

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AEROESPACIAL

GESIEL GRÜTTNER

ANÁLISE TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE UM TROCADOR DE PLACAS
BRAZADO - PHE

Joinville

2019

GESIEL GRÜTTNER

ANÁLISE TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE UM TROCADOR DE PLACAS
BRAZADO - PHE

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

Orientador: Dr. Kleber Vieira De Paiva

Joinville

2019

GESIEL GRÜTTNER

ANÁLISE TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE UM TROCADOR DE PLACAS
BRAZADO - PHE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Aeroespacial, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Kleber Vieira De Paiva
Orientador

Prof (a). Dra. Talita Sauter Possamai
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Renato Oba
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho aos meus pais e à minha irmã.

AGRADECIMENTOS

Primeiro agradeço a meus pais pelo apoio incondicional ao longo desses anos, sem eles nada disso seria possível.

À minha irmã, pela compreensão e paciência.

À minha amiga Ana, que me ajudou de tantas maneiras ao longo dos últimos anos.

Ao meu orientador, Kleber Vieira de Paiva, pela confiança, e aos membros do laboratório T2F, em especial ao Leonel, que elucidou muitas das etapas percorridas neste trabalho.

À PRAE, que através de suas políticas de permanência tornaram esses anos mais fáceis.

RESUMO

Trocadores de calor a placas têm sido utilizados para transferência de calor desde o início do século passado. Devido ao grande leque de configurações possíveis, o desenvolvimento de um modelo analítico único não é possível. Uma possibilidade de minimizar essas incertezas é o desenvolvimento de modelos térmicos e hidrodinâmicos específicos. Validar modelos propostos na literatura usando dados experimentais foi o objetivo principal deste trabalho. Os resultados obtidos apontam uma boa convergência entre os dados experimentais obtidos e os modelos monofásicos. Para a transferência de calor, usando a correlação de Muley (1999), obteve-se um erro máximo de 9% para o ramal água e 4% para o ramal ar. Para a perda de carga, a correlação de Savostin e Tikhonov (1971) foi a que mais se aproximou dos resultados experimentais, com um erro máximo de 25% na fase ar.

Palavras-chave: PHE. Transferência de calor. Queda de pressão. Nusselt.

ABSTRACT

Plate heat exchangers have been used for heat transfer since the beginning of the last century. Due to the wide range of possible configurations, the development of a unique analytical model is not possible. One possibility to minimize these uncertainties is the development of reliable and specific thermal and hydrodynamic models. Validating models proposed in the literature using experimental data was the main objective of this work. The results obtained indicate a good convergence between the experimental data and the single-phase models. For the heat transfer, using the Muley correlation (1999), a maximum error of 9% was obtained for the water branch and 4% for the branch air. For the pressure loss, the correlation of Savostin and Tikhonov (1971) was the one that most approached the experimental data, with a maximum error of 25% in the air branch.

Keywords: PHE. Heat exchange. Pressure drop. Nusselt.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Trocador de calor de placas | 15 |
| Figura 2 – Trocador de calor de placas em fluxo contracorrente | 16 |
| Figura 3 - Limpeza das placas | 18 |
| Figura 4 - Classificação de trocadores de calor..... | 18 |
| Figura 5 - Esquema de um trocador de placas brazado..... | 19 |
| Figura 6 - Gama de placas de variados tamanhos | 20 |
| Figura 7 - Tipos de ranhuras empregadas | 20 |
| Figura 8 - Sobreposição de placas com padrão chevron | 21 |
| Figura 9 - Parâmetros de uma placa com chevron | 21 |
| Figura 10 - Balanço de energia..... | 23 |
| Figura 11 - Distribuição de temperaturas em um trocador contracorrente..... | 24 |
| Figura 12 - Diagrama de atividades | 30 |
| Figura 13 – Vista geral da bancada de testes..... | 31 |
| Figura 14 - Esquemático simplificado da bancada de testes..... | 32 |
| Figura 15 – Fonte de calor Lauda 3.5 kW..... | 32 |
| Figura 16 - Medidor de vazão Coriolis | 33 |
| Figura 17 - Sensor eletromagnético..... | 33 |
| Figura 18 - Sensor de pressão diferencial | 34 |
| Figura 19 - Sensor de temperatura RTD | 34 |
| Figura 20 - Trocador PHE comercial | 35 |
| Figura 21 - Trocador PHE usado nos experimentos..... | 35 |
| Figura 22 - Dimensões estimadas da placa do PHE..... | 36 |
| Figura 23 - PHE em bancada de testes | 37 |
| Figura 24 – Temperatura - Tempo - LabVIEW | 38 |
| Figura 25 – Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois ramais – sem correção - experimento 01 | 41 |
| Figura 26 - Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois ramais – com correção - experimento 01 | 43 |
| Figura 27 – Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois ramais - experimento 02 | 44 |
| Figura 28 - Repetibilidade do experimento a 70°C..... | 45 |
| Figura 29 – Taxa de transferência de calor água – vazão ar 0,012 kg/s..... | 46 |

| | |
|--|----|
| Figura 30 – Taxa de transferência de calor água – vazão ar 0,024 kg/s..... | 47 |
| Figura 31 - Taxa de transferência de calor água – vazão ar 0,036 kg/s | 47 |
| Figura 32 – Taxa de transferência de calor do ar para temperatura de entrada da água de 40 °C..... | 48 |
| Figura 33 - Taxa de transferência de calor do ar para temperatura de entrada da água de 60 °C..... | 49 |
| Figura 34 – Taxa de transferência de calor do ar para temperatura de entrada da água de 70 °C..... | 50 |
| Figura 35 - Efetividade da troca de calor usando correlação de Muley (1999) | 51 |
| Figura 36 – Perda de carga – ar - correlação de Savostin e Tikhonov (1971) | 53 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Aspectos geométricos de PHE's | 16 |
| Tabela 2 - Condições de operação de PHE's | 17 |
| Tabela 3 – Coeficientes para modelo proposto por Kumar | 27 |
| Tabela 4 – Características do PHE | 35 |
| Tabela 5 – Range de operação | 37 |
| Tabela 6 – Condições de entrada dos experimentos | 38 |
| Tabela 7 – Incerteza das medições do calor para a fase água | 40 |
| Tabela 8 – ΔT no PHE sem carga – fase ar | 42 |
| Tabela 9 – Erro nas correlações | 50 |
| Tabela 10 – Efetividade mínima em função do ângulo de <i>Chevron</i> (β) para a correlação de Muley (1999) | 52 |
| Tabela 11 – Queda de pressão com a variação da vazão de ar | 52 |
| Tabela 12 – Incerteza das medições do calor para a fase água | 58 |
| Tabela 13 – Incