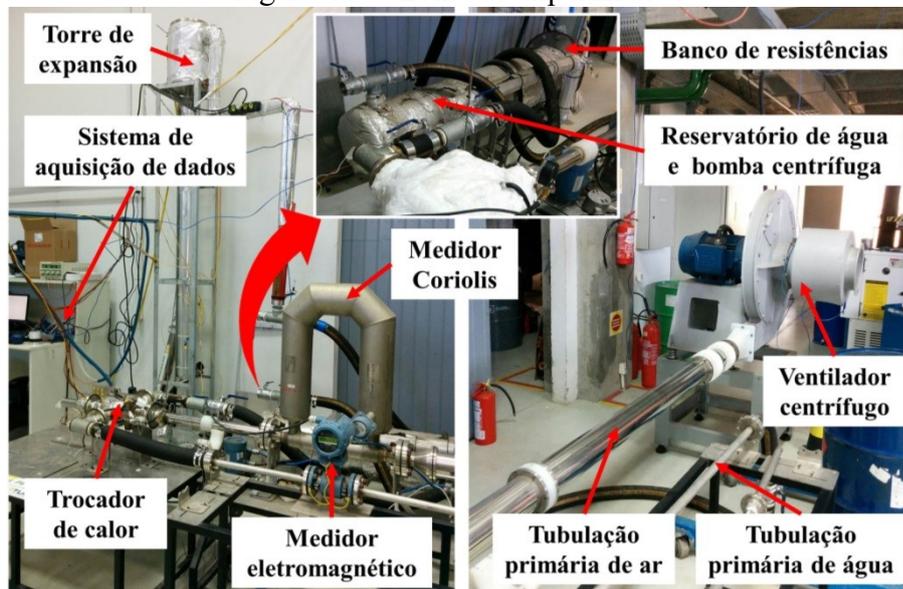
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Após a montagem dos trocadores na bancada, eles foram isolados termicamente com lã de vidro para minimizar as trocas de calor com o ambiente. Sensores de temperatura RTD Pt-100 *Omega*<sup>™</sup>, modelo *P-M-1/3-1/8-6-3/8-T-3*, foram instalados na entrada e na saída dos bocais de conexão em cada ramal para a verificação das respectivas temperaturas. Além disso, instrumentaram-se os dispositivos com termopares do tipo K para o controle dos níveis de temperatura em algumas regiões dos equipamentos. A perda de carga em cada corrente de fluido foi avaliada por sensores diferenciais *Omega*<sup>™</sup> série *PX409*. Eles foram instalados em discos metálicos possuindo quatro aberturas com ângulo de 90° entre si, localizados a

montante dos bocais de entrada e a jusante dos bocais de saída. Manômetros analógicos foram instalados nos bocais de entrada para a verificação da pressão manométrica. A Figura 4.3 ilustra toda a bancada experimental, e a Figura 4.4 demonstra os trocadores instalados e prontos para os testes.

Os parâmetros de desempenho foram coletados através de uma placa de aquisição de dados *National Instruments*<sup>™</sup> *cDAQ-9178* conectada a um computador. Para a leitura e processamento dos dados, utilizou-se o programa *LabVIEW*<sup>®</sup>. Os dados experimentais foram armazenados em arquivos de texto e tratados posteriormente no *Microsoft*<sup>®</sup> *Excel*. A análise de incerteza dos parâmetros obtidos é descrita no Apêndice A.

Figura 4.3 – Bancada experimental.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 4.4 – Trocadores de calor instalados na bancada.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

## 4.2 CARACTERÍSTICAS DOS TESTES REALIZADOS

Estabeleceram-se dois valores fixos para a temperatura de entrada da água: 70 °C e 80 °C. Para cada um destes níveis de temperatura, a vazão mássica de água foi mantida constante em dois valores distintos: 1,35 kg/s e 0,90 kg/s. Portanto, foram criadas 4 condições de testes para a água em cada trocador de calor com o objetivo de avaliar seus desempenhos térmicos. Em cada uma delas, a vazão mássica de ar foi variada em 10 diferentes níveis, resultando em 40 testes para cada dispositivo. Esses valores de vazão de ar foram obtidos através da verificação dos valores mínimo e máximo gerados pelo ventilador centrífugo. A Tabela 4.1 apresenta as condições dos testes experimentais realizados para o trocador 1, e a Tabela 4.2 para o trocador 2.

Tabela 4.1 – Condições dos testes experimentais para o trocador 1.

Temperatura de entrada da água - $T_{q,e}$ [°C]	Vazão mássica de água - $\dot{m}_q$ [kg/s]	Varição da vazão mássica de ar - $\dot{m}_f$ [kg/s]	Incremento da vazão mássica de ar [kg/s]
80	1,35	0,0110 – 0,0240	0,0014
	0,90		
70	1,35	0,0110 – 0,0240	
	0,90		

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Tabela 4.2 – Condições dos testes experimentais para o trocador 2.

Temperatura de entrada da água - $T_{q,e}$ [°C]	Vazão mássica de água - $\dot{m}_q$ [kg/s]	Varição da vazão mássica de ar - $\dot{m}_f$ [kg/s]	Incremento da vazão mássica de ar [kg/s]
80	1,35	0,0152 – 0,0415	0,0029
	0,90		
70	1,35	0,0152 – 0,0415	
	0,90		

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Para execução dos testes, inicialmente foi estabelecida a temperatura de entrada da água no trocador e sua vazão mássica. Na sequência, o ventilador centrífugo foi acionado e selecionava-se o menor nível de vazão mássica do ar, controlando a rotação através do inversor de frequência. O regime permanente foi identificado quando as leituras dos parâmetros no *LabVIEW*<sup>®</sup> não mais se alteravam. No regime permanente o teste era iniciado, e as medições foram realizadas uma vez por segundo durante 300 segundos. Ao final do teste,

variava-se a vazão mássica de ar até o próximo nível e repetia-se o procedimento até que o último valor fosse atingido.

Para identificar cada um dos testes, utilizou-se uma nomenclatura composta pela sequência: temperatura da água, vazão mássica de água e número de 01 a 10 que identifica a vazão mássica de ar, do menor para o maior nível. Por exemplo, o teste 8013501 representa a condição experimental em que a água entra no trocador a 80 °C e com vazão mássica de 1,35 kg/s, com a vazão mássica de ar no menor nível. O teste 7009010, por sua vez, representa a condição de água a 70 °C e com vazão mássica de 0,90 kg/s, e a vazão mássica de ar no maior nível.

### 4.3 ANÁLISE TÉRMICA

Para a análise experimental do desempenho térmico dos trocadores de calor desenvolvidos, foram obtidas as temperaturas na entrada e na saída de ambos os fluidos de trabalho, bem como suas vazões mássicas. Utilizou-se a corrente de ar (fluido frio) para realizar os cálculos, visto que as variações das temperaturas da água entre a entrada e a saída dos trocadores foram muito pequenas, ficando dentro do intervalo de incerteza de medição. Por isso, será utilizado o subíndice  $f$  nas equações a seguir. As propriedades termofísicas indicadas foram calculadas na temperatura média entre as temperaturas na entrada e na saída dos trocadores.

O número de Reynolds experimental para a corrente de ar foi calculado por:

$$Re_{D_{h,f}} = \frac{\dot{m}_f D_{h,f}}{\mu_f A_{livre,f}} \quad (4.1)$$

onde  $\dot{m}_f$  é a vazão mássica e  $\mu_f$  é a viscosidade dinâmica do ar,  $D_{h,f}$  é o diâmetro hidráulico do canal e  $A_{livre,f}$  a área livre da seção.

Obteve-se a taxa de transferência de calor experimental do trocador de calor por:

$$q_{exp} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (4.2)$$

onde  $T_{f,s}$  e  $T_{f,e}$  são, respectivamente, a temperatura de saída e entrada de ar no trocador, e  $c_{p,f}$  é o calor específico a pressão constante do ar.

Através da Equação 4.2 e da Equação 2.46 (considerando  $F=1$ , pois a temperatura da água praticamente não variou entre a entrada e a saída do dispositivo) foi possível obter a condutância térmica global experimental do trocador de calor:

$$UA_{exp} = \frac{q_{exp}}{\Delta T_{ml}} \quad (4.3)$$

onde  $\Delta T_{ml}$  é dada pela Equação 2.47.

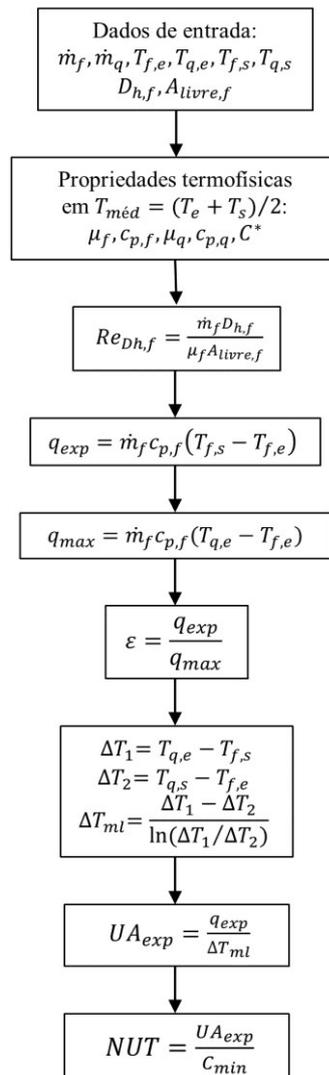
Calculou-se a efetividade térmica do dispositivo por:

$$\varepsilon = \frac{q_{exp}}{q_{max}} \quad (4.4)$$

onde a taxa de transferência de calor máxima  $q_{max}$  foi obtida pela Equação 2.36.

O  $NUT$  pode então ser calculado pela Equação 2.39. A Figura 4.5 mostra o fluxograma do procedimento empregado para o cálculo dos parâmetros experimentais, e o Apêndice B apresenta os principais valores obtidos.

Figura 4.5 – Procedimento de cálculo experimental.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

## 5 ESTUDO ANALÍTICO E NUMÉRICO

Neste capítulo são descritos os modelos matemáticos desenvolvidos para obter os parâmetros de desempenho teóricos dos trocadores de calor. Primeiramente, um modelo analítico para calcular a resistência térmica de condução é apresentado. A seguir, apresenta-se o modelo numérico utilizado para comparação ao modelo analítico da resistência de condução. Na sequência, apresentam-se as correlações de fator de atrito ajustado, obtidas através de um modelo de regressão não linear. Por fim, tem-se o modelo térmico, que utiliza as considerações realizadas anteriormente, para o cálculo da taxa de transferência de calor, efetividade térmica e condutância térmica global dos trocadores de calor.

### 5.1 MODELO ANALÍTICO DA CONDUÇÃO DE CALOR

Como já discutido, através da Equação 2.30, é possível obter a condutância térmica global do trocador de calor. Dependendo dos fluidos utilizados e de seus estados físicos, a resistência térmica de convecção em um dos escoamentos pode ser muitas ordens de grandeza superior ao do outro. A parcela da resistência térmica de condução muitas vezes é negligenciada, devido ao pequeno valor da espessura de condução  $\delta_p$  e do valor elevado do produto da condutividade térmica do material pela área de condução (1, 2). Entretanto, à medida que a tecnologia de trocadores de calor compactos se desenvolve, gerando canais cada vez menores e mais tortuosos, os coeficientes de transferência de calor por convecção tendem a um patamar e a importância da condução de calor aumenta. Desta forma, modelos confiáveis de condução de calor são necessários, pois é através da geometria das paredes sólidas que é possível controlar a parcela de transferência de calor por condução do dispositivo.

Considerando um sistema tridimensional de coordenadas, pode-se definir um vetor espessura  $\vec{\delta}_p$  que leve em conta a condução de calor em cada um de seus eixos, ou seja:

$$\vec{\delta}_p = \delta_x \hat{i} + \delta_y \hat{j} + \delta_z \hat{k} \quad (5.1)$$

onde  $\delta_x$ ,  $\delta_y$  e  $\delta_z$  representam, respectivamente, as espessuras de condução de calor nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ .

As espessuras de condução nos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$  são obtidas através de uma média ponderada em relação à área total de transferência de calor por condução da célula unitária, através de:

$$\delta_{eixo} = \frac{\sum_{i=1}^n (\delta_{eixo,i} A_{p,i})}{A_{p,cel}} \quad (5.2)$$

onde  $eixo$  representa os eixos coordenados  $x$ ,  $y$  e  $z$ ,  $n$  é o número de espessuras locais associadas ao respectivo eixo e  $A_{p,cel}$  é a área total de transferência de calor por condução da célula unitária, dada pela soma de todas as áreas locais de condução  $A_{p,i}$ .

A norma do vetor espessura é dada por:

$$\|\delta_p\| = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2 + \delta_z^2} \quad (5.3)$$

A resistência térmica de condução pode então ser obtida através de (2):

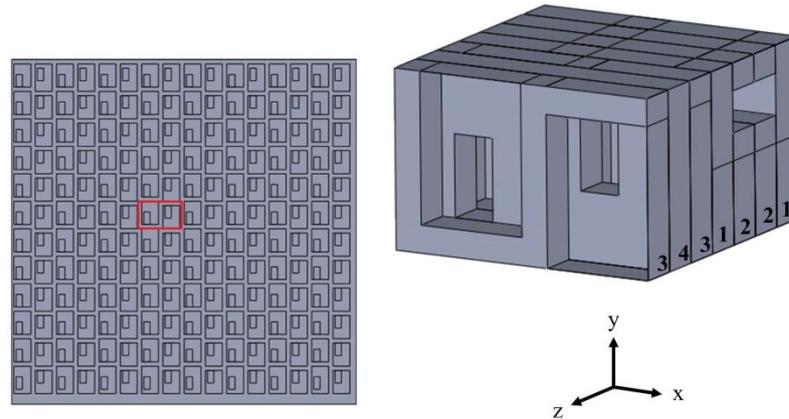
$$R_{cond} = \frac{\|\delta_p\|}{k_p A_p} \quad (5.4)$$

Considerando-se uma célula unitária de transferência de calor, pode-se calcular a sua resistência térmica de condução, dada pela Equação 5.4, através da definição da norma do vetor espessura e da área de transferência de calor por condução. A célula unitária é reproduzida em ambas as direções para compor a geometria do núcleo do trocador, sendo possível obter a área de transferência de calor por condução de todo equipamento. Esse modelo é aplicado para os trocadores de calor analisados no presente trabalho, com o objetivo de calcular suas resistências térmicas de condução, como se verifica a seguir.

### 5.1.2 Trocador de calor 1

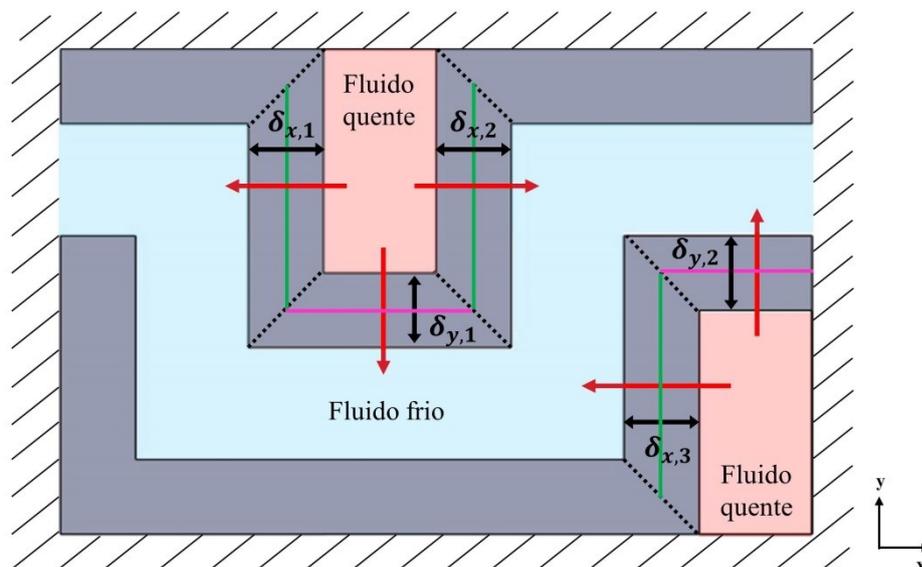
A Figura 5.1 ilustra o trocador de calor 1 e a região escolhida como célula unitária. Ela foi selecionada para representar a geometria de transferência de calor mais elementar do dispositivo. Assim, é possível repeti-la em relação aos eixos coordenados para obter todo o equipamento.

Figura 5.1 – Célula unitária do trocador 1.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

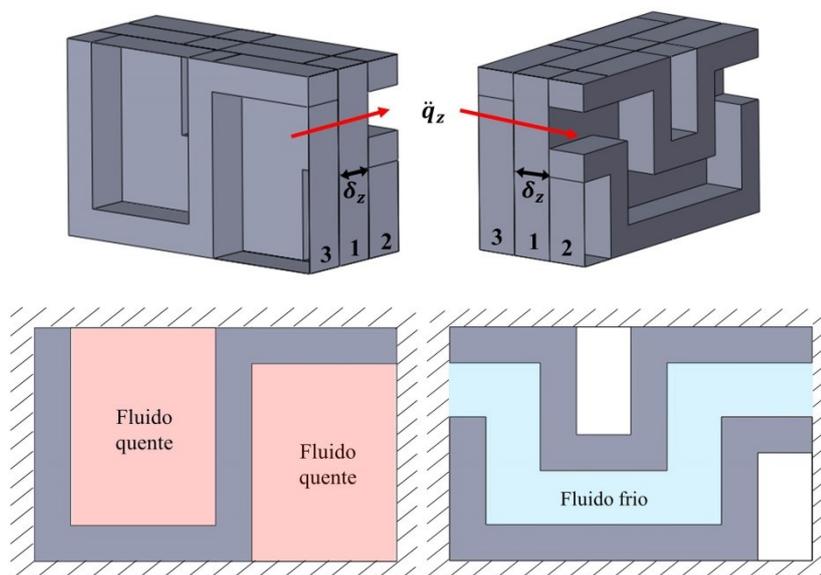
Para avaliar a condução de calor entre os fluidos de trabalho nas direções  $x$  e  $y$ , realizou-se um corte na placa 2 em relação ao plano  $xy$ , conforme indicado na Figura 5.2. Nela, são apresentadas as espessuras e as áreas locais de condução de calor nos dois eixos coordenados. O fluxo de calor percorre as direções indicadas em vermelho, do fluido quente para o fluido frio. As linhas verdes representam as áreas das seções transversais de condução no eixo  $x$ , enquanto as linhas rosas representam as áreas das seções transversais de condução no eixo  $y$ . As áreas locais de condução são obtidas pelo produto entre o comprimento destas linhas e a espessura na direção  $z$ . A análise da condução de calor foi realizada considerando-se apenas a interação entre os dois fluidos de trabalho nas direções indicadas, isolando-se a célula do meio externo.

Figura 5.2 – Célula unitária 1: condução nos eixos  $x$  e  $y$ .

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Com o objetivo de obter a área local de transferência de calor por condução e a espessura de condução de calor no eixo  $z$ , analisou-se a região indicada na Figura 5.3. Ela ilustra o mecanismo de transferência de calor ao longo deste eixo: o fluido quente nos canais retangulares maiores troca calor com o fluido frio nos canais ‘S’, através da placa 1. Portanto, a espessura de condução de calor em  $z$  é igual à espessura da placa. Para a área local de condução, realizou-se uma média entre a área da seção do fluido quente, indicada em vermelho, e a área da seção do fluido frio, indicada em azul.

Figura 5.3 – Célula unitária 1: condução no eixo  $z$ .



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Com as componentes do vetor espessura de condução de calor  $\vec{\delta}_p$ , calculadas com a Equação 5.2, foi possível obter a norma através da Equação 5.3. Utilizou-se a Equação 5.4 para obter a resistência térmica de condução da célula unitária  $R_{cond,cel}$ , considerando sua área de condução  $A_{p,cel}$ . A resistência térmica de condução de todo o trocador de calor,  $R_{cond}$ , foi obtida utilizando-se a área total de transferência de calor por condução  $A_p$ , que é igual à área de condução da célula unitária multiplicada pelo número de vezes em que a célula se repete para formar o dispositivo. A Tabela 5.1 apresenta os parâmetros obtidos para o trocador de calor 1.

Tabela 5.1 – Parâmetros do modelo analítico da condução no trocador 1.

Parâmetro	Valor
$\ \delta_p\ $ [m]	0,00159
$A_{p,cel}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000298
$R_{cond,cel}$ [K/W]	0,379
$A_p$ [m <sup>2</sup> ]	0,0858
$R_{cond}$ [K/W]	0,00131

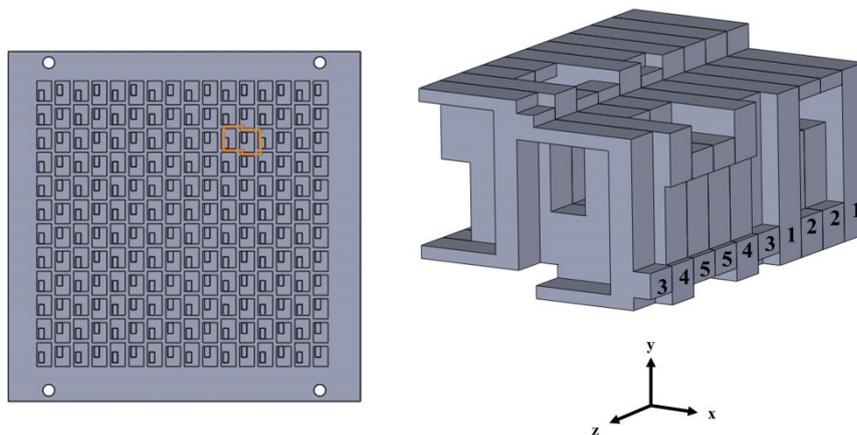
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

### 5.1.3 Trocador de calor 2

A análise da condução de calor para o trocador de calor 2 foi análoga à realizada para o trocador 1. A diferença é que o trocador 2 possui um número maior de placas, o que resultou em um número maior de espessuras locais e de áreas locais de condução.

A Figura 5.4 ilustra o trocador de calor 2 e a região escolhida como célula unitária de troca térmica. Como o dispositivo é constituído por muitas placas e possui grande assimetria, não foi possível realizar um corte para se obter uma célula unitária retangular.

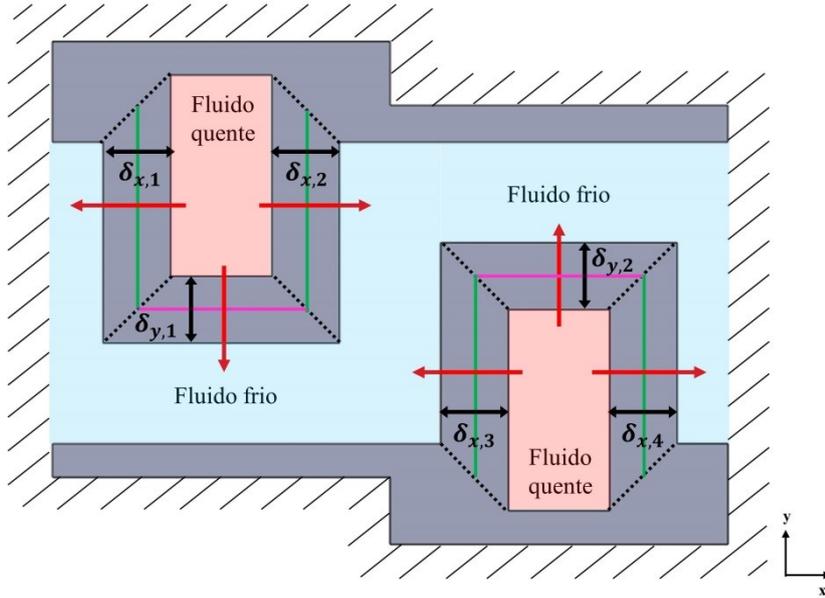
Figura 5.4 – Célula unitária do trocador 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

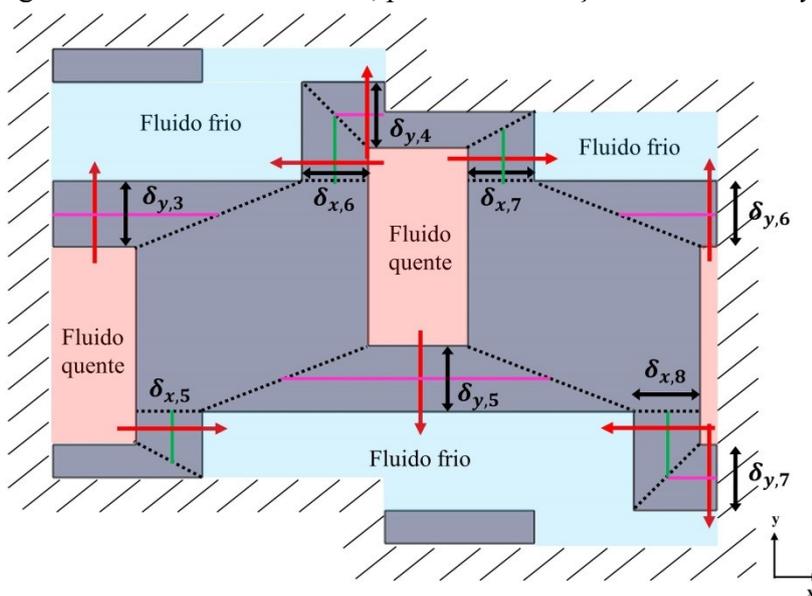
Para obter as espessuras e as áreas locais das seções transversais de condução nos eixos  $x$  e  $y$ , analisou-se as placas 2 e 5, através de cortes no plano  $xy$ . A Figura 5.5 ilustra o corte realizado na placa 2, enquanto a Figura 5.6 ilustra o corte na placa 5. O procedimento foi o mesmo ao realizado para a célula unitária do trocador 1, considerando a célula isolada do meio externo e a troca de calor apenas entre os fluidos de trabalho, indicada pelas setas vermelhas. As linhas verdes representam as áreas locais das seções transversais para a condução ao longo do eixo  $x$ , e as linhas rosas indicam as áreas para o eixo  $y$ .

Figura 5.5 – Célula unitária 2, placa 2: condução nos eixos  $x$  e  $y$ .



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

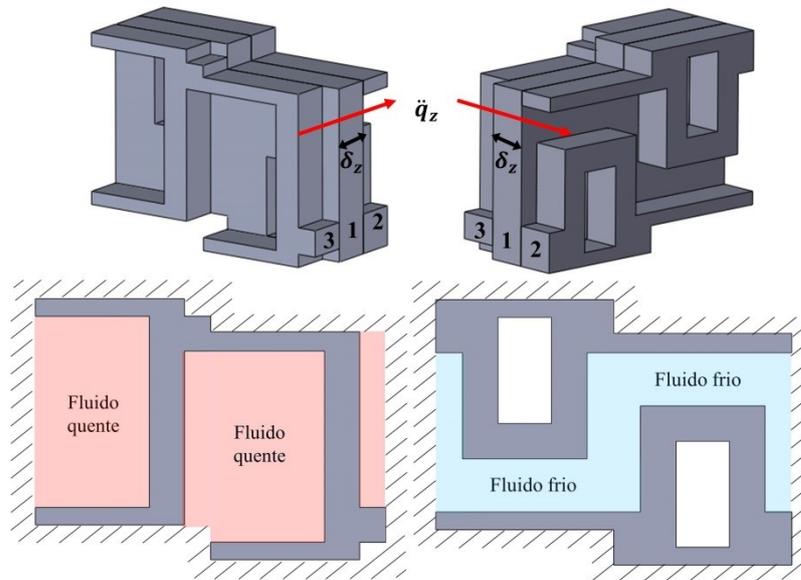
Figura 5.6 – Célula unitária 2, placa 5: condução nos eixos  $x$  e  $y$ .



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Na célula unitária do trocador de calor 2, a condução de calor pelo eixo  $z$  se dá ao longo de três regiões. A primeira delas é indicada na Figura 5.7. Calor flui do fluido quente na placa 3 para o fluido frio na placa 2. A espessura de condução local do eixo  $z$  é igual à espessura da placa que separa os fluidos. Como área local da seção transversal de transferência de calor por condução, considerou-se a média entre a área do fluido quente, indicada em vermelho, e a área do fluido frio, indicada em azul.

Figura 5.7 – Célula unitária 2, região 1: condução no eixo z.

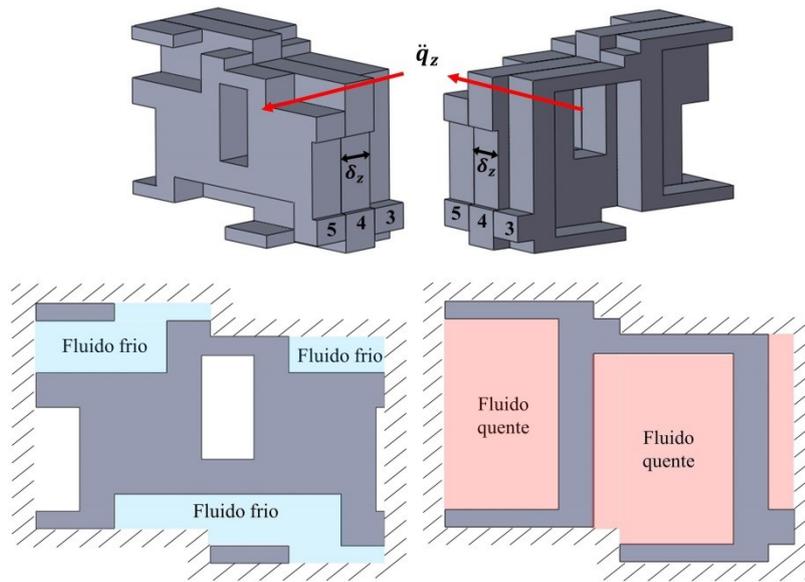


Fonte: elaborada pelo autor (2019).

As outras duas regiões de condução de calor ao longo do eixo  $z$  são iguais e estão representadas na Figura 5.8. A transferência de calor ocorre entre o fluido quente na placa 3 e o fluido frio na placa 5. A avaliação das espessuras e áreas das seções transversais locais foi análoga à realizada para a região 1.

Através das análises realizadas e utilizando as Equações 5.1, 5.2 e 5.3, foi possível obter o vetor espessura de condução de calor e sua norma, a área de condução da célula unitária e a área de condução de todo o dispositivo. Com a Equação 5.4, calcularam-se as resistências térmicas de condução da célula unitária 2 e do trocador de calor 2. A Tabela 5.2 apresenta os valores dos parâmetros obtidos.

Figura 5.8 – Célula unitária 2, regiões 2 e 3: condução no eixo z.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Tabela 5.2 – Parâmetros do modelo analítico da condução no trocador 2.

Parâmetro	Valor
$\ \delta_p\ $ [m]	0,00170
$A_{p,cel}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000748
$R_{cond,cel}$ [K/W]	0,162
$A_p$ [m <sup>2</sup> ]	0,215
$R_{cond}$ [K/W]	0,000563

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

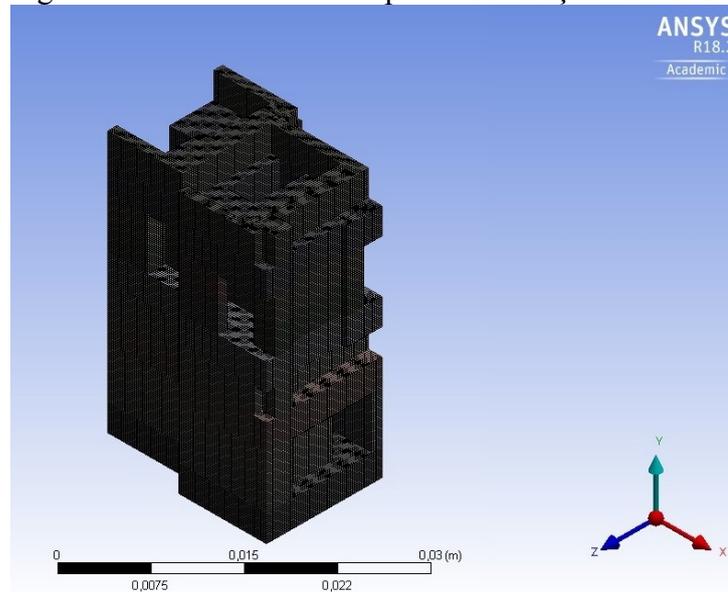
## 5.2 MODELO NUMÉRICO DA CONDUÇÃO DE CALOR

Com o objetivo verificar a adequação do modelo analítico da condução de calor desenvolvido, realizou-se uma simulação numérica no programa *ANSYS*<sup>®</sup> *CFX* com a célula unitária do trocador de calor 2, indicada na Figura 5.4, para calcular sua resistência térmica de condução. Escolheu-se apenas esta célula unitária devido à complexidade da simulação (28).

Considerou-se toda a célula unitária como um sólido, havendo apenas condução de calor pura entre os fluidos quente e frio, utilizando condições de contorno de temperatura prescrita em ambos os canais. Os valores de temperatura escolhidos foram obtidos dos resultados dos experimentos realizados: 80 °C no canal quente e 30 °C no canal frio. Nas fronteiras da célula, foi selecionada a condição de contorno de periodicidade, indicando que a célula se repete ao longo dos eixos coordenados.

Utilizou-se uma malha com elementos hexagonais e prismáticos para realizar a simulação, que apresentou qualidade ortogonal média de 0,9978. O critério de convergência dos resíduos adotado foi de  $10^{-6}$  *RMS* (*Root Mean Square* – raiz da média dos quadrados). Um estudo de malha foi realizado para garantir a convergência dos resultados, analisando os valores de resistência térmica de condução em função do número de elementos, que variou entre 4866 e  $4,8 \cdot 10^6$ . A partir de 615345 elementos, a resistência térmica de condução manteve-se praticamente constante, variando 0,6 % em relação ao valor obtido para a malha com  $4,8 \cdot 10^6$  elementos. Assim, visando resultados precisos e com menor tempo de processamento, realizou-se a simulação numérica com a malha composta de 615345 elementos, ilustrada na Figura 5.9 (28).

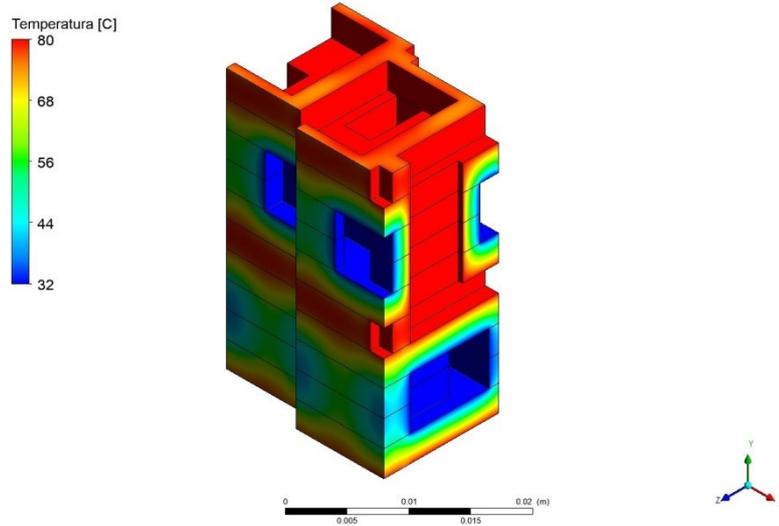
Figura 5.9 – Malha utilizada para a simulação numérica.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 5.10 apresenta a distribuição de temperaturas obtidas pela simulação da célula unitária do trocador 2. Os valores numérico e analítico da resistência térmica de condução são apresentados na Tabela 5.3, juntamente com o valor do erro relativo entre os modelos. O resultado da resistência de condução calculada pelo modelo analítico apresentou um erro de 5,2 % em relação ao modelo numérico, evidenciando a sua adequação.

Figura 5.10 – Distribuição de temperaturas na célula unitária 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Tabela 5.3 – Comparação das resistências de condução da célula unitária 2 pelos modelos analítico e numérico.

Parâmetro	Valor
$R_{cond,cel,analítica}$ [K/W]	0,162
$R_{cond,cel,numérica}$ [K/W]	0,154
Erro relativo [%]	5,2

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

### 5.3 CORRELAÇÕES PARA O FATOR DE ATRITO AJUSTADO

A correlação de Gnielinski, Equação 2.10, é amplamente utilizada no cálculo do número de Nusselt em trocadores de calor operando nos regimes de transição e turbulento. O fator de atrito de Fanning, conforme mencionado, pode ser obtido de correlações específicas, como a desenvolvida por Blasius. Essas correlações foram desenvolvidas para tubos circulares lisos e, portanto, não são adequadas às geometrias retangulares e às superfícies rugosas dos canais dos trocadores desenvolvidos no presente projeto. Além disso, Khan e Fartaj (29) afirmam que os valores de fator de atrito para canais de pequenas dimensões podem ser até 5 vezes maiores do que em canais convencionais (1, 29).

O fator de atrito de Darcy é igual a 4 vezes o fator de atrito de Fanning, e pode ser obtido pelo diagrama de Moody ou através da correlação de Petukhov, dada por (30):

$$f_D = [(1,82 \log Re) - 1,64]^{-2} \quad (5.5)$$

Com o objetivo de obter valores de fator de atrito para melhor representar as geometrias dos canais, tendo em vista os pequenos diâmetros hidráulicos, as rugosidades das superfícies e as seções transversais retangulares, é aqui proposto um fator de atrito ajustado,  $f_A$ , baseado na forma algébrica da correlação de Petukhov para o fator de atrito de Darcy, Equação 5.5:

$$f_A = [(A \log Re) - 1,64]^{-2} \quad (5.6)$$

onde  $A$  é o coeficiente de ajuste.

O coeficiente de ajuste foi obtido ajustando-se os resultados teóricos de condutância térmica global aos resultados experimentais, através do modelo de regressão GRG não linear do *Microsoft® Excel*. Assim, chegou-se em uma correlação de fator de atrito ajustado para cada trocador de calor desenvolvido, indicadas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Correlações obtidas para o fator de atrito ajustado.

Dispositivo	Correlação
Trocador 1	$f_{A,1} = [(2,07 \log Re) - 1,64]^{-2} \quad (5.7)$
Trocador 2	$f_{A,2} = [(2,17 \log Re) - 1,64]^{-2} \quad (5.8)$

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

## 5.4 MODELO TÉRMICO

Através das considerações apresentadas no capítulo 2, é possível obter parâmetros teóricos de desempenho térmico de trocadores de calor. Conhecendo-se ou estipulando-se suas temperaturas e pressões de entrada e as vazões mássicas de ambos os fluidos de trabalho, pode-se calcular a taxa de transferência de calor, a efetividade térmica e a condutância térmica global.

O modelo térmico foi desenvolvido utilizando o programa *EES (Engineering Equation Solver)* (31). Como dados de entrada, empregaram-se os valores de temperaturas, pressões e vazões mássicas nas seções de entrada dos trocadores para ambos os fluidos de trabalho, obtidos dos testes experimentais. A seguir, as temperaturas de saída dos fluidos foram estimadas, o que possibilitou obter uma temperatura média para calcular as seguintes propriedades termofísicas na primeira iteração: viscosidade dinâmica  $\mu$ , calor específico a pressão constante  $c_p$ , condutividade térmica  $k$  e número de Prandtl  $Pr$  (32, 33, 34, 35, 36, 37).

Utilizando a vazão mássica e o calor específico a pressão constante, foi possível calcular a taxa de capacidade calorífica  $C$  de cada fluido de trabalho e a razão entre as taxas de capacidades caloríficas  $C^*$ . Assim, calculou-se a taxa de transferência de calor máxima teórica do dispositivo:

$$q_{max} = C_f(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (5.9)$$

O número de Reynolds para ambos os escoamentos foi calculado por:

$$Re_{Dh} = \frac{\dot{m}D_h}{\mu A_{livre}} \quad (5.10)$$

O próximo passo foi calcular o número de Nusselt médio para cada região do escoamento. No presente modelo, utilizou-se a correlação de Gnielinski (9, 38):

$$Nu_{Dh} = \frac{(f_A/2)(Re_{Dh} - 1000)Pr}{1 + 12,7(f_A/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.11)$$

onde  $f_A$  é o fator de atrito ajustado, dado pelas Equações 5.7 e 5.8.

Com o número de Nusselt médio, foi possível obter o coeficiente de transferência de calor por convecção médio para cada seção de escoamento através de:

$$h = Nu_{Dh} \frac{k}{D_h} \quad (5.12)$$

Utilizando o modelo de resistências térmicas, calculou-se a condutância térmica global do trocador de calor,  $UA$ , como sendo:

$$UA = \left( \frac{1}{h_q A_{t,q}} + \frac{\|\delta_p\|}{k_p A_p} + \frac{1}{h_f A_{t,f}} \right)^{-1} \quad (5.13)$$

onde  $\|\delta_p\|$  e  $A_p$  foram calculados pelo modelo analítico da condução de calor.

Através da condutância térmica global e da razão entre as taxas de capacidades caloríficas, obteve-se o  $NUT$  do trocador:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (5.14)$$

A seguir, calculou-se a efetividade térmica do dispositivo, através de (1, 2):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left( \frac{1}{C^*} \right) NUT^{0,22} [\exp(-C^* NUT^{0,78}) - 1] \right\} \quad (5.15)$$

Com os valores obtidos de  $q_{max}$  pela Equação 5.9 e  $\varepsilon$  pela Equação 5.15, obteve-se a taxa de transferência de calor real do dispositivo:

$$q_{real} = \varepsilon q_{max} \quad (5.16)$$

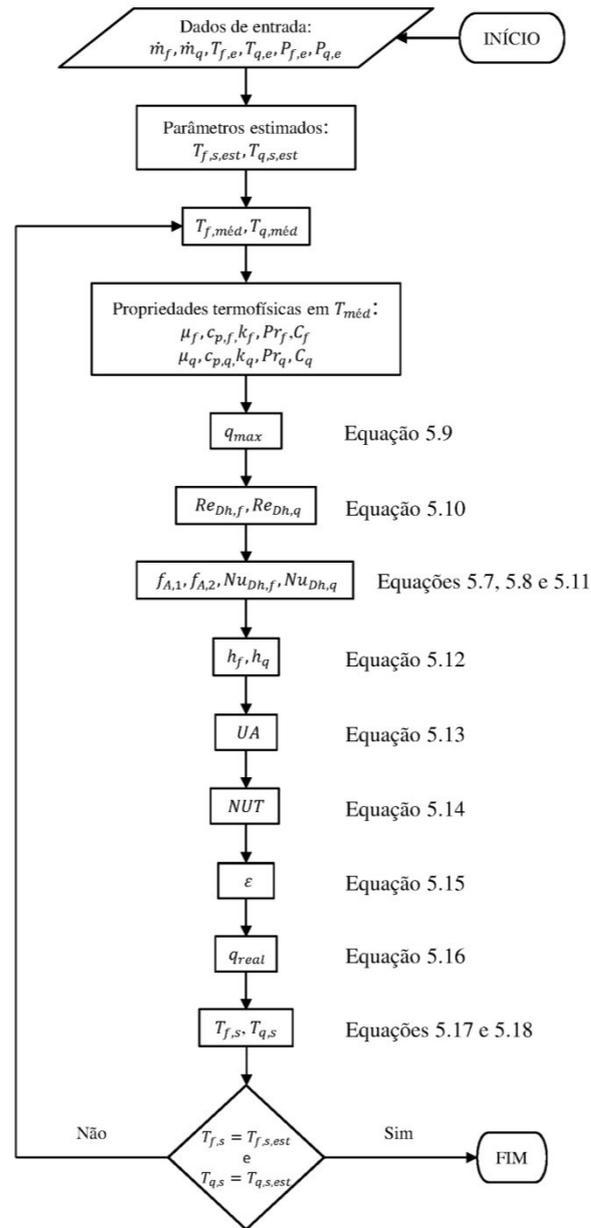
Com o valor de  $q_{real}$ , e a partir das equações para a transferência de calor em cada fluido de trabalho, calcularam-se as temperaturas de saída dos fluidos frio e quente:

$$T_{f,s} = \frac{q_{real}}{C_f} + T_{f,e} \quad (5.17)$$

$$T_{q,s} = T_{q,e} - \frac{q_{real}}{C_q} \quad (5.18)$$

Após a primeira iteração para obter as temperaturas dos fluidos de trabalho nas saídas do trocador, foram obtidas novas temperaturas médias entre estas e as temperaturas de entrada iniciais. Assim, calcularam-se as propriedades termofísicas nas novas temperaturas médias e o procedimento de cálculo foi repetido até que as temperaturas de saída permanecessem inalteradas. A Figura 5.11 ilustra o fluxograma do procedimento adotado.

Figura 5.11 – Fluxograma do procedimento iterativo de cálculo.



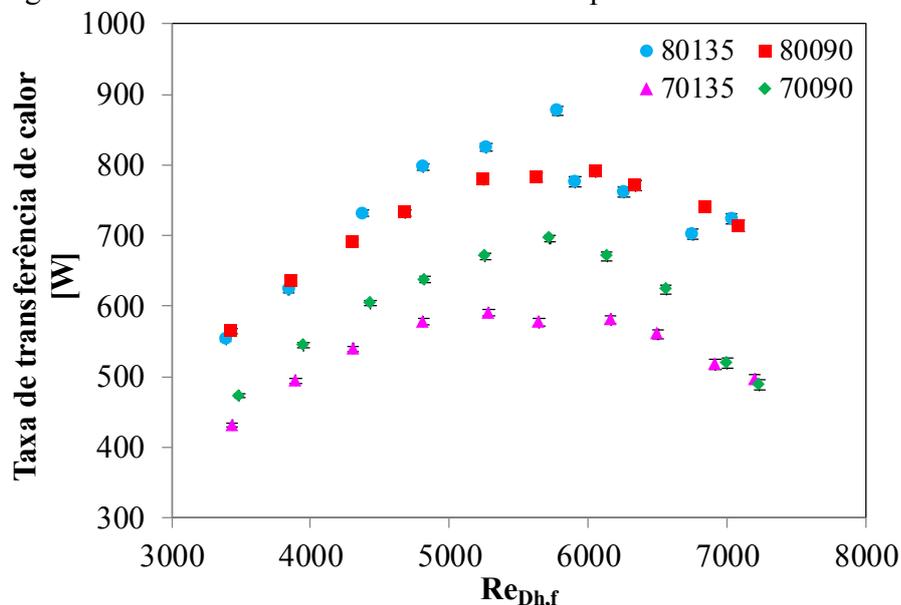
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 6.1 TROCADOR DE CALOR 1

A Figura 6.1 ilustra a taxa de transferência de calor experimental do trocador de calor 1 em função do número de Reynolds do fluido frio. O valor máximo de potência térmica transferida foi de 876,9 W para o teste 8013506, que apresentou um número de Reynolds de 5781. Já o menor valor foi de 431,2 W no teste 7013501 com número de Reynolds de 3437. Pela imagem, percebe-se que a taxa de transferência de calor tem forte dependência da temperatura do fluido quente e da vazão mássica do fluido frio. Com a temperatura da água fixa em 80 °C, a variação de sua vazão mássica não demonstrou grande influência na troca térmica. Entretanto, com água a 70 °C, o dispositivo trocou em média mais calor com a menor vazão mássica de líquido. Também é possível constatar que a incerteza da taxa de transferência de calor obtida foi muito baixa, ficando praticamente imperceptível no gráfico, devido à alta precisão dos instrumentos e do processo de medição empregados. Os resultados experimentais completos são apresentados no Apêndice B.

Figura 6.1 – Taxa de transferência de calor experimental do trocador 1.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

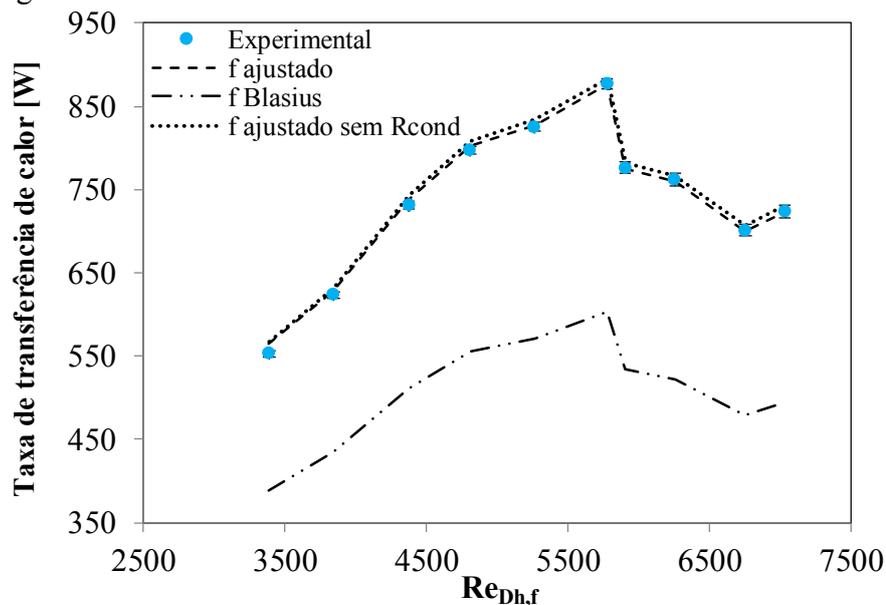
A Figura 6.2 apresenta a taxa de transferência de calor do trocador de calor 1 em função do número de Reynolds do ar, para o teste 80135. Comparam-se os resultados experimentais com os resultados previstos pelos modelos térmicos desenvolvidos, utilizando o

fator de atrito ajustado ( $f$  ajustado) e o fator de atrito de Fanning, calculado pela correlação de Blasius ( $f$  Blasius). O modelo clássico recomendado pela literatura subestimou os valores de potência térmica, uma vez que a correlação foi desenvolvida para tubos circulares lisos. Já o modelo térmico com o fator de atrito ajustado apresentou resultados muito próximos dos experimentais. As Figuras 6.3, 6.4 e 6.5 apresentam, respectivamente, os resultados de taxa de transferência de calor do trocador 1, para os testes 80090, 70135 e 70090, onde podem ser observadas as mesmas conclusões.

As Figuras 6.2 a 6.5 também apresentam os resultados de taxa de transferência de calor, obtidos através do modelo com o fator de atrito ajustado e desconsiderando-se a parcela da resistência térmica de condução, calculada pelo modelo desenvolvido na seção 5.1 ( $f$  ajustado sem  $R_{cond}$ ). Este modelo apresentou resultados adequados, muito próximos aos valores experimentais e ao modelo completo ( $f$  ajustado).

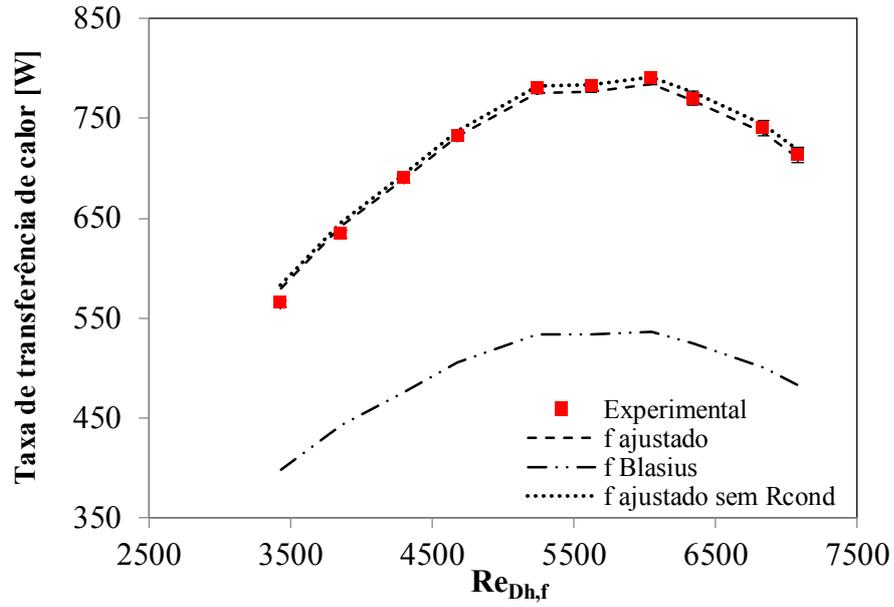
Levando em consideração todos os testes do trocador 1, o modelo térmico com o fator de atrito ajustado apresentou um erro relativo médio de 0,7 % para a taxa de transferência de calor, em relação aos resultados experimentais. O modelo com o fator de atrito ajustado e sem a parcela da resistência térmica de condução apresentou um erro relativo médio de 1,0 %. Já o modelo clássico indicado pela literatura apresentou um erro relativo médio de 31,2 %. Os resultados completos obtidos pelos modelos térmicos encontram-se no Apêndice C.

Figura 6.2 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 80135.



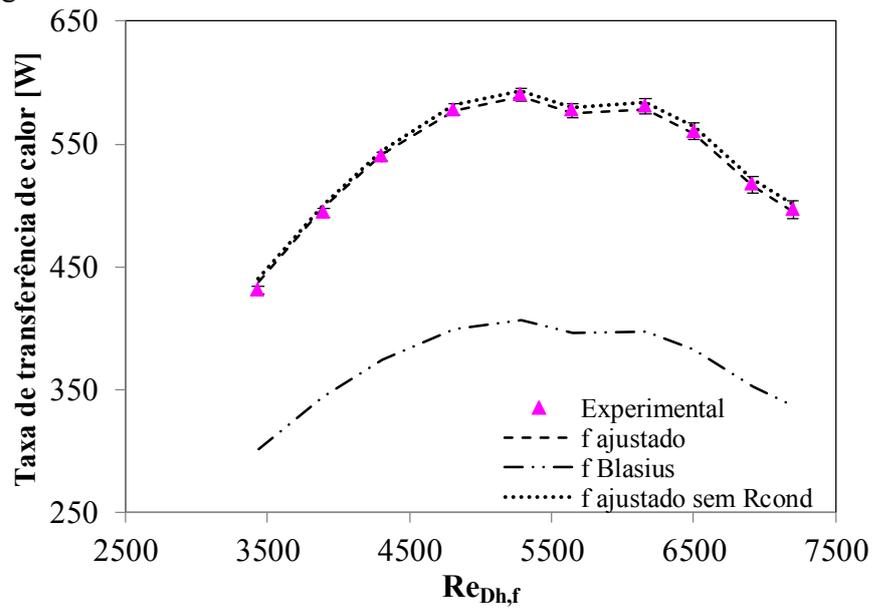
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.3 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 80090.



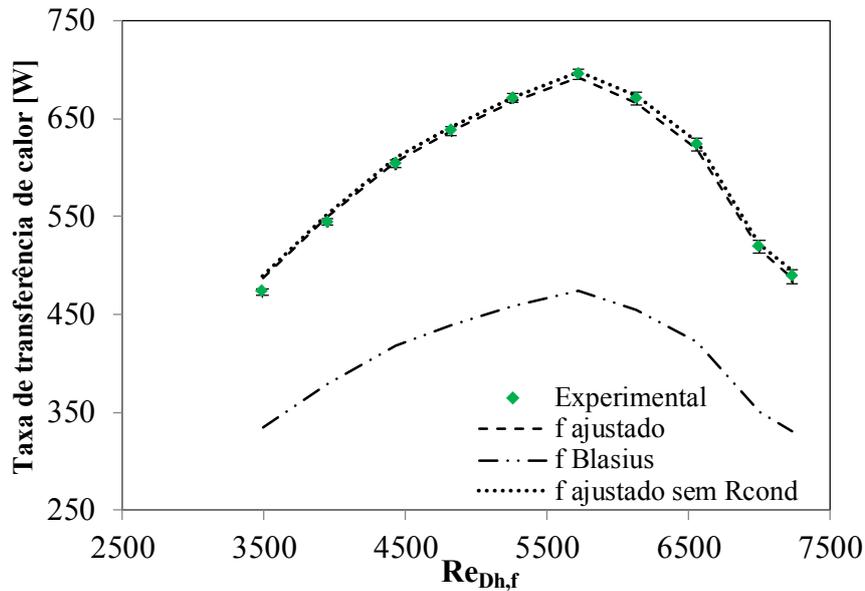
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.4 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 70135.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

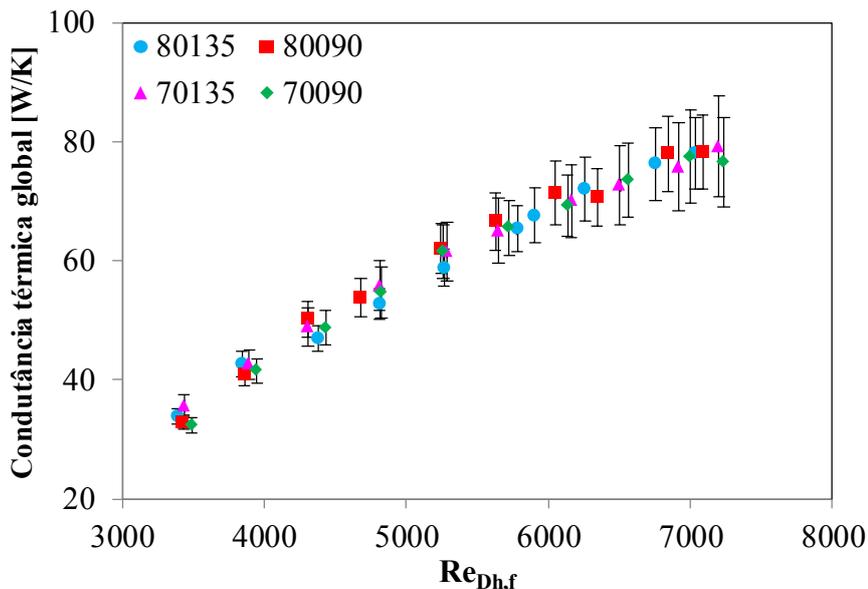
Figura 6.5 – Taxa de transferência de calor do trocador 1: teste 70090.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 6.6 apresenta os valores obtidos de condutância térmica global experimental do trocador 1, em função do número de Reynolds do ar. Percebe-se uma tendência praticamente linear para todos os testes, onde o aumento da vazão mássica de ar provocou um aumento na condutância térmica. O maior valor encontrado foi de 79,16 W/K no teste 7013510, enquanto o menor valor foi de 32,35 W/K no teste 7009001.

Figura 6.6 – Condutância térmica global experimental do trocador 1.



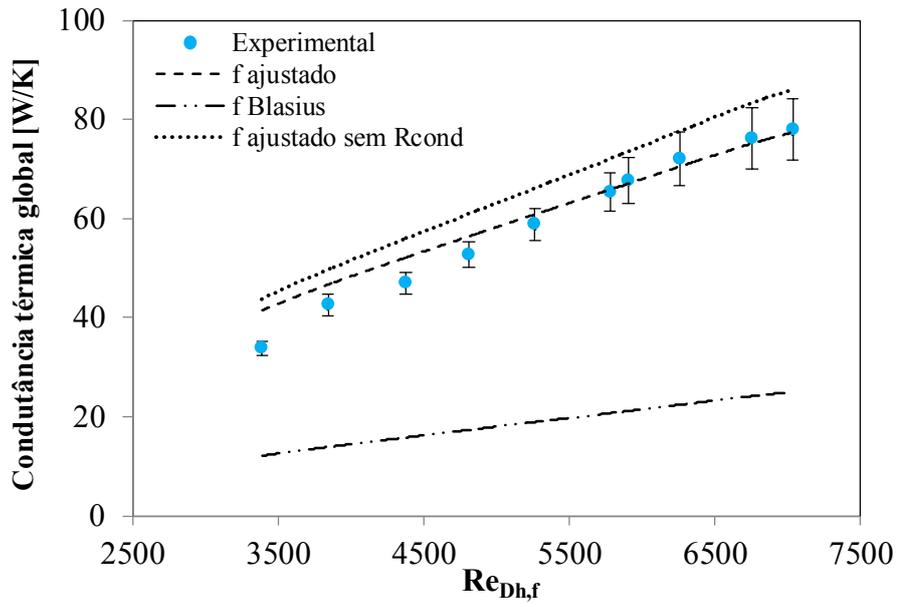
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 6.7 apresenta os resultados de condutância térmica global experimental do trocador 1, obtidos para o teste 80135, bem como os resultados de condutância previstos pelos modelos térmicos desenvolvidos, com o fator de atrito ajustado ( $f$  ajustado) e o fator de atrito de Fanning calculado pela correlação de Blasius ( $f$  Blasius). Observa-se que o modelo clássico recomendado pela literatura subestimou muito os valores de condutância térmica, pois as correlações foram desenvolvidas para tubos circulares lisos. Conforme discutido anteriormente, o fator de atrito ajustado é baseado na forma da equação do fator de atrito de Darcy, e representa melhor as condições dos trocadores estudados (canais de pequenas dimensões, geometria retangular e com certa rugosidade superficial). As mesmas conclusões podem ser obtidas, através da observação das Figuras 6.8, 6.9 e 6.10, que apresentam, respectivamente, os resultados de condutância térmica global para os testes 80090, 70135 e 70090.

Nas Figuras 6.7 a 6.10, são também apresentadas curvas de condutância térmica global, calculadas com o modelo térmico utilizando o fator de atrito ajustado e sem a parcela da resistência térmica de condução ( $f$  ajustado sem  $R_{cond}$ ). Os valores obtidos superestimaram os resultados experimentais. Considerando-se essa resistência no modelo térmico completo ( $f$  ajustado), os resultados ajustaram-se melhor aos dados experimentais, pois a condução de calor, do mesmo modo que a convecção, também exerce papel importante na condutância térmica global. Observa-se também que, para todos os casos analisados, os modelos térmicos compararam melhor aos resultados experimentais para maiores números de Reynolds do ar.

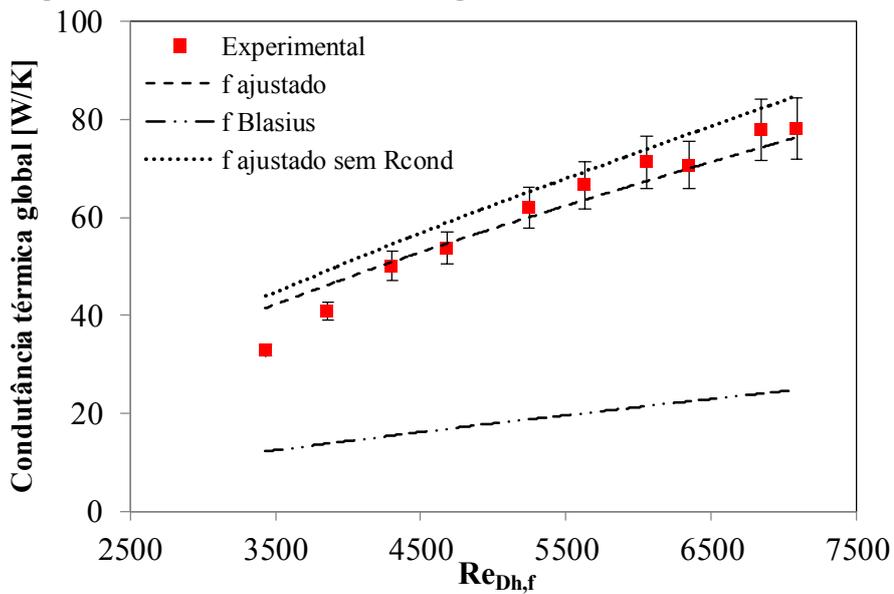
Em comparação aos resultados experimentais do trocador 1, o erro relativo médio para a condutância térmica global do modelo completo foi de 5,8 %, contra 67,9 % utilizando a correlação de Blasius e 11,7 % com o modelo sem a parcela da resistência de condução.

Figura 6.7 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 80135.



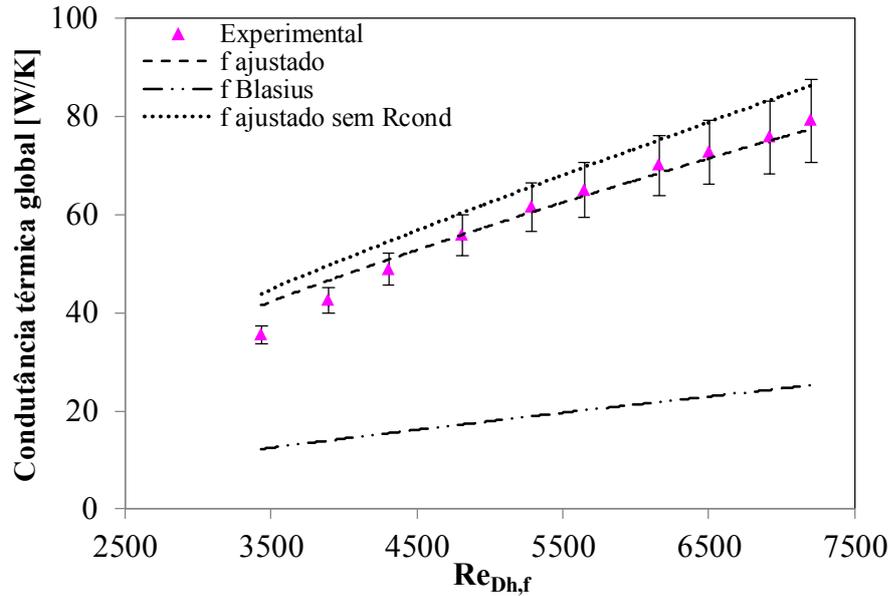
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.8 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 80090.



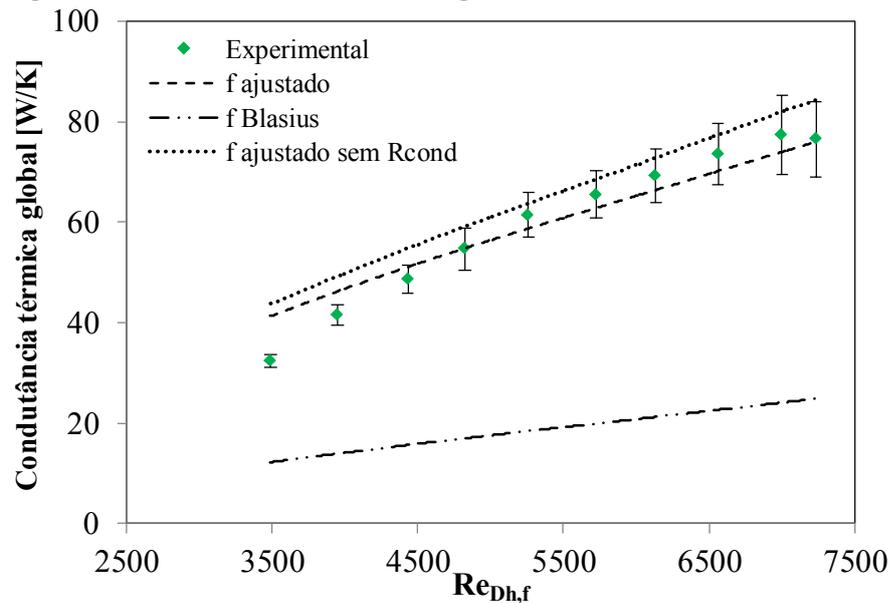
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.9 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 70135.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

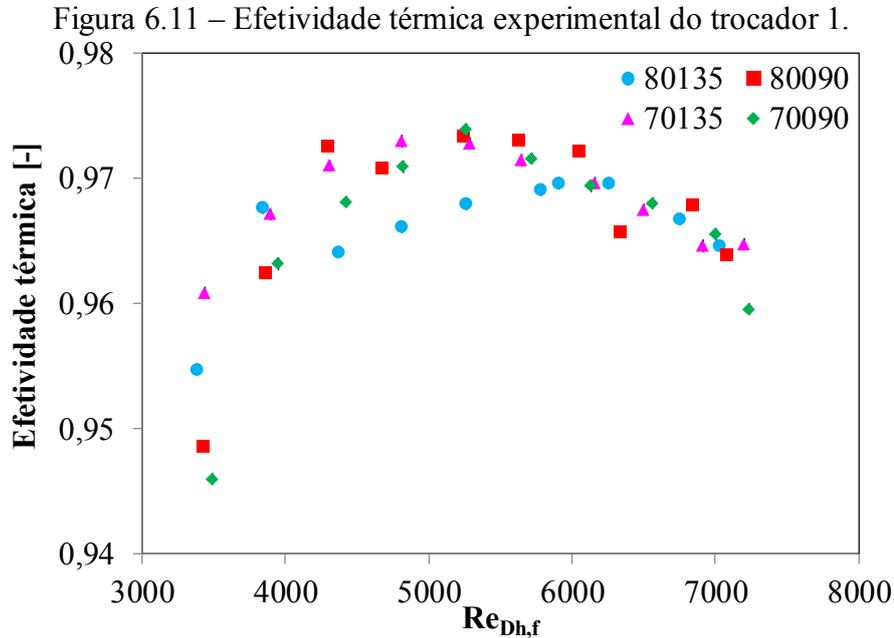
Figura 6.10 – Condutância térmica global do trocador 1: teste 70090.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 6.11 ilustra a efetividade térmica experimental do trocador de calor 1 em função do número de Reynolds do ar. Para todos os casos, percebe-se que ela aumenta com o número de Reynolds até um ponto máximo, e então começa a diminuir conforme Reynolds cresce. Os valores de efetividade obtidos foram muito elevados (próximos de 1), concluindo-se que o dispositivo transfere calor de maneira eficiente, em valores próximos aos máximos possíveis. Considerando todos os pontos experimentais, o trocador 1 apresentou uma

efetividade média de 0,9668. As incertezas da efetividade também foram baixas devido à precisão dos instrumentos de medição.



A Tabela 6.1 compara os resultados médios de efetividade térmica experimental com os valores obtidos pelos modelos térmicos desenvolvidos, para o trocador de calor 1. O modelo com fator de atrito ajustado e o modelo com fator de atrito ajustado sem a parcela da resistência de condução apresentaram valores de erros muito baixos, mostrando-se adequados em prever a efetividade do dispositivo. Já o modelo clássico da literatura, utilizando o fator de atrito pela correlação de Blasius, apresentou erros médios muito elevados.

Tabela 6.1 – Efetividades térmicas médias para o trocador 1.

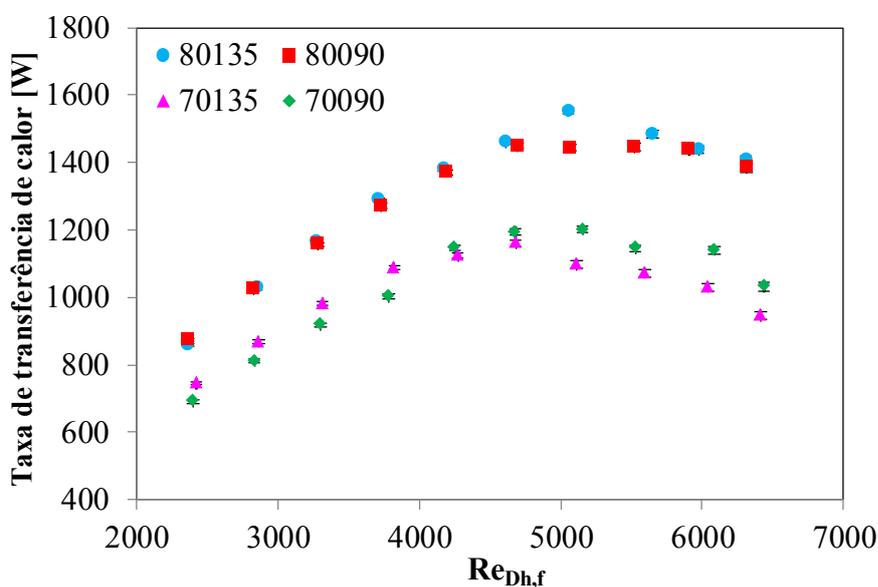
Teste	$\epsilon_{exp,med}$ [-]	f ajustado		f ajustado sem $R_{cond}$		f Blasius	
		$\epsilon_{med}$ [-]	Erro médio [%]	$\epsilon_{med}$ [-]	Erro médio [%]	$\epsilon_{med}$ [-]	Erro médio [%]
80135	0,9661	0,9709	0,62	0,9787	1,31	0,6691	30,74
80090	0,9671	0,9691	0,71	0,9772	1,05	0,6647	31,26
70135	0,9683	0,9701	0,42	0,9782	1,02	0,6679	31,02
70090	0,9656	0,9676	0,76	0,9761	1,09	0,6624	31,40

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

## 6.2 TROCADOR DE CALOR 2

A Figura 6.12 apresenta a taxa de transferência de calor experimental do trocador de calor 2 em função do número de Reynolds do ar. O valor máximo foi de 1554,0 W para o teste 8013507, com número de Reynolds de 5054. Já o menor valor foi de 690,6 W no teste 7009001 com número de Reynolds de 2400. Nesse caso, a taxa de transferência de calor também depende fortemente da temperatura do fluido quente e da vazão mássica do fluido frio. Por outro lado, a vazão mássica de água não apresentou influência significativa na taxa de transferência de calor do equipamento, para a condição de temperatura da água fixa em 80 °C, com exceção da faixa de Reynolds próxima a 5000. Para água a 70 °C, o dispositivo trocou em média mais calor com a menor vazão mássica de água. Os valores de incerteza da taxa de transferência de calor experimental obtidos nos testes para o trocador de calor 2 também foram muito baixos. Os resultados experimentais do trocador 2 encontram-se no Apêndice B.

Figura 6.12 – Taxa de transferência de calor experimental do trocador 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

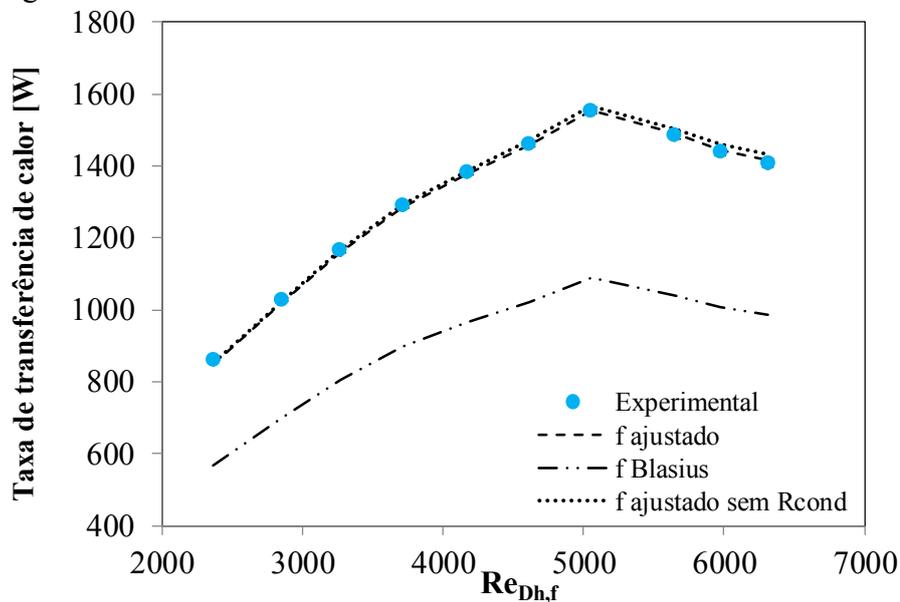
A Figura 6.13 apresenta a taxa de transferência de calor do trocador 2 em função do número de Reynolds do ar, para o teste 80135. Realizam-se comparações dos resultados experimentais aos resultados dos modelos térmicos desenvolvidos, utilizando o fator de atrito ajustado ( $f$  ajustado) e o fator de atrito de Fanning obtido da correlação de Blasius ( $f$  Blasius). Do mesmo modo que no trocador 1, o modelo clássico recomendado pela literatura

subestimou muito os valores experimentais, enquanto o modelo com o fator de atrito ajustado apresentou valores muito próximos aos resultados dos experimentos. As mesmas observações podem ser visualizadas nas Figuras 6.14, 6.15 e 6.16, que apresentam, respectivamente, os resultados de potência térmica para os testes 80090, 70135 e 70090.

As Figuras 6.13 a 6.16 apresentam também os resultados de taxa de transferência de calor do trocador 2, obtidos pelo modelo térmico com o fator de atrito ajustado e sem a parcela da resistência térmica de condução ( $f$  ajustado sem  $R_{cond}$ ). Como pode ser observado, este modelo apresentou resultados próximos aos experimentais e ao modelo completo ( $f$  ajustado), demonstrando que a resistência de condução não foi importante para prever a taxa de transferência de calor com precisão.

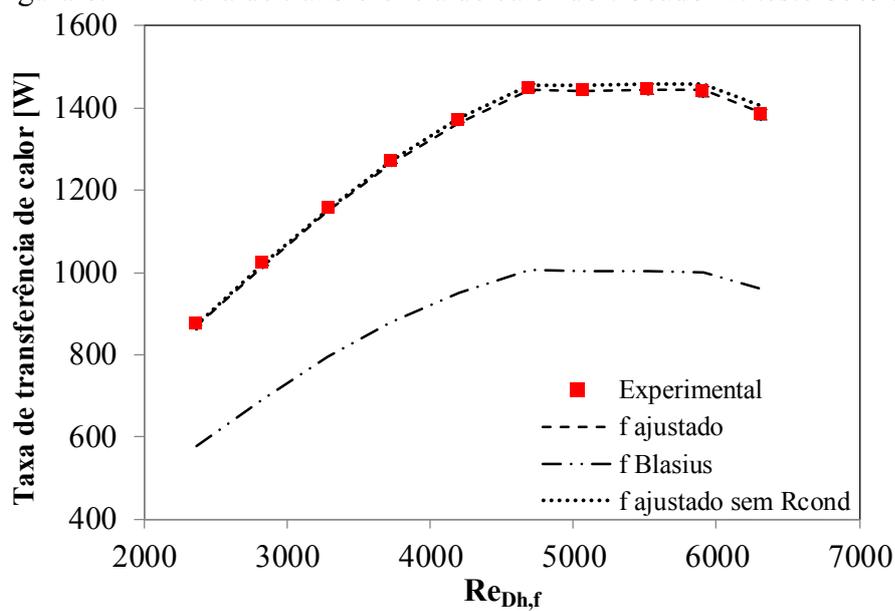
Considerando-se todos os testes do trocador 2, o modelo com fator de atrito ajustado apresentou um erro relativo médio de 0,4 % para a taxa de transferência de calor, em relação aos resultados experimentais. O modelo com o fator de atrito ajustado e sem a parcela da resistência de condução apresentou um erro relativo médio de 0,7 %, enquanto o erro relativo médio do modelo com o fator de atrito recomendado pela literatura foi de 31,0 %. Os resultados completos dos modelos térmicos são apresentados no Apêndice C.

Figura 6.13 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 80135.



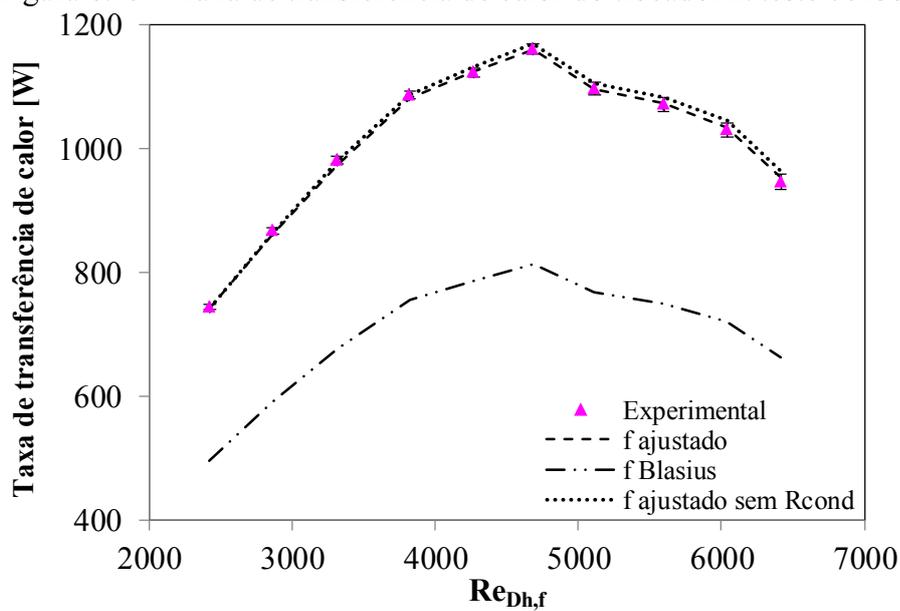
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.14 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 80090.



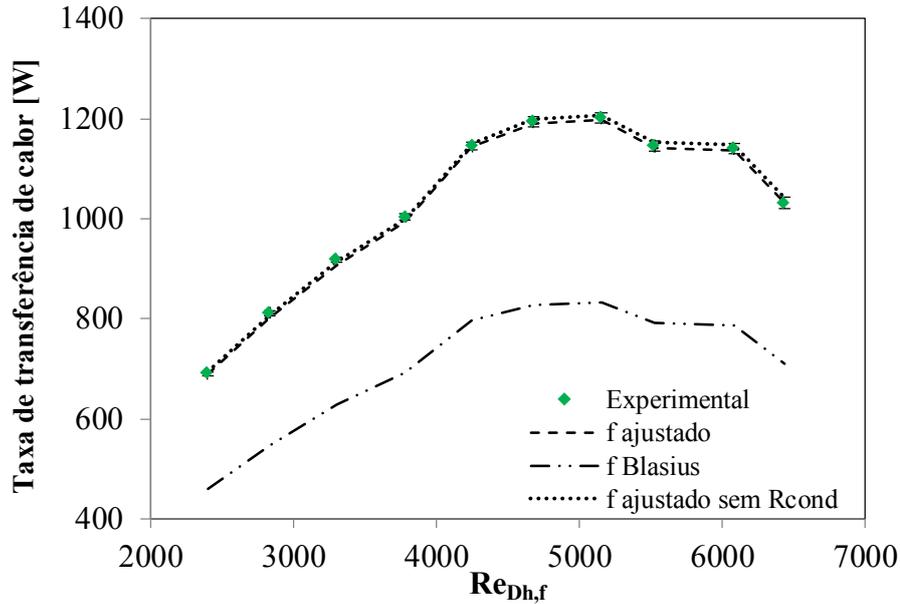
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.15 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 70135.



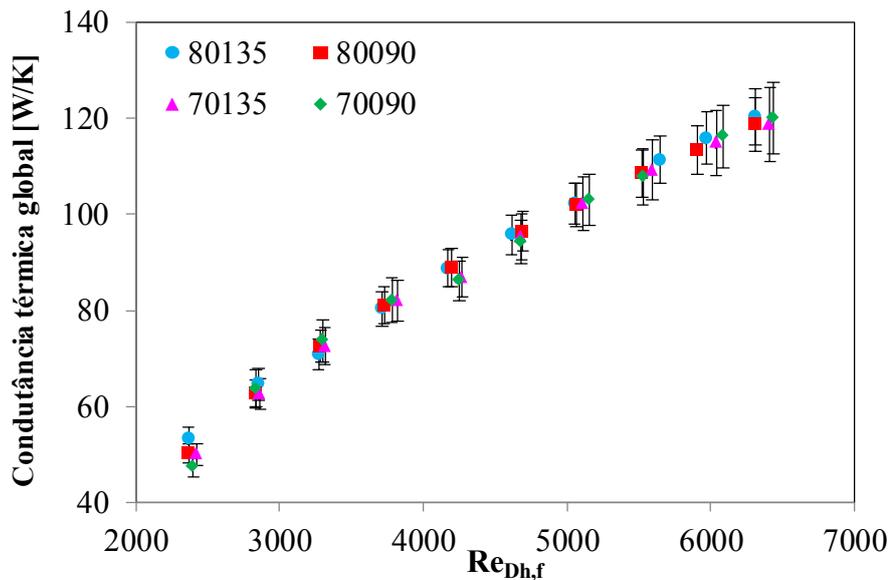
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.16 – Taxa de transferência de calor do trocador 2: teste 70090.



A Figura 6.17 apresenta a condutância térmica global experimental do trocador 2 em função do número de Reynolds do ar. Do mesmo modo do que no trocador 1, a condutância varia quase linearmente com o aumento da vazão mássica de ar. O maior valor encontrado foi de 120,25 W/K no teste 8013510, enquanto o menor valor foi de 47,33 W/K no teste 7009001.

Figura 6.17 – Condutância térmica global experimental do trocador 2.

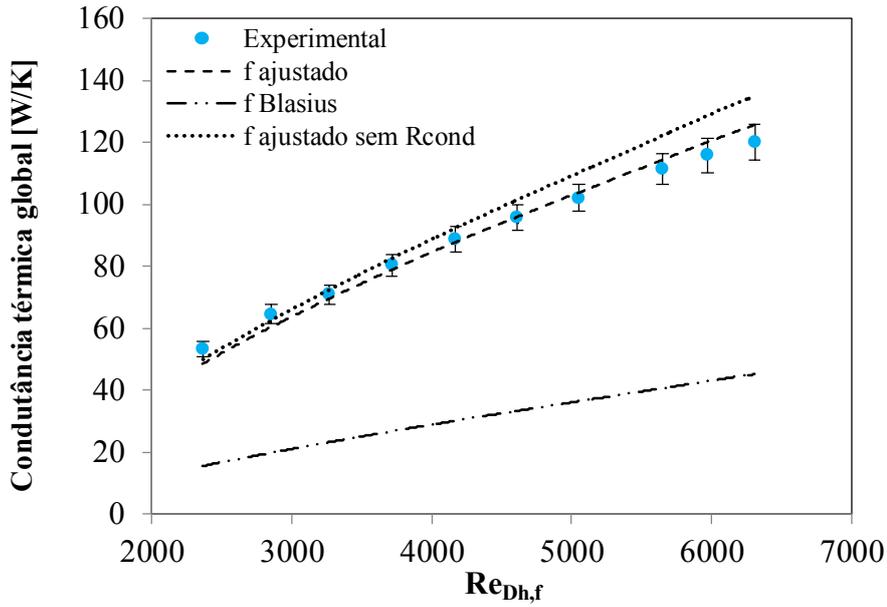


A Figura 6.18 apresenta os resultados de condutância térmica global experimental do trocador de calor 2 para o teste 80135, juntamente com os resultados de condutância obtidos pelo modelo térmico desenvolvido, utilizando o fator de atrito ajustado ( $f$  ajustado) e o fator de atrito de Fanning calculado pela correlação de Blasius ( $f$  Blasius). O modelo térmico com o fator de atrito ajustado representa melhor as condições do trocador 2, que possui canais de pequenas dimensões, geometria retangular e apresentam certa rugosidade superficial. Já o modelo térmico com o fator de atrito recomendado pela literatura subestimou muito os resultados experimentais. Essas mesmas observações podem ser realizadas para os gráficos das Figuras 6.19, 6.20 e 6.21, que apresentam os resultados de condutância térmica global para os testes 80090, 70135 e 70090, respectivamente.

Nas Figuras 6.18 a 6.21 são também apresentados os valores de condutância térmica global, obtidos pelo modelo térmico utilizando o fator de atrito ajustado e sem a parcela da resistência de condução ( $f$  ajustado sem  $R_{cond}$ ). Comparando-o com o modelo que considera a resistência de condução ( $f$  ajustado), nota-se que os comportamentos de ambas as curvas são muito próximos entre si para faixas de números de Reynolds menores, onde ambos os modelos comparam bem com os dados experimentais. Porém, à medida que o número de Reynolds aumenta, a diferença entre as curvas cresce, uma vez que a resistência associada à condução de calor se torna mais relevante, pois há diminuição da resistência convectiva para o fluido escoando com velocidades maiores. Assim, nas faixas de números de Reynolds maiores, o modelo com o fator de atrito ajustado e com a resistência de condução apresentou melhores resultados.

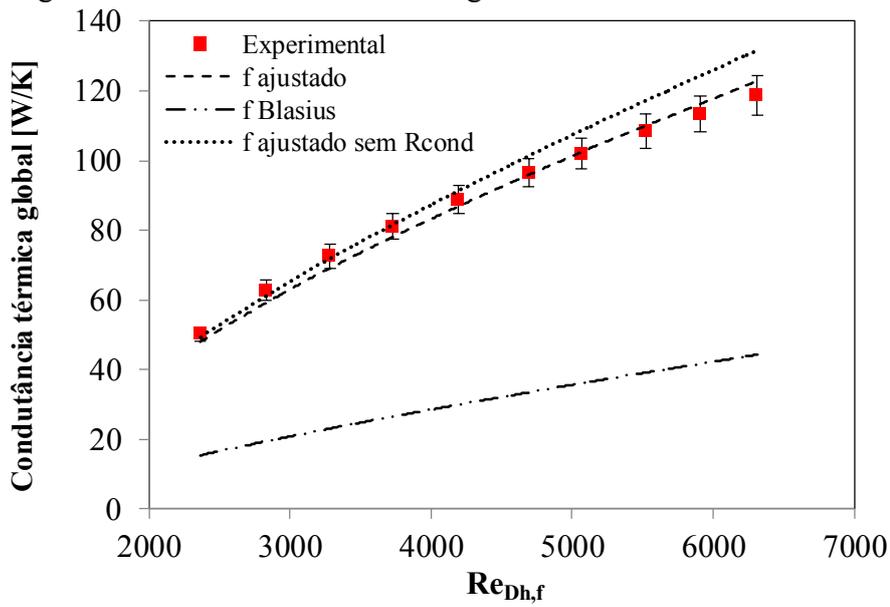
O modelo com o fator de atrito ajustado apresentou erro relativo médio de 3,0 % para a condutância térmica global do trocador 2, em relação aos resultados experimentais. O erro relativo médio do modelo sem a parcela da resistência de condução foi de 5,6 %. Já o modelo com o fator de atrito de Blasius apresentou erro relativo médio de 65,8%.

Figura 6.18 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 80135.



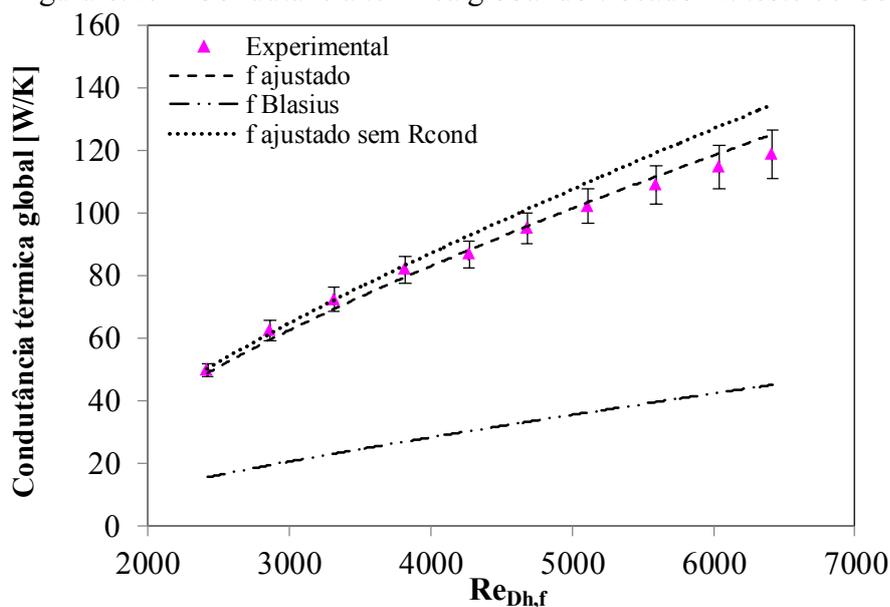
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.19 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 80090.



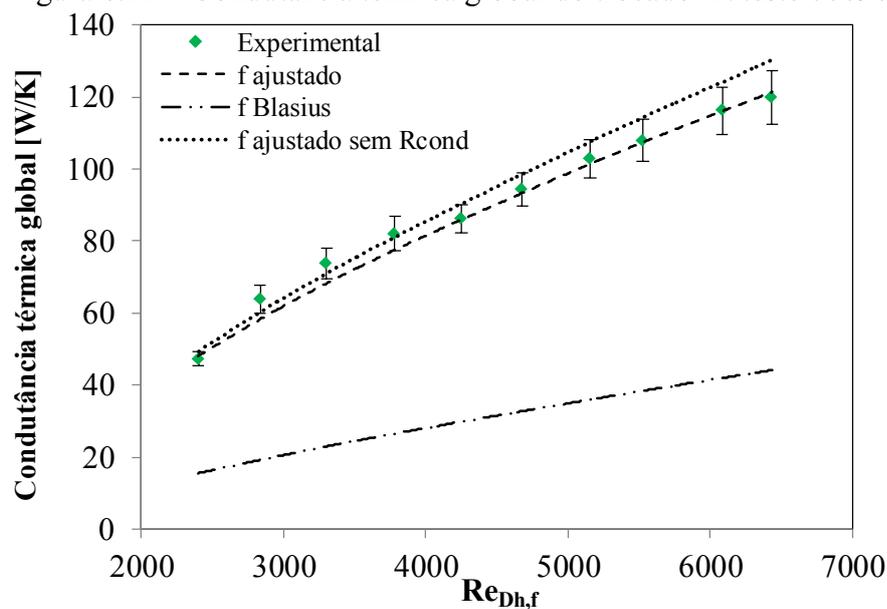
Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.20 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 70135.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.21 – Condutância térmica global do trocador 2: teste 70090.

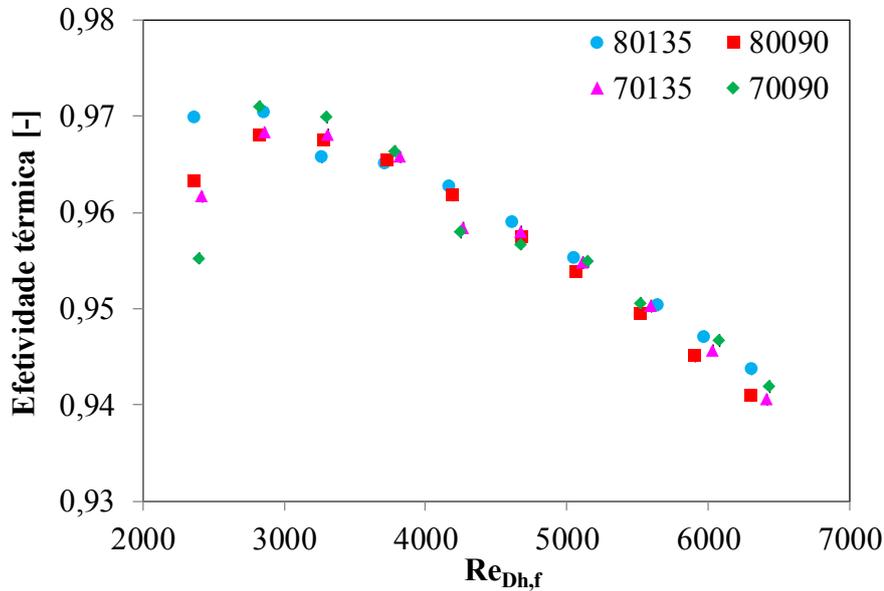


Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 6.22 ilustra a efetividade térmica experimental do trocador de calor 2 em função no número de Reynolds do ar. Constata-se uma diminuição da efetividade com o aumento do número de Reynolds, exceto dos testes 01 para os testes 02. Os valores de efetividade obtidos foram elevados (próximos de 1), ou seja, o trocador transfere calor de maneira eficiente, em valores próximos aos máximos possíveis. O dispositivo apresentou uma efetividade média de 0,9576. Pelo gráfico, que também apresenta as barras de erros

experimentais, tem-se que as incertezas da efetividade são imperceptíveis, em razão da precisão dos instrumentos de medição.

Figura 6.22 – Efetividade térmica experimental do trocador 2.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Tabela 6.2 compara os resultados médios de efetividade térmica experimental do trocador 2 com os valores obtidos pelos modelos térmicos. Igualmente como foi observado para o trocador 1, o modelo com o fator de atrito ajustado e o modelo com o fator de atrito ajustado sem a parcela da resistência de condução apresentaram valores de erros relativos muito baixos, mostrando-se adequados. O modelo clássico recomendado pela literatura, que utiliza o fator de atrito da correlação de Blasius, apresentou valores elevados de erros relativos médios.

Tabela 6.2 – Efetividades térmicas médias para o trocador 2.

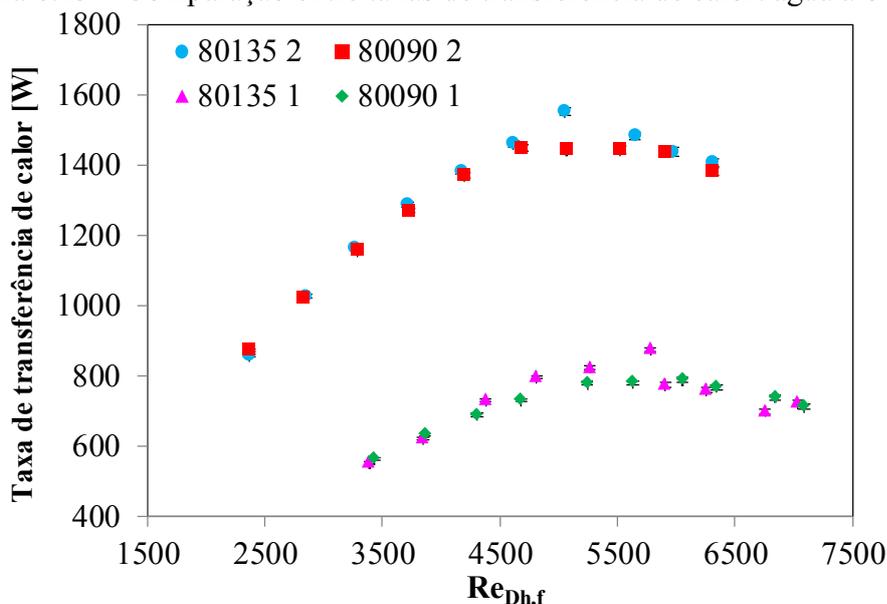
Teste	$\epsilon_{exp,med}$ [-]	f ajustado		f ajustado sem $R_{cond}$		f Blasius	
		$\epsilon_{med}$ [-]	Erro $\epsilon$ [%]	$\epsilon_{med}$ [-]	Erro $\epsilon$ [%]	$\epsilon_{med}$ [-]	Erro $\epsilon$ [%]
80135	0,9590	0,9583	0,4	0,9648	0,8	0,6657	30,6
80090	0,9573	0,9555	0,4	0,9622	0,7	0,6604	31,0
70135	0,9571	0,9575	0,4	0,9641	0,8	0,6649	30,5
70090	0,9571	0,9540	0,4	0,9608	0,7	0,6581	31,2

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

### 6.3 COMPARAÇÕES E DISCUSSÕES

A Figura 6.23 compara as taxas de transferência de calor experimentais dos dois trocadores de calor desenvolvidos, para testes com água a 80 °C. O trocador de calor 2, com o dobro de canais do lado frio, trocou em média 1307,4 W com vazão mássica de água de 1,35 kg/s, enquanto o trocador 1 transferiu em média 737,0 W nessa condição. Para vazão mássica de água de 0,90 kg/s, o trocador de calor 2 trocou em média 1286,4 W e o trocador 1 em média 719,9 W. Constata-se que a taxa de transferência de calor não é muito sensível à variação da vazão mássica de água, e que a faixa de números de Reynolds obtida é diferente para cada dispositivo devido às diferenças geométricas. Também, é possível observar uma maior dispersão da taxa de transferência de calor em função de Reynolds para o trocador de calor 2.

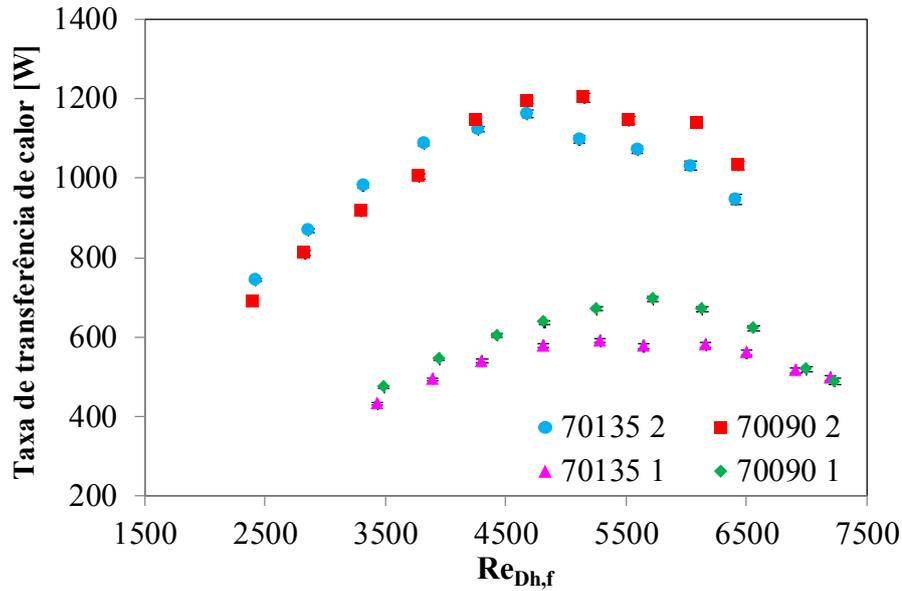
Figura 6.23 – Comparação entre taxas de transferência de calor: água a 80 °C.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Na Figura 6.24, realiza-se uma comparação entre as taxas de transferência de calor experimentais dos trocadores, para temperatura da água de 70 °C. Com vazão mássica de água de 1,35 kg/s, o trocador 2 trocou em média 1011,4 W, enquanto o trocador 1 trocou 536,6 W. Já para vazão mássica de água de 0,90 kg/s, o trocador 2 transferiu em média 1028,3 W, contra 592,7 W do trocador 1. Nesse caso, a taxa de transferência de calor também foi pouco sensível em relação à vazão mássica de água no trocador 2. Já o trocador 1, conforme discutido anteriormente, apresentou maiores potências térmicas com a menor vazão de água.

Figura 6.24 – Comparação entre taxas de transferência de calor: água a 70 °C.

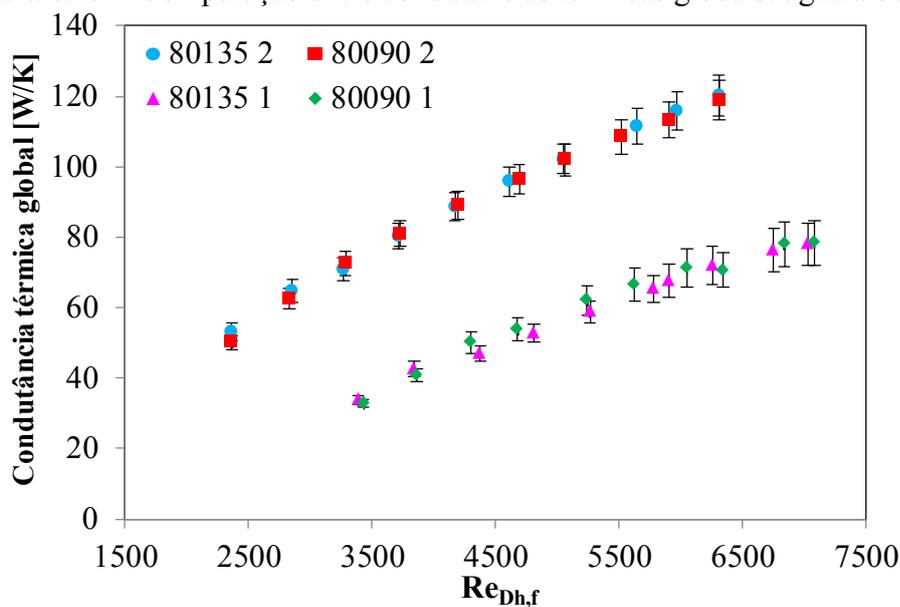


Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 6.25 apresenta a comparação entre as condutâncias térmicas globais experimentais para os dois trocadores, com a condição de temperatura da água em 80 °C. A condutância média do trocador 2 foi de 90,34 W/K para vazão mássica de água de 1,35 kg/s e de 89,47 W/K para vazão a mássica de 0,90 kg/s. Já para o trocador 1, a condutância térmica média foi de 59,43 W/K para vazão mássica de água de 1,35 kg/s e de 60,47 W/K para vazão mássica de água de 0,90 kg/s. Ou seja, os valores foram aproximadamente idênticos em cada trocador, independentes da vazão mássica de água.

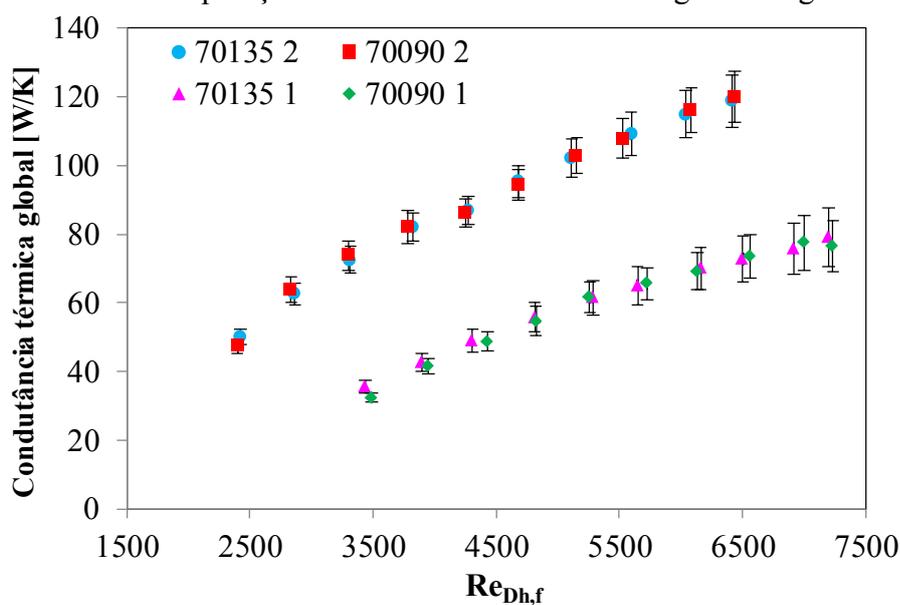
Praticamente os mesmos valores foram obtidos para a condição de temperatura da água em 70 °C, como ilustra a Figura 6.26. No trocador 2, a condutância térmica global média foi de 89,50 W/K para as duas condições de vazão mássica de água, enquanto o trocador 1 apresentou uma condutância térmica global média de 60,40 W/K. Portanto, em cada um dos dispositivos, conclui-se que os valores de condutância térmica global foram independentes da temperatura e da vazão mássica do fluido quente.

Figura 6.25 – Comparação entre condutâncias térmicas globais: água a 80 °C.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.26 – Comparação entre condutâncias térmicas globais: água a 70 °C.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Tabela 6.3 apresenta os valores experimentais médios obtidos de taxa de transferência de calor volumétrica e efetividade térmica, para os trocadores de calor desenvolvidos. A potência volumétrica é igual à razão entre a taxa de transferência de calor experimental e o volume total do equipamento. É possível observar que o trocador de calor 2 apresentou valores médios de potência volumétrica maiores do que o trocador 1 para todas as condições testadas. O aumento médio da potência volumétrica do trocador 2 foi 25,7 %. Entretanto, o trocador de calor 1 apresentou valores médios superiores de efetividade térmica,

concluindo-se que este dispositivo conseguiu transferir calor mais próximo à sua capacidade máxima. O aumento médio da efetividade térmica do trocador 1 foi de 0,9 %.

Tabela 6.3 – Potências volumétricas e efetividades médias experimentais.

Teste	Trocador 1			Trocador 2		
	$\dot{q}_{med}$ [kW/m <sup>3</sup> ]	$\varepsilon_{med}$ [-]	Aumento $\varepsilon_{med}$ [%]	$\dot{q}_{med}$ [kW/m <sup>3</sup> ]	Aumento $\dot{q}_{med}$ [%]	$\varepsilon_{med}$ [-]
80135	443,0	0,9661	0,7	550,1	24,2	0,9590
80090	432,7	0,9671	1,0	541,3	25,1	0,9573
70135	322,5	0,9683	1,2	425,6	32,0	0,9571
70090	356,3	0,9656	0,9	432,7	21,4	0,9571

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Na Tabela 6.4 são apresentadas comparações mais próximas em relação às condições de operação, com valores de números de Reynolds similares entre os testes dos dispositivos. Fica claro que o trocador de calor 2 apresentou valores muito superiores aos do trocador 1, em relação à taxa de transferência de calor e à condutância térmica global. A potência volumétrica do trocador de calor 2 também foi superior à do trocador 1 em todos os testes apresentados. Portanto, o maior número de canais do trocador de calor 2 e, conseqüentemente, a maior área de transferência de calor, permitiu maiores potências térmicas, condutâncias térmicas globais e potências volumétricas, em relação ao trocador 1. No entanto, o trocador de calor 1 apresentou valores de efetividades térmicas ligeiramente superiores aos do trocador 2.

Os valores entre parênteses na Tabela 6.4 indicam o aumento percentual do parâmetro em questão, em relação ao outro equipamento. Considerando o teste 70135 (água a 70 °C e com vazão mássica de 1,35 kg/s), para número de Reynolds do ar de aproximadamente 3850, a taxa de transferência de calor do trocador 2 foi 120,0 % maior em relação ao trocador 1. Nessa mesma condição, o trocador 2 apresentou valores superiores de condutância térmica global e potência volumétrica de, respectivamente, 93,0 % e 54,0 %. Já a efetividade térmica do trocador 1 foi 0,2 % maior.

Tabela 6.4 – Comparação entre parâmetros experimentais dos trocadores 1 e 2 para números de Reynolds similares.

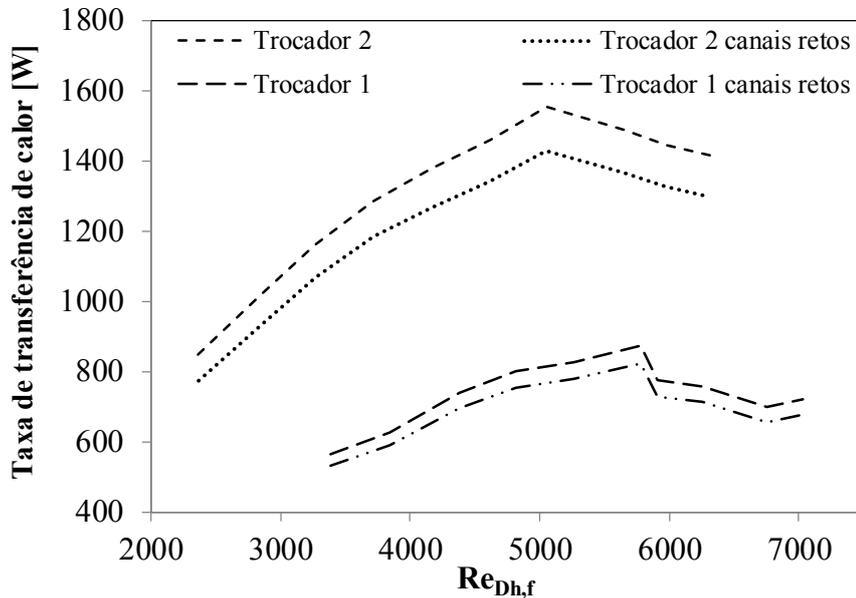
Teste	Trocador	$Re_{Dh,f}$ [-]	$q_{exp}$ [W]	$\varepsilon_{exp}$ [-]	$UA_{exp}$ [W/K]	$\dot{q}_{exp}$ [kW/m <sup>3</sup> ]
80135	1	5908	776,2	0,9696 (2,4%)	67,62	466,6
	2	5975	1439,1 (85,4%)	0,9471	115,83 (71,3%)	605,5 (29,8%)
80090	1	4682	732,4	0,9709 (1,4%)	53,78	440,2
	2	4693	1449,7 (97,9%)	0,9574	96,51 (79,5%)	610,0 (38,6%)
70135	1	3895	494,3	0,9672 (0,2%)	42,55	297,1
	2	3822	1087,5 (120,0%)	0,9657	82,12 (93,0%)	457,6 (54,0%)
70090	1	5261	670,9	0,9739 (2,5%)	61,47	403,3
	2	5229	1145,5 (70,7%)	0,9506	107,92 (75,6%)	482,0 (19,5%)

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Figura 6.27 apresenta a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds do ar, calculada pelo modelo térmico desenvolvido, para a condição 80135. Comparam-se os resultados obtidos para os trocadores desenvolvidos no presente projeto aos resultados para trocadores de calor com mesmas dimensões, porém empregando canais retos de mesma seção transversal. O trocador 1 apresentou aumento médio de potência térmica de 6,3 % em relação ao seu equivalente com canais retos, enquanto o trocador 2 apresentou aumento médio de 8,9 %.

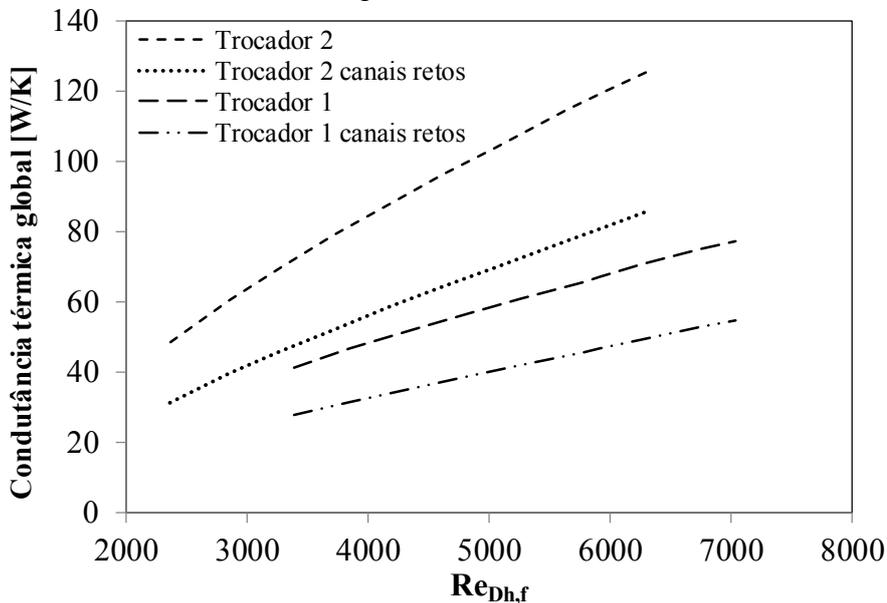
A Figura 6.28 compara valores de condutância térmica global para o teste 80135, dos trocadores 1 e 2, obtidos utilizando o modelo térmico, aos resultados de condutância de seus equivalentes com canais retos. Os resultados de condutância térmica global do trocador 1 foram, em média, 45,1 % superiores ao dispositivo com canais retos. Já o trocador 2 apresentou aumento médio de 50,2 % em relação ao seu equivalente.

Figura 6.27 – Comparação entre taxas de transferência de calor dos trocadores 1 e 2 com seus equivalentes de canais retos.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Figura 6.28 – Comparação entre condutâncias térmicas globais dos trocadores 1 e 2 com seus equivalentes de canais retos.



Fonte: elaborada pelo autor (2019).

A Tabela 6.5 compara os valores médios de efetividade térmica para os trocadores de calor desenvolvidos com seus equivalentes de canais retos, para o teste 80135. Os dois dispositivos apresentaram um aumento na efetividade em relação aos trocadores com canais retos: 6,3% para o trocador 1 e 8,9 % para o trocador 2.

Tabela 6.5 – Comparação entre efetividades térmicas dos trocadores 1 e 2 com seus equivalentes de canais retos.

<b>Teste 80135</b>	<b>Trocador 1 com canais retos</b>	<b>Trocador 1</b>	<b>Aumento [%]</b>	<b>Trocador 2 com canais retos</b>	<b>Trocador 2</b>	<b>Aumento [%]</b>
$\varepsilon_{med}$ [-]	0,9132	0,9709	6,3	0,8800	0,9583	8,9

Fonte: elaborada pelo autor (2019).

Pelas comparações realizadas, tem-se que os trocadores de calor desenvolvidos, empregando canais tridimensionais para o fluido quente e canais ‘S’ para o fluido frio, apresentaram valores superiores para todos os parâmetros avaliados, em relação aos seus equivalentes com canais retos de mesma seção transversal. Em razão de suas características geométricas, os canais retos de escoamento não apresentam geradores de turbulência. Diferentemente, os canais tridimensionais e ‘S’ apresentam tortuosidades que provocam mudanças contínuas de direção e sentido aos fluidos de trabalho. Portanto, a maior turbulência ocasionada pela geometria dos canais dos trocadores fabricados permitiu maiores valores de taxa de transferência de calor, condutância térmica global e efetividade térmica.



## 7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 7.1 CONCLUSÕES

No presente projeto, dois trocadores de calor compactos com canais tridimensionais e escoamentos cruzados foram projetados, fabricados e testados termicamente. Realizaram-se análises microestruturais e testes de estanqueidade, verificando-se que os parâmetros utilizados na união por difusão dos dispositivos foram adequados. Os dispositivos foram testados com água como fluido quente e ar como fluido frio, onde a temperatura e a vazão mássica da água eram mantidas constantes, enquanto a vazão mássica do ar variava. Desse modo, foi possível obter importantes parâmetros de desempenho, como taxa de transferência de calor, efetividade térmica e condutância térmica global. Ainda, foram desenvolvidos modelos matemáticos para prever o comportamento térmico dos trocadores.

Analisando-se os resultados experimentais, concluiu-se que a taxa de transferência de calor foi pouco sensível à mudança de vazão mássica de água. Esta variação não afetou de maneira significativa os resultados obtidos, pois os coeficientes de transferência de calor por convecção em escoamentos de líquidos são muito superiores aos dos escoamentos de gases, resultando em baixos valores de resistências convectivas ao fluido quente. Esse fato foi mais evidente na análise da condutância térmica global, onde os valores variaram praticamente apenas com o número de Reynolds do ar. Conseqüentemente, menos testes poderiam ter sido realizados, diminuindo a redundância das análises. Durante os testes experimentais, o parâmetro de variação foi a vazão mássica de ar, através da alteração da rotação do ventilador centrífugo. De outro modo, as análises poderiam ter sido mais bem elaboradas se fosse possível controlar o número de Reynolds, obtendo-se uma comparação mais adequada entre os dois dispositivos.

Conforme apresentado em capítulos anteriores, a correlação de Blasius (1) para o fator de atrito de Fanning e a correlação de Gnielinski (9) para calcular o número de Nusselt médio do escoamento, foram desenvolvidas para dutos circulares e lisos. Nos trocadores de calor compactos fabricados, os canais não são lisos e apresentam geometria retangular, além de possuírem pequeno diâmetro hidráulico. Portanto, as correlações propostas para o fator de atrito mostraram-se fundamentais para garantir a precisão do modelo térmico em obter os valores teóricos de desempenho dos trocadores de calor, como foi comprovado no capítulo de resultados e discussões.

Através do modelo analítico proposto para a condução de calor, foi possível calcular as espessuras de condução, as áreas de transferência de calor por condução das células unitárias e as áreas de condução total dos dispositivos. Comparando-se a resistência analítica da célula unitária 2 ao valor obtido do estudo numérico, obteve-se um erro de 5,2 %, verificando-se a adequação do modelo analítico desenvolvido. A literatura retrata que a parcela de resistência de condução pode, muitas vezes, ser desprezada para a determinação da condutância térmica global através do somatório de resistências totais (1). Entretanto, para os trocadores fabricados, ficou demonstrado que o uso deste termo garante uma maior precisão do modelo analítico em calcular os parâmetros de desempenho térmico, visto que a turbulência causada pelos canais foi alta, resultando em elevados coeficientes de transferência de calor por convecção.

O modelo térmico desenvolvido, utilizando o fator de atrito ajustado e a parcela da resistência térmica de condução, demonstrou-se adequado em prever o desempenho térmico dos trocadores de calor compactos. Ele representou melhor o trocador de calor 2, apresentando um erro relativo médio de 3,0 % para a condutância térmica global, 0,4 % para a taxa de transferência de calor e 0,4 % para a efetividade térmica. Para o trocador de calor 1, o modelo apresentou erro relativo médio de 5,8 % para a condutância térmica global, 0,7 % para a taxa de transferência de calor e 0,6 % para a efetividade térmica. Assim sendo, constata-se que os valores dos erros obtidos com o modelo térmico foram muito baixos, garantindo sua validação e confiabilidade em prever estes parâmetros.

Os valores médios de taxa de transferência de calor, condutância térmica global e potência volumétrica foram maiores para o trocador de calor 2 em todas as condições analisadas, enquanto os valores médios de efetividade foram maiores para o trocador 1. Essa comparação ficou ainda mais evidente através da análise dos parâmetros em condições de operações similares. Conforme discutido, em uma das condições, o trocador 2 apresentou taxa de transferência de calor 120,0 % maior do que o trocador 1. Em outra comparação, o trocador 2 apresentou condutância térmica global superior em 93,0 %, e potência volumétrica 54,0 % maior. O trocador 1 apresentou efetividade térmica maior em 2,5 % no teste com água a 70 °C e vazão mássica de 0,90 kg/s. Dessa forma, o maior número de canais de escoamento no trocador de calor 2 foi importante para elevar a taxa de transferência de calor, a potência volumétrica e a condutância térmica global.

Os trocadores de calor desenvolvidos apresentaram desempenho térmico superior em relação a trocadores equivalentes, com dimensões externas iguais e empregando canais retos de mesma seção transversal. Avaliou-se a condição 80135 (água com temperatura de 80 °C e

vazão mássica de 1,35 kg/s) utilizando o modelo térmico proposto. O trocador de calor 2 apresentou taxa de transferência de calor média superior em 8,9 %, condutância térmica global superior em 50,2 % e efetividade térmica 8,9 % maior, em relação ao seu equivalente com canais retos. Já o trocador 1, comparado ao seu similar com canais retos, apresentou valores médios superiores de 6,3% para a taxa de transferência de calor, 45,1 % para a condutância térmica global e 6,3 % para a efetividade térmica. Portanto, os canais tridimensionais e os canais 'S' empregados nos dispositivos fabricados geram maior turbulência aos escoamentos, elevando os coeficientes convectivos e o desempenho térmico dos trocadores de calor.

## 7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A seguir, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros:

- Fabricar um trocador de calor com maior número de canais do lado frio do escoamento e avaliar a influência sobre a taxa de transferência de calor, efetividade térmica e condutância térmica global;
- Aproveitar melhor a geometria das placas, de modo a se obter um aumento da densidade superficial de área dos dispositivos;
- Analisar o desempenho térmico dos trocadores de calor com outras combinações de fluidos de trabalho;
- Controlar o número de Reynolds durante os testes experimentais ao invés da vazão mássica de ar, para melhorar a análise e comparação dos resultados;
- Realizar o estudo hidrodinâmico dos trocadores de calor fabricados para se obter a perda de carga experimental e teórica;
- Testar os trocadores de calor com os fluidos nos regimes laminar e turbulento, e desenvolver modelos para prever os parâmetros de desempenho nestas condições;
- Utilizar o modelo analítico proposto para obter a resistência térmica de condução em outras geometrias de trocadores de calor;
- Estudar a influência dos bocais na distribuição dos fluidos e no desempenho térmico dos dispositivos;
- Realizar testes de longa duração com os trocadores para avaliar a deposição de impurezas nos canais;
- Executar testes e análises em regime transiente.



## REFERÊNCIAS

- 1 SHAH, R.K.; SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, New Jersey, 2003.
- 2 INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, New Jersey, 2007.
- 3 BEJAN, A.; KRAUS, A. D. *Heat Transfer Handbook*. John Wiley & Sons, New Jersey, 2003.
- 4 MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R. K. *Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with applications to heat exchanger design*. Applied Mechanics Review, vol. 53, p. 175-193, 2000.
- 5 SHAH, R. K.; HEIKAL, M. R.; THONON, B.; TOCHON, P. *Progress in the numerical analysis of compact heat exchanger surfaces*. Advances in Heat Transfer, Vol. 34, p. 363-443, 2001.
- 6 REAY, D. A. *Compact heat exchangers: A review of current equipment and R&D in the field*. Heat Recovery Systems and CHP, Vol. 14(5), p. 459-474, 1994.
- 7 BEJAN, A. *Convection Heat Transfer*. John Wiley & Sons, New Jersey, 2013.
- 8 PETUKHOV, B. S.; POPOV, V. N. *Theoretical calculation of heat exchange in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties*. High Temp., Vol. 1, p. 69-83, 1963.
- 9 GNIELINSKI, V. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. Int. Chem. Eng., Vol. 16, p. 359-368, 1976.
- 10 ABRAHAM, J. P.; SPARROW, E. M.; TONG, J. C. K. *Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, p. 557-563, 2009.
- 11 ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill, 5ª edição, 2006.
- 12 THULUKKANAM, K. *Heat Exchanger Design Handbook*. Taylor & Francis Group, 2ª edição, 2013.
- 13 MYLAVARAPU, S. K.; SUN, X.; CHRISTENSEN, R. N.; UNOCIC, R. R.; GLOSUP, R. E.; PATTERSON, M. W. *Fabrication and design aspects of high-temperature compact diffusion bonded heat exchangers*. Nuclear Engineering and Design, vol. 249, p. 49-56, 2012.
- 14 MYLAVARAPU, S. K.; SUM, X.; GLOSUP, R. E.; CHRISTENSEN, R. N.; PATTERSON, M. W. *Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat*

- exchangers in a high-temperature helium test facility*. Applied Thermal Engineering, vol. 65, p. 605-614, 2014.
- 15 BIER, W.; KELLER, W.; LINDER, G.; SEIDEL, D. ***Manufacturing and testing of compact micro heat exchangers with high volumetric heat transfer coefficients***. American Society of Mechanical Engineers, Dynamic Systems and Control Division, vol. 19, p. 189-197, 1990.
- 16 BIER, W.; KELLER, W.; LINDER, G.; SEIDEL, D.; SHUBERT, K.; MARTIN, H. ***Gas to gas heat transfer in micro heat exchangers***. Chemical Engineering and Processing, vol. 32, p. 33-43, 1993.
- 17 LEE, S. M.; KIM, K. Y. ***Comparative study on performance of a zigzag printed circuit heat exchanger with various channel shapes and configurations***. Heat Mass Transfer, vol. 49(7), p. 1021-1028, 2013.
- 18 MORTEAN, M. V. V. ***Desenvolvimento de tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão***. 212 p. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- 19 MORTEAN, M. V. V. ***Trocadores de calor compactos soldados por difusão: fabricação e modelagem***. 230 p. Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- 20 CARQUEJA, G. G. ***Modelagem e análise experimental de trocador de calor compacto com canais de perfil quadrado***. 109 p. Trabalho de Conclusão de Curso. Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- 21 BATISTA, J. V. C. ***Modelagem e análise experimental de um trocador de calor compacto com canais em zigue-zague***. 119 p. Trabalho de Conclusão de Curso. Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- 22 LIU, R. H.; STREMLER, M. A.; SHARP, K. V.; OLSEN, M. G.; SANTIAGO, J. G.; ADRIAN, R. J.; AREF, H.; BEEBE, D. J. ***Passive mixing in a three-dimensional serpentine microchannel***. Journal of Microelectromechanical Systems, vol. 9(2), p. 190-197, 2000.
- 23 LASBET, Y.; AUVITY, B.; CASTELAIN, C.; PEERHOSSAINI, H. ***A chaotic heat-exchanger for PEMFC cooling applications***. Journal of Power Sources, vol. 156, p. 114-118, 2006.
- 24 LASBET, Y.; AUVITY, B.; CASTELAIN, C.; PEERHOSSAINI, H. ***Thermal and hydrodynamic performances of chaotic mini-channel: application to the fuel cell cooling***. Heat Transfer Engineering, vol. 28, p. 795-803, 2007.
- 25 BAHIRAEI, M.; HANGI, M. ***Numerical simulation of nanofluid application in a C-shaped chaotic channel: a potential approach for energy efficiency improvement***. Energy, vol. 74, p. 863-870, 2014.

- 26 CASTELAIN, C.; LASBET, Y.; AUVITY, B.; PEERHOSSAINI, H. *Experimental study of the thermal performance of chaotic geometries for their use in PEM fuel cells*. International Journal of Thermal Sciences, vol. 101, p.181-192, 2016.
- 27 ASTM – American Society for Testing and Materials – E3-11, *Standard Guide for Preparation of Metallographic Specimens*, 2017.
- 28 ANSYS® Workbench, *Release 18.2.0, Help System*, ANSYS, Inc. 2017.
- 29 KHAN, M.G.; FARTAJ, A. *A review on microchannel heat exchangers and potential applications*. International Journal of Energy Research. 2011; **35**: 553-582. John Wiley & Sons, New Jersey, 2010.
- 30 PETUKHOV, B. S.; *Heat Transfer and Friction Factor in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties*. Advances in Heat Transfer, Vol. 6, p. 503-564, 1970.
- 31 KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. L. *EES – Engineering Equation Solver*. F-Chart Software, Wisconsin, USA, 1999.
- 32 LEMMON, E. W.; JACOBSEN, S. G.; PENONCELLO, S. G.; FRIEND, D. G. *Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen from 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa*. J. Phys. Chem., Vol. 29, No. 3, 2000.
- 33 TOULOUKIAN, Y. S.; LILEY, P. E.; SAXENA, S. C. *Thermophysical Properties of Matter, vol. 3, Thermal Conductivity of Nonmetallic Liquids and Gases*. IFI/Plenum, Michigan, 1970.
- 34 TOULOUKIAN, Y. S.; SAXENA, S. C.; HESTERMANS, P. *Thermophysical Properties of Matter, vol. 11, Viscosity*. IFI/Plenum, New York, 1970.
- 35 HUBER, M. L.; PERKINS, R. A.; FRIEND, D. G.; SENGERS, J. V.; ASSAEL, M. J.; METAXA, N. I.; MIYAGAWA, K.; HELLMANN, R.; VOGEL, E. *New International Formulation for the Thermal Conductivity of H<sub>2</sub>O*. J. Phys. Chem., Ref. Data 41, 2012.
- 36 WAGNER, W.; PRUß, A. *The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use*. J. Phys. Chem., Ref. Data 31, 2002.
- 37 HO, C. Y.; CHU, T. K. *Electrical Resistivity and Thermal Conductivity of Nine Selected AISI Stainless Steels*. CINDAS Report 45, 1977.
- 38 GHAJAR, A. J.; TAM, L. *Heat transfer measurements and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations*. Experimental Thermal and Fluid Science, 1994; **8**: 79-90. Elsevier Science, New York, 1994.
- 39 ALBERTAZZI JR, A.; SOUSA, A. R. *Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial*. Manole, Barueri, 2008.

- 40 INMETRO/CICMA/SEPIN. **Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. Duque de Caxias, Rio de Janeiro, 2012.

## APÊNDICE A – ANÁLISES DE INCERTEZAS

De acordo com Albertazzi e Sousa (39), o sistema de medição de uma grandeza pode ser classificado em medições diretas ou medições indiretas. Segundo o guia para a expressão da incerteza de medição, GUM 2008 (40), em medições diretas o sistema de medição já indica naturalmente o valor do mensurando. Nesses casos, a incerteza-padrão associada a uma ou mais fontes de incerteza pode ser classificada em dois tipos: incertezas do tipo A e do tipo B.

A avaliação da incerteza-padrão do tipo A é baseada em procedimentos estatísticos. Ela leva em consideração a componente aleatória do erro de medição, e pode ser estimada a partir de medições repetidas de uma grandeza  $I$  em questão, através de:

$$u_A(I) = \frac{\sigma_x(I)}{\sqrt{m}} \quad (\text{A.1})$$

onde  $u_A(I)$  é a incerteza-padrão do tipo A,  $m$  é o número de medições realizadas e  $\sigma_x(I)$  é o desvio-padrão das medições, dado por:

$$\sigma_x(I) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^m (I_k - \bar{I})^2}{m - 1}} \quad (\text{A.2})$$

onde  $I_k$  é a  $k$ -ésima indicação e  $\bar{I}$  é a média das indicações efetuadas.

A incerteza-padrão do tipo B de um mensurando avaliado por medições diretas é estimada por meios não estatísticos, sendo associada com a parcela sistemática do erro de medição. É o caso das informações obtidas pelas especificações técnicas nos catálogos dos dispositivos, e pode ser determinada através de:

$$u_B(I) = \frac{U_{e,B}(I)}{t} \quad (\text{A.3})$$

onde  $u_B(I)$  é a incerteza-padrão do tipo B,  $t$  é o coeficiente de Student associado e  $U_{e,B}(I)$  é a incerteza expandida fornecida pelo fabricante do dispositivo utilizado para a medição.

Pode-se então combinar os efeitos das ações das diferentes fontes de incertezas-padrão não correlacionadas através da incerteza-padrão combinada  $u_c(I)$ , dada por:

$$u_c(I) = \sqrt{[u_A(I)]^2 + [u_B(I)]^2} \quad (\text{A.4})$$

As medições indiretas ocorrem quando o valor do mensurando não pode ser determinado a partir de um instrumento de medição, mas sim através de uma equação matemática. Seja uma grandeza  $g$  determinada por medição indireta, definida em termos de

$x_n$  parâmetros não correlacionados, tal que  $g = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ , onde  $f$  é uma função contínua e diferenciável. A incerteza-padrão combinada  $u_c(g)$  pode ser obtida pela seguinte equação (39, 40):

$$u_c(g) = \sqrt{\left[\frac{\partial g}{\partial x_1} u(x_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial g}{\partial x_2} u(x_2)\right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial g}{\partial x_n} u(x_n)\right]^2} \quad (\text{A.5})$$

onde  $u$  é a incerteza-padrão associada ao parâmetro, podendo ser do tipo A, do tipo B ou combinada.

A incerteza expandida  $U_e$  satisfaz o requisito de fornecer um intervalo em torno do resultado de medição para abranger uma extensa fração da distribuição de valores que podem ser atribuídos ao mensurando. Ela é determinada através da multiplicação de um fator de abrangência ponderado  $\kappa$  pela incerteza-padrão combinada  $u_c$ , seja esta obtida por medições diretas ou indiretas (40):

$$U_e = u_c \kappa \quad (\text{A.6})$$

O fator de abrangência ponderado é selecionado com base no nível de confiança requerido, e pode ser obtido aproximando-se a distribuição da variável estimada pela distribuição de Student, conhecendo-se o número de graus de liberdade efetivos  $\nu_{eff}$  associado à incerteza-padrão combinada, através da equação de Welch-Satterthwaite (40):

$$\nu_{eff} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^n \frac{u_i^4(y)}{\nu_i}} \quad (\text{A.7})$$

onde  $\nu_i$  é o número de graus de liberdade associado à incerteza-padrão  $u_i$ .

O resultado de medição é então representado por:

$$I = \bar{I} \pm U_e(I) \quad (\text{A.8})$$

## A.1 INCERTEZA DAS TEMPERATURAS

A incerteza-padrão do tipo A para as 300 medições de temperaturas realizadas é obtida através da Equação A.1:

$$u_A(T) = \frac{\sigma_x(T)}{\sqrt{300}} \quad (\text{A.9})$$

onde  $\sigma_x(T)$  é determinado pela Equação A.2.

A parcela sistemática da incerteza-padrão é dada pela Equação A.3. Considerando um coeficiente de Student  $t = 2$  e a incerteza expandida  $U_{e,B}(T) = 0,10 + 0,0017\bar{T}$ , fornecida pelo fabricante do sensor RTD, com  $\bar{T}$  sendo a média de todas as 300 medições realizadas, tem-se que:

$$u_B(T) = 0,05 + 0,00085\bar{T} \quad (\text{A.10})$$

Combinando as Equações A.9 e A.10 com a Equação A.4, tem-se a incerteza-padrão combinada para as temperaturas:

$$u_c(T) = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x(T)}{\sqrt{300}}\right]^2 + [0,05 + 0,00085\bar{T}]^2} \quad (\text{A.11})$$

O número de graus de liberdade efetivos é calculado pela Equação A.7. Com este valor, obtém-se o correspondente fator de abrangência ponderado na tabela de distribuição de Student, e calcula-se a incerteza expandida pela Equação A.6.

A diferença de temperaturas para o lado frio é obtida por uma medição indireta e é dada por:

$$\Delta T_f = T_{f,s} - T_{f,e} \quad (\text{A.12})$$

Derivando a Equação A.12 e substituindo na Equação A.5:

$$u_c(\Delta T_f) = \sqrt{[u_c(T_{f,e})]^2 + [u_c(T_{f,s})]^2} \quad (\text{A.13})$$

onde  $u_c(T_{f,e})$  e  $u_c(T_{f,s})$  são dados pela Equação A.11. Substituindo os valores respectivos na Equação A.13:

$$u_c(\Delta T_f) = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x(T_{f,e})}{\sqrt{300}}\right]^2 + (0,05 + 0,00085\bar{T}_{f,e})^2 + \left[\frac{\sigma_x(T_{f,s})}{\sqrt{300}}\right]^2 + (0,05 + 0,00085\bar{T}_{f,s})^2} \quad (\text{A.14})$$

Obtém-se o número de graus de liberdade efetivos pela Equação A.7, e o fator de abrangência respectivo pela tabela de Student. A incerteza expandida para a diferença de temperaturas do lado frio é então determinada pela Equação A.6.

## A.2 INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA DE AR

A incerteza-padrão do tipo A da vazão mássica de ar é determinada através da Equação A.1:

$$u_A(\dot{m}_f) = \frac{\sigma_x(\dot{m}_f)}{\sqrt{300}} \quad (\text{A.15})$$

De acordo com o fabricante do medidor de vazão Coriolis,  $U_{e,B}(\dot{m}_f) = 0,0015\bar{m}_f - 0,0222\bar{m}_f^2$ , e para um coeficiente de Student  $t = 2$ , tem-se pela Equação A.3 a incerteza-padrão do tipo B para a vazão mássica de ar:

$$u_B(\dot{m}_f) = 0,00075\bar{m}_f - 0,0111\bar{m}_f^2 \quad (\text{A.16})$$

onde  $\bar{m}_f$  é a média das 300 medições realizadas.

Combinando as Equações A.15 e A.16 com a Equação A.4, tem-se a incerteza-padrão combinada da vazão mássica de ar:

$$u_c(\dot{m}_f) = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x(\dot{m}_f)}{\sqrt{300}}\right]^2 + \left(0,00075\bar{m}_f - 0,0111\bar{m}_f^2\right)^2} \quad (\text{A.17})$$

Na sequência, encontra-se o número de graus de liberdade efetivos pela Equação A.7 e o fator de abrangência ponderado na tabela de Student. Então, a incerteza expandida da vazão mássica de ar pode ser obtida pela Equação A.6.

## A.3 INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A taxa de transferência de calor experimental dos dispositivos desenvolvidos foi calculada utilizando-se a corrente de fluido frio através de:

$$q_{exp} = \dot{m}_f c_{p,f} \Delta T_f \quad (\text{A.18})$$

Considerando o calor específico a pressão constante  $c_{p,f}$  como uma constante, a incerteza-padrão combinada da taxa de transferência de calor  $u_c(q_{exp})$  é dada pela Equação A.5 através da derivação da Equação A.18:

$$u_c(q_{exp}) = \sqrt{\left[c_{p,f} \Delta T_f u_c(\dot{m}_f)\right]^2 + \left[c_{p,f} \dot{m}_f u_c(\Delta T_f)\right]^2} \quad (\text{A.19})$$

onde  $u_c(\Delta T_f)$  e  $u_c(\dot{m}_f)$  são dados pelas Equações A.14 e A.17, respectivamente. Substituindo em A.19:

$$u_c(q_{exp}) = \sqrt{\left\{ c_{p,f} \Delta T_f \sqrt{\left[ \frac{\sigma_x(\dot{m}_f)}{\sqrt{300}} \right]^2 + (0,00075 \bar{m}_f - 0,0111 \bar{m}_f^2)^2} \right\}^2 + \left\{ c_{p,f} \dot{m}_f \sqrt{\left[ \frac{\sigma_x(T_{f,e})}{\sqrt{300}} \right]^2 + (0,05 + 0,00085 \bar{T}_{f,e})^2} + \left[ \frac{\sigma_x(T_{f,s})}{\sqrt{300}} \right]^2 + (0,05 + 0,00085 \bar{T}_{f,s})^2} \right\}^2} \quad (\text{A.20})$$

Calcula-se então o número de graus de liberdade efetivos pela Equação A.7 para obter o fator de abrangência ponderado através da tabela de Student. A incerteza expandida da taxa de transferência de calor experimental pode ser então determinada pela Equação A.6.

#### A.4 INCERTEZA DA CONDUTÂNCIA TÉRMICA GLOBAL

A condutância térmica global experimental dos dispositivos é determinada através de:

$$UA_{exp} = \frac{q_{exp}}{\Delta T_{ml}} \quad (\text{A.21})$$

Derivando a equação acima de acordo com a definição de incerteza-padrão combinada dada pela Equação A.5, tem-se:

$$u_c(UA_{exp}) = \sqrt{\left[ \frac{1}{\Delta T_{ml}} u_c(q_{exp}) \right]^2 + \left[ \frac{-q_{exp}}{\Delta T_{ml}^2} u_c(\Delta T_{ml}) \right]^2} \quad (\text{A.22})$$

A média logarítmica das diferenças de temperaturas é definida por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{A.23})$$

onde  $\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$  e  $\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$ .

Através da Equação A.5 e da derivação da Equação A.23, tem-se que a incerteza-padrão combinada da média logarítmica das diferenças de temperaturas é calculada por:

$$u_c(\Delta T_{ml}) = \sqrt{\left[\frac{\partial \Delta T_{ml}}{\partial \Delta T_1} u_c(\Delta T_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial \Delta T_{ml}}{\partial \Delta T_2} u_c(\Delta T_2)\right]^2} \quad (\text{A.24})$$

As derivadas parciais da equação acima são dadas por:

$$\frac{\partial \Delta T_{ml}}{\partial \Delta T_1} = \frac{\Delta T_1 \ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right) + \Delta T_2 - \Delta T_1}{\Delta T_1 \ln^2\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{A.25})$$

$$\frac{\partial \Delta T_{ml}}{\partial \Delta T_2} = \frac{-\Delta T_2 \ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right) - \Delta T_2 + \Delta T_1}{\Delta T_2 \ln^2\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{A.26})$$

As incertezas-padrão combinadas  $u_c(\Delta T_1)$  e  $u_c(\Delta T_2)$  são dadas pela Equação A.14:

$$u_c(\Delta T_1) = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x(T_{q,s})}{\sqrt{300}}\right]^2 + (0,05 + 0,00085\bar{T}_{q,s})^2 + \left[\frac{\sigma_x(T_{f,e})}{\sqrt{300}}\right]^2 + (0,05 + 0,00085\bar{T}_{f,e})^2} \quad (\text{A.27})$$

$$u_c(\Delta T_2) = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x(T_{f,s})}{\sqrt{300}}\right]^2 + (0,05 + 0,00085\bar{T}_{f,s})^2 + \left[\frac{\sigma_x(T_{q,e})}{\sqrt{300}}\right]^2 + (0,05 + 0,00085\bar{T}_{q,e})^2} \quad (\text{A.28})$$

Substituindo as Equações A.25, A.26, A.27 e A.28 na Equação A.24, obtém-se  $u_c(\Delta T_{ml})$ . Com esta incerteza-padrão combinada da média logarítmica das diferenças de temperaturas e com a incerteza-padrão combinada da taxa de transferência de calor experimental, dada pela Equação A.20, chega-se na incerteza-padrão combinada da condutância térmica global definida pela Equação A.22. Através da Equação A.7, determina-se o número de graus de liberdade efetivos para se obter o fator de abrangência ponderado da tabela de Student. Finalmente, a incerteza expandida da condutância térmica global experimental é determinada pela Equação A.6.

## A.5 INCERTEZA DA EFETIVIDADE TÉRMICA

A efetividade térmica experimental é calculada através de:

$$\varepsilon_{exp} = \frac{q_{exp}}{q_{max}} = \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \quad (\text{A.29})$$

Realizando-se as derivadas e substituindo na Equação A.5 tem-se:

$$u_c(\varepsilon_{exp}) = \sqrt{\left[ \frac{1}{(T_{q,e} - T_{f,e})} u_c(T_{f,s}) \right]^2 + \left[ \frac{(T_{f,s} - T_{q,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})^2} u_c(T_{f,e}) \right]^2 + \left[ \frac{(T_{f,e} - T_{f,s})}{(T_{q,e} - T_{f,e})^2} u_c(T_{q,e}) \right]^2} \quad (\text{A.30})$$

onde as incertezas-padrão combinadas das temperaturas são dadas pela Equação A.11.

Utilizando-se a Equação A.7, obtém-se o número de graus de liberdade efetivos da efetividade. Com o fator de abrangência ponderado respectivo, chega-se na incerteza expandida através da Equação A.6.



## APÊNDICE B – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

### B.1 TROCADOR DE CALOR 1

Teste	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$\dot{m}_q$ [kg/s]	$Re_{Dh,f}$ [-]	$q_f$ [W]	$UA$ [W/K]	$\varepsilon$ [-]
<b>80135</b>										
<b>01</b>	26,41	77,06	79,46	79,37	0,01083	1,341	3390	552,9	33,84	0,9548
<b>02</b>	27,69	77,93	79,61	79,50	0,01231	1,342	3844	623,4	42,64	0,9676
<b>03</b>	25,70	77,61	79,54	79,41	0,01398	1,340	4378	731,5	46,99	0,9642
<b>04</b>	26,51	77,91	79,71	79,55	0,01539	1,356	4813	797,4	52,65	0,9662
<b>05</b>	29,70	78,10	79,70	79,54	0,01691	1,354	5267	825,0	58,81	0,9680
<b>06</b>	31,42	78,19	79,68	79,49	0,01860	1,350	5781	876,9	65,40	0,9691
<b>07</b>	37,95	78,16	79,42	79,27	0,01915	1,346	5908	776,2	67,62	0,9696
<b>08</b>	41,33	78,42	79,58	79,42	0,02038	1,346	6259	761,9	72,04	0,9697
<b>09</b>	47,10	78,52	79,60	79,43	0,02214	1,347	6756	701,2	76,27	0,9668
<b>10</b>	47,44	78,56	79,70	79,54	0,02307	1,346	7036	723,7	78,02	0,9647
<b>80090</b>										
<b>01</b>	25,91	77,02	79,79	79,67	0,01096	0,8998	3432	564,6	32,84	0,9486
<b>02</b>	26,69	77,71	79,70	79,53	0,01234	0,8999	3863	634,6	40,92	0,9625
<b>03</b>	28,60	78,20	79,60	79,45	0,01381	0,8990	4305	690,5	50,16	0,9725
<b>04</b>	30,01	78,32	79,77	79,55	0,01504	0,8984	4682	732,4	53,78	0,9709
<b>05</b>	32,75	78,50	79,75	79,54	0,01691	0,8969	5245	779,8	62,03	0,9734
<b>06</b>	35,78	78,41	79,59	79,34	0,01821	0,8950	5629	782,5	66,63	0,9731
<b>07</b>	38,62	78,52	79,66	79,41	0,01965	0,8928	6053	790,3	71,31	0,9722
<b>08</b>	41,47	78,46	79,77	79,49	0,02066	0,8983	6345	770,3	70,68	0,9658
<b>09</b>	45,73	78,55	79,64	79,40	0,02239	0,8983	6842	740,7	77,99	0,9679
<b>10</b>	48,42	78,83	79,97	79,73	0,02327	0,8990	7086	713,3	78,33	0,9639

Teste	$T_{fe}$ [°C]	$T_{fs}$ [°C]	$T_{qe}$ [°C]	$T_{qs}$ [°C]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$\dot{m}_q$ [kg/s]	$Re_{Dh,f}$ [-]	$q_f$ [W]	$UA$ [W/K]	$\varepsilon$ [-]
<b>70135</b>										
<b>01</b>	28,75	68,07	69,67	69,60	0,01089	1,355	3437	431,2	35,59	0,9609
<b>02</b>	28,61	68,36	69,71	69,62	0,01235	1,355	3895	494,3	42,55	0,9672
<b>03</b>	29,38	68,59	69,76	69,65	0,01367	1,355	4307	539,8	48,85	0,9710
<b>04</b>	31,11	68,60	69,64	69,52	0,01531	1,354	4814	578,0	55,82	0,9730
<b>05</b>	34,05	68,77	69,74	69,61	0,01687	1,353	5286	590,4	61,48	0,9728
<b>06</b>	37,08	68,73	69,66	69,53	0,01809	1,353	5648	577,1	65,04	0,9715
<b>07</b>	39,65	68,75	69,66	69,52	0,01980	1,353	6164	580,8	70,01	0,9697
<b>08</b>	42,45	68,96	69,85	69,71	0,02097	1,354	6505	560,4	72,72	0,9675
<b>09</b>	46,06	68,96	69,80	69,66	0,02240	1,353	6917	517,1	75,78	0,9646
<b>10</b>	47,93	69,01	69,78	69,65	0,02337	1,352	7202	496,6	79,16	0,9648
<b>Teste 70090</b>										
<b>01</b>	24,45	67,18	69,62	69,51	0,01099	0,8971	3490	472,9	32,35	0,9460
<b>02</b>	24,59	68,02	69,68	69,54	0,01245	0,8968	3949	544,5	41,49	0,9632
<b>03</b>	25,74	68,59	70,00	69,81	0,01400	0,8976	4432	604,1	48,74	0,9681
<b>04</b>	27,19	68,64	69,88	69,66	0,01527	0,8989	4824	637,4	54,63	0,9710
<b>05</b>	28,68	68,62	69,69	69,49	0,01668	0,8985	5261	670,9	61,47	0,9739
<b>06</b>	30,47	68,45	69,56	69,33	0,01819	0,8986	5726	695,7	65,53	0,9716
<b>07</b>	34,81	68,74	69,81	69,59	0,01960	0,8986	6135	670,3	69,23	0,9694
<b>08</b>	39,25	68,61	69,58	69,35	0,02107	0,8976	6562	623,6	73,53	0,9680
<b>09</b>	46,13	68,84	69,65	69,47	0,02268	0,8882	7004	519,2	77,45	0,9656
<b>10</b>	48,37	69,01	69,88	69,67	0,02349	0,8887	7236	488,7	76,50	0,9596

## B.2 TROCADOR DE CALOR 2

Teste	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$\dot{m}_q$ [kg/s]	$Re_{D,h,f}$ [-]	$q_f$ [W]	$UA$ [W/K]	$\varepsilon$ [-]
<b>80135</b>										
<b>01</b>	21,67	78,42	80,18	80,04	0,01505	1,354	2365	860,1	53,20	0,9699
<b>02</b>	22,35	78,53	80,24	80,07	0,01818	1,350	2854	1028,5	64,62	0,9705
<b>03</b>	22,82	78,35	80,32	80,12	0,02083	1,348	3270	1164,8	70,95	0,9657
<b>04</b>	24,07	78,11	80,06	79,83	0,02370	1,347	3715	1289,7	80,37	0,9652
<b>05</b>	26,83	78,20	80,19	79,95	0,02670	1,346	4173	1382,6	88,81	0,9627
<b>06</b>	29,28	78,23	80,32	80,05	0,02962	1,347	4615	1461,5	95,78	0,9591
<b>07</b>	30,49	77,97	80,19	79,9	0,03247	1,352	5054	1554,0	102,17	0,9553
<b>08</b>	37,8	78,04	80,14	79,87	0,03663	1,350	5650	1485,8	111,42	0,9504
<b>09</b>	41,35	78,06	80,11	79,83	0,03889	1,350	5975	1439,1	115,83	0,9471
<b>10</b>	44,23	78,10	80,12	79,84	0,04123	1,350	6312	1407,6	120,25	0,9437
<b>Teste 80090</b>										
<b>01</b>	20,42	78,16	80,36	80,19	0,01505	0,9020	2366	875,1	50,19	0,9633
<b>02</b>	21,88	78,31	80,17	79,95	0,01802	0,9013	2832	1024,0	62,69	0,9681
<b>03</b>	23,47	78,35	80,19	79,92	0,02095	0,9003	3286	1157,8	72,58	0,9676
<b>04</b>	25,29	78,28	80,18	79,88	0,02382	0,8989	3728	1272,3	81,09	0,9654
<b>05</b>	27,55	78,16	80,17	79,82	0,02689	0,8972	4198	1371,8	88,93	0,9618
<b>06</b>	30,45	78,12	80,24	79,87	0,03017	0,9013	4693	1449,7	96,51	0,9574
<b>07</b>	34,31	78,10	80,22	79,84	0,03272	0,8998	5067	1444,3	102,04	0,9538
<b>08</b>	38,04	78,08	80,21	79,81	0,03581	0,8976	5523	1445,3	108,51	0,9495
<b>09</b>	40,79	77,96	80,12	79,63	0,03842	0,8988	5908	1439,5	113,39	0,9451
<b>10</b>	44,85	78,13	80,22	79,74	0,04126	0,8999	6314	1384,1	118,79	0,9409

Teste	$T_{fe}$ [°C]	$T_{fs}$ [°C]	$T_{qe}$ [°C]	$T_{qs}$ [°C]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$\dot{m}_q$ [kg/s]	$Re_{Dh,f}$ [-]	$q_f$ [W]	$UA$ [W/K]	$\varepsilon$ [-]
<b>70135</b>										
<b>01</b>	19,56	68,18	70,12	70,01	0,01520	1,348	2424	744,2	49,99	0,9616
<b>02</b>	20,56	68,47	70,04	69,90	0,01799	1,352	2865	867,9	62,64	0,9683
<b>03</b>	21,90	68,62	70,16	70,00	0,02087	1,351	3317	981,9	72,58	0,9681
<b>04</b>	23,78	68,59	70,18	69,99	0,02410	1,354	3822	1087,5	82,12	0,9657
<b>05</b>	27,44	68,67	70,46	70,25	0,02706	1,351	4272	1123,5	86,95	0,9584
<b>06</b>	29,86	68,64	70,34	70,12	0,02974	1,352	4683	1161,4	95,32	0,9580
<b>07</b>	34,67	68,03	69,61	69,39	0,03264	1,353	5114	1097,6	102,34	0,9548
<b>08</b>	38,89	68,50	70,05	69,84	0,03592	1,351	5596	1072,1	109,18	0,9503
<b>09</b>	42,37	68,65	70,16	69,95	0,03892	1,350	6039	1031,0	114,88	0,9457
<b>10</b>	46,10	68,71	70,14	69,95	0,04153	1,349	6415	946,5	118,80	0,9405
<b>Teste 70090</b>										
<b>01</b>	22,71	68,13	70,26	70,11	0,01510	0,8909	2400	690,6	47,33	0,9552
<b>02</b>	23,63	68,74	70,09	69,96	0,01787	0,8893	2834	811,8	63,81	0,9709
<b>03</b>	25,06	68,78	70,14	69,97	0,02085	0,8885	3302	917,9	73,71	0,9698
<b>04</b>	26,98	68,60	70,05	69,80	0,02394	0,8857	3783	1003,4	82,11	0,9663
<b>05</b>	26,01	68,34	70,20	69,88	0,02688	0,9024	4252	1145,8	86,20	0,9579
<b>06</b>	28,43	68,41	70,22	69,91	0,02966	0,9048	4680	1194,1	94,27	0,9567
<b>07</b>	31,94	68,32	70,04	69,74	0,03281	0,9008	5156	1202,0	102,94	0,9549
<b>08</b>	36,31	68,43	70,10	69,81	0,03538	0,8999	5529	1145,5	107,92	0,9506
<b>09</b>	39,49	68,43	70,06	69,80	0,03909	0,9008	6087	1140,3	116,21	0,9467
<b>10</b>	43,84	68,48	70,00	69,74	0,04155	0,8994	6438	1032,0	120,03	0,9419

## APÊNDICE C – RESULTADOS DOS MODELOS

### C.1 TROCADOR DE CALOR 1

Teste	Modelo f Blasius					Teste	Modelo f Blasius					
	$q$ [W]	Erro [%]	UA [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]		70135	$q$ [W]	Erro [%]	UA [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]
<b>80135</b>						<b>70135</b>						
<b>01</b>	388,6	29,7	12,17	64,0	0,6725	<b>01</b>	301,3	30,1	12,23	65,6	0,6723	30,0
<b>02</b>	434,3	30,3	13,95	67,3	0,6755	<b>02</b>	344,6	30,3	13,98	67,1	0,6750	30,2
<b>03</b>	511,4	30,1	15,85	66,3	0,6756	<b>03</b>	374,8	30,6	15,48	68,3	0,6752	30,5
<b>04</b>	555,2	30,4	17,39	67,0	0,6743	<b>04</b>	399,6	30,9	17,27	69,1	0,6736	30,8
<b>05</b>	571,4	30,7	18,99	67,7	0,6719	<b>05</b>	406,5	31,2	18,90	69,3	0,6712	31,0
<b>06</b>	603,6	31,2	20,69	68,4	0,6685	<b>06</b>	396,5	31,3	20,15	69,0	0,6688	31,2
<b>07</b>	533,5	31,3	21,27	68,5	0,6677	<b>07</b>	397,6	31,5	21,83	68,8	0,6651	31,4
<b>08</b>	521,7	31,5	22,48	68,8	0,6651	<b>08</b>	383,0	31,7	22,96	68,4	0,6624	31,5
<b>09</b>	478,9	31,7	24,17	68,3	0,6612	<b>09</b>	352,7	31,8	24,31	67,9	0,6590	31,7
<b>10</b>	493,6	31,8	25,03	67,9	0,6589	<b>10</b>	337,5	32,0	25,20	68,2	0,6567	31,9
<b>80090</b>						<b>70090</b>						
<b>01</b>	398,0	29,5	12,25	62,7	0,6702	<b>01</b>	334,1	29,4	12,25	62,1	0,6693	29,2
<b>02</b>	442,4	30,3	13,88	66,1	0,6724	<b>02</b>	378,8	30,4	13,95	66,4	0,6711	30,3
<b>03</b>	476,3	31,0	15,53	69,0	0,6723	<b>03</b>	417,8	30,8	15,66	67,9	0,6705	30,7
<b>04</b>	505,1	31,0	16,86	68,6	0,6710	<b>04</b>	438,4	31,2	17,01	68,9	0,6688	31,1
<b>05</b>	533,9	31,5	18,79	69,7	0,6678	<b>05</b>	458,2	31,7	18,44	70,0	0,6660	31,6
<b>06</b>	533,8	31,8	20,09	69,8	0,6650	<b>06</b>	473,8	31,9	19,92	69,6	0,6625	31,8
<b>07</b>	536,9	32,1	21,48	69,9	0,6616	<b>07</b>	454,9	32,1	21,28	69,3	0,6592	32,0
<b>08</b>	525,0	31,8	22,45	68,2	0,6593	<b>08</b>	421,4	32,4	22,65	69,2	0,6555	32,3
<b>09</b>	500,5	32,4	24,05	69,2	0,6549	<b>09</b>	349,6	32,7	24,12	68,9	0,6513	32,5
<b>10</b>	482,5	32,4	24,86	68,3	0,6528	<b>10</b>	330,2	32,4	24,85	67,5	0,6493	32,3

Teste	Modelo f ajustado					Teste	Modelo f ajustado					
	$q$ [W]	Erro [%]	UA [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]		70135	$q$ [W]	Erro [%]	UA [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]
<b>80135</b>						<b>70135</b>						
<b>01</b>	565,1	2,2	41,45	22,5	0,9775	<b>01</b>	438,1	1,6	41,51	16,6	0,9772	1,7
<b>02</b>	628,1	0,8	46,69	9,5	0,9767	<b>02</b>	498,5	0,8	46,59	9,5	0,9762	0,9
<b>03</b>	738,5	1,0	52,11	10,9	0,9751	<b>03</b>	541,4	0,3	50,89	4,2	0,9750	0,4
<b>04</b>	802,1	0,6	56,46	7,2	0,9735	<b>04</b>	577,5	0,1	55,92	0,2	0,9731	0,01
<b>05</b>	826,8	0,2	60,93	3,6	0,9717	<b>05</b>	588,4	0,3	60,47	1,6	0,9712	0,2
<b>06</b>	875,8	0,1	65,62	0,3	0,9695	<b>06</b>	575,1	0,4	63,89	1,8	0,9697	0,2
<b>07</b>	774,6	0,2	67,23	0,6	0,9689	<b>07</b>	578,4	0,4	68,46	2,2	0,9673	0,2
<b>08</b>	759,2	0,4	70,53	2,1	0,9673	<b>08</b>	558,4	0,4	71,51	1,7	0,9657	0,2
<b>09</b>	699,2	0,3	75,11	1,5	0,9650	<b>09</b>	515,8	0,2	75,11	0,9	0,9636	0,1
<b>10</b>	722,2	0,2	77,38	0,8	0,9636	<b>10</b>	494,6	0,4	77,47	2,1	0,9622	0,3
<b>80090</b>						<b>70090</b>						
<b>01</b>	580,2	2,8	41,52	26,4	0,9765	<b>01</b>	487,2	3,0	41,30	27,6	0,9758	3,2
<b>02</b>	642,1	1,2	46,26	13,0	0,9755	<b>02</b>	550,3	1,1	46,21	11,4	0,9746	1,2
<b>03</b>	690,3	0,02	50,99	1,7	0,9740	<b>03</b>	606,4	0,4	51,07	4,8	0,9729	0,5
<b>04</b>	732,5	0,01	54,73	1,8	0,9726	<b>04</b>	636,9	0,1	54,82	0,4	0,9712	0,03
<b>05</b>	776,0	0,5	60,10	3,1	0,9701	<b>05</b>	667,0	0,6	58,76	4,4	0,9692	0,5
<b>06</b>	777,5	0,6	63,65	4,5	0,9683	<b>06</b>	691,7	0,6	62,78	4,2	0,9669	0,5
<b>07</b>	784,3	0,8	67,43	5,4	0,9661	<b>07</b>	666,0	0,6	66,46	4,0	0,9648	0,5
<b>08</b>	768,5	0,2	70,05	0,9	0,9647	<b>08</b>	619,0	0,7	70,11	4,7	0,9625	0,6
<b>09</b>	735,5	0,7	74,32	4,7	0,9621	<b>09</b>	515,4	0,7	74,00	4,5	0,9599	0,6
<b>10</b>	710,3	0,4	76,48	2,4	0,9608	<b>10</b>	487,6	0,2	75,92	0,8	0,9586	0,1

Teste	Modelo f ajustado sem $R_{cond}$					Teste	Modelo f ajustado sem $R_{cond}$					
	$q$ [W]	Erro [%]	$UA$ [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]		Erro [%]	$q$ [W]	Erro [%]	$UA$ [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]
<b>80135</b>						<b>70135</b>						
<b>01</b>	567,7	2,7	43,84	29,6	0,9819	<b>01</b>	440,1	2,1	43,93	23,4	0,9817	2,2
<b>02</b>	631,4	1,3	49,73	16,6	0,9817	<b>02</b>	501,1	1,4	49,65	16,7	0,9814	1,5
<b>03</b>	743,0	1,6	55,94	19,1	0,9810	<b>03</b>	544,7	0,9	54,57	11,7	0,9808	1,0
<b>04</b>	807,6	1,3	60,98	15,8	0,9802	<b>04</b>	581,5	0,6	60,39	8,2	0,9799	0,7
<b>05</b>	833,2	1,0	66,23	12,6	0,9792	<b>05</b>	593,0	0,4	65,73	6,9	0,9788	0,6
<b>06</b>	883,5	0,8	71,80	9,8	0,9780	<b>06</b>	580,0	0,5	69,78	7,3	0,9780	0,7
<b>07</b>	781,6	0,7	73,72	9,0	0,9778	<b>07</b>	584,0	0,6	75,26	7,5	0,9767	0,7
<b>08</b>	766,7	0,6	77,69	7,8	0,9769	<b>08</b>	564,3	0,7	78,95	8,6	0,9758	0,9
<b>09</b>	706,9	0,8	83,27	9,2	0,9756	<b>09</b>	521,7	0,9	83,35	10,0	0,9747	1,0
<b>10</b>	730,6	1,0	86,07	10,3	0,9749	<b>10</b>	500,6	0,8	86,26	9,0	0,9739	0,9
<b>80090</b>						<b>70090</b>						
<b>01</b>	582,9	3,2	33,7	26,43	0,9810	<b>01</b>	489,6	3,5	43,70	35,1	0,9805	3,6
<b>02</b>	645,5	1,7	20,3	13,04	0,9807	<b>02</b>	553,4	1,6	49,22	18,6	0,9800	1,7
<b>03</b>	694,6	0,6	8,9	1,66	0,9800	<b>03</b>	610,3	1,0	54,78	12,4	0,9791	1,1
<b>04</b>	737,5	0,7	9,6	1,77	0,9792	<b>04</b>	641,5	0,6	59,11	8,2	0,9782	0,7
<b>05</b>	782,2	0,3	5,2	3,11	0,9778	<b>05</b>	672,3	0,2	63,72	3,7	0,9770	0,3
<b>06</b>	784,4	0,2	4,2	4,47	0,9768	<b>06</b>	698,0	0,3	68,47	4,5	0,9757	0,4
<b>07</b>	792,0	0,2	3,7	5,43	0,9756	<b>07</b>	672,6	0,3	72,87	5,3	0,9745	0,5
<b>08</b>	776,5	0,8	9,1	0,89	0,9748	<b>08</b>	625,8	0,4	77,27	5,1	0,9731	0,5
<b>09</b>	744,1	0,4	5,5	4,71	0,9732	<b>09</b>	521,7	0,5	81,99	5,9	0,9716	0,6
<b>10</b>	719,0	0,8	8,5	2,36	0,9725	<b>10</b>	493,8	1,0	84,34	10,2	0,9709	1,2

## C.2 TROCADOR DE CALOR 2

Teste	Modelo f Blasius					Teste	Modelo f Blasius					
	$q$ [W]	Erro [%]	$UA$ [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]		$q$ [W]	Erro [%]	$UA$ [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]	
<b>80135</b>						<b>70135</b>						
<b>01</b>	567,7	34,0	15,53	70,8	0,6411	<b>01</b>	497,0	33,2	15,78	68,4	0,6434	33,1
<b>02</b>	700,2	31,9	19,84	69,3	0,6616	<b>02</b>	591,3	31,9	19,59	68,7	0,6608	31,8
<b>03</b>	806,5	30,8	23,24	67,2	0,6696	<b>03</b>	677,6	31,0	23,26	68,0	0,6692	30,9
<b>04</b>	898,4	30,3	26,72	66,8	0,6732	<b>04</b>	756,3	30,5	27,13	67,0	0,6727	30,3
<b>05</b>	965,8	30,1	30,18	66,0	0,6740	<b>05</b>	787,8	29,9	30,49	64,9	0,6729	29,8
<b>06</b>	1023,3	30,0	33,39	65,1	0,6729	<b>06</b>	813,3	30,0	33,41	64,9	0,6717	29,9
<b>07</b>	1088,9	29,9	36,41	64,4	0,6708	<b>07</b>	768,0	30,0	36,46	64,4	0,6695	29,9
<b>08</b>	1040,8	29,9	40,67	63,5	0,6670	<b>08</b>	750,3	30,0	39,80	63,5	0,6663	29,9
<b>09</b>	1008,1	29,9	42,91	63,0	0,6646	<b>09</b>	721,5	30,0	42,75	62,8	0,6629	29,9
<b>10</b>	985,7	30,0	45,17	62,4	0,6619	<b>10</b>	663,0	30,0	45,25	61,9	0,6599	29,8
<b>80090</b>						<b>70090</b>						
<b>01</b>	579,3	33,8	15,44	69,2	0,6387	<b>01</b>	460,9	33,3	15,48	67,3	0,6385	33,2
<b>02</b>	694,5	32,2	19,47	68,9	0,6576	<b>02</b>	547,4	32,6	19,21	69,9	0,6558	32,5
<b>03</b>	795,6	31,3	23,16	68,1	0,6658	<b>03</b>	627,6	31,6	22,94	68,9	0,6640	31,5
<b>04</b>	879,3	30,9	26,56	67,2	0,6687	<b>04</b>	691,3	31,1	26,54	67,7	0,6667	31,0
<b>05</b>	951,7	30,6	29,99	66,3	0,6687	<b>05</b>	796,4	30,5	29,81	65,4	0,6667	30,4
<b>06</b>	1007,6	30,5	33,50	65,3	0,6668	<b>06</b>	828,8	30,6	32,75	65,3	0,6649	30,5
<b>07</b>	1004,3	30,5	36,12	64,6	0,6645	<b>07</b>	831,8	30,8	35,93	65,1	0,6616	30,7
<b>08</b>	1004,4	30,5	39,18	63,9	0,6610	<b>08</b>	792,1	30,9	38,45	64,4	0,6587	30,7
<b>09</b>	1000,2	30,5	41,68	63,2	0,6577	<b>09</b>	785,8	31,1	41,93	63,9	0,6537	30,9
<b>10</b>	960,8	30,6	44,34	62,7	0,6541	<b>10</b>	711,2	31,1	44,18	63,2	0,6503	31,0

Teste	Modelo f ajustado					Teste	Modelo f ajustado					
	$q$ [W]	Erro [%]	$UA$ [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]		Erro [%]	$q$ [W]	Erro [%]	$UA$ [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]
<b>80135</b>						<b>70135</b>						
<b>01</b>	849,5	1,2	48,49	8,8	0,9589	<b>01</b>	741,3	0,4	49,05	1,9	0,9591	0,3
<b>02</b>	1019,6	0,9	60,49	6,4	0,9629	<b>02</b>	861,6	0,7	59,60	4,9	0,9624	0,6
<b>03</b>	1161,0	0,3	69,68	1,8	0,9635	<b>03</b>	975,4	0,7	69,47	4,3	0,9629	0,5
<b>04</b>	1285,4	0,3	78,88	1,9	0,9627	<b>04</b>	1081,9	0,5	79,64	3,0	0,9619	0,4
<b>05</b>	1378,1	0,3	87,89	1,0	0,9613	<b>05</b>	1124,6	0,1	88,37	1,6	0,9603	0,2
<b>06</b>	1459,7	0,1	96,16	0,4	0,9594	<b>06</b>	1160,9	0,05	95,82	0,5	0,9585	0,1
<b>07</b>	1554,7	0,0	103,79	1,6	0,9573	<b>07</b>	1097,3	0,03	103,51	1,1	0,9563	0,2
<b>08</b>	1489,6	0,3	114,53	2,8	0,9541	<b>08</b>	1074,1	0,2	111,88	2,5	0,9536	0,4
<b>09</b>	1445,2	0,4	120,12	3,7	0,9523	<b>09</b>	1035,3	0,4	119,17	3,7	0,9511	0,6
<b>10</b>	1415,9	0,6	125,71	4,5	0,9503	<b>10</b>	953,5	0,7	125,32	5,5	0,9488	0,9
<b>80090</b>						<b>70090</b>						
<b>01</b>	868,9	0,7	48,04	4,3	0,9575	<b>01</b>	691,1	0,1	48,04	1,5	0,9570	0,2
<b>02</b>	1015,7	0,8	59,22	5,5	0,9611	<b>02</b>	801,8	1,2	58,29	8,6	0,9602	1,1
<b>03</b>	1149,5	0,7	69,13	4,8	0,9615	<b>03</b>	908,1	1,1	68,22	7,5	0,9604	1,0
<b>04</b>	1263,6	0,7	78,05	3,7	0,9605	<b>04</b>	994,8	0,9	77,61	5,5	0,9591	0,7
<b>05</b>	1364,9	0,5	86,93	2,3	0,9586	<b>05</b>	1143,7	0,2	85,98	0,3	0,9572	0,1
<b>06</b>	1445,4	0,3	95,85	0,7	0,9561	<b>06</b>	1190,8	0,3	93,40	0,9	0,9550	0,2
<b>07</b>	1442,3	0,1	102,45	0,4	0,9540	<b>07</b>	1197,3	0,4	101,3	1,6	0,9520	0,3
<b>08</b>	1445,8	0,04	110,06	1,4	0,9511	<b>08</b>	1142,3	0,3	107,54	0,4	0,9496	0,1
<b>09</b>	1443,1	0,3	116,23	2,5	0,9486	<b>09</b>	1137,4	0,3	116,04	0,1	0,9458	0,1
<b>10</b>	1390,0	0,4	122,77	3,3	0,9459	<b>10</b>	1031,9	0,01	121,50	1,2	0,9432	0,1

Teste	Modelo f ajustado sem $R_{cond}$					Teste	Modelo f ajustado sem $R_{cond}$					
	$q$ [W]	Erro [%]	UA [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]		$q$ [W]	Erro [%]	UA [W/K]	Erro [%]	$\varepsilon$ [-]	
<b>80135</b>						<b>70135</b>						
<b>01</b>	852,6	0,9	49,84	6,3	0,9624	<b>01</b>	744,1	0,02	50,44	0,9	0,9627	0,1
<b>02</b>	1023,8	0,5	62,61	3,1	0,9669	<b>02</b>	865,2	0,3	61,67	1,5	0,9664	0,2
<b>03</b>	1166,5	0,1	72,50	2,2	0,9680	<b>03</b>	980,1	0,2	72,30	0,4	0,9675	0,1
<b>04</b>	1292,4	0,2	82,51	2,7	0,9680	<b>04</b>	1088,0	0,05	83,39	1,5	0,9673	0,2
<b>05</b>	1386,7	0,3	92,42	4,1	0,9672	<b>05</b>	1131,8	0,7	93,00	7,0	0,9665	0,8
<b>06</b>	1469,9	0,6	101,61	6,1	0,9661	<b>06</b>	1169,2	0,7	101,28	6,3	0,9653	0,8
<b>07</b>	1566,9	0,8	110,18	7,8	0,9648	<b>07</b>	1106,1	0,8	109,91	7,4	0,9639	1,0
<b>08</b>	1503,1	1,2	122,33	9,8	0,9628	<b>08</b>	1083,8	1,1	119,37	9,3	0,9622	1,3
<b>09</b>	1459,3	1,4	128,71	11,1	0,9616	<b>09</b>	1045,6	1,4	127,71	11,2	0,9605	1,6
<b>10</b>	1430,7	1,6	135,15	12,4	0,9603	<b>10</b>	963,8	1,8	134,78	13,4	0,9590	2,0
<b>80090</b>						<b>70090</b>						
<b>01</b>	872,2	0,3	49,37	1,6	0,9610	<b>01</b>	693,7	0,4	49,38	4,3	0,9606	0,6
<b>02</b>	1020,0	0,4	61,24	2,3	0,9652	<b>02</b>	805,3	0,8	60,27	5,5	0,9643	0,7
<b>03</b>	1155,2	0,2	71,91	0,9	0,9662	<b>03</b>	912,6	0,6	70,95	3,7	0,9652	0,5
<b>04</b>	1270,7	0,1	81,61	0,6	0,9659	<b>04</b>	1000,5	0,3	81,16	1,2	0,9646	0,2
<b>05</b>	1373,6	0,1	91,36	2,7	0,9647	<b>05</b>	1151,3	0,5	90,36	4,8	0,9635	0,6
<b>06</b>	1456,1	0,4	101,27	4,9	0,9632	<b>06</b>	1199,6	0,5	98,59	4,6	0,9620	0,6
<b>07</b>	1454,1	0,7	108,65	6,5	0,9617	<b>07</b>	1207,4	0,4	107,42	4,4	0,9600	0,5
<b>08</b>	1459,0	0,9	117,24	8,0	0,9598	<b>08</b>	1152,8	0,6	114,46	6,1	0,9583	0,8
<b>09</b>	1457,5	1,2	124,26	9,6	0,9581	<b>09</b>	1149,2	0,8	124,13	6,8	0,9556	0,9
<b>10</b>	1405,1	1,5	131,75	10,9	0,9562	<b>10</b>	1043,5	1,1	130,38	8,6	0,9539	1,3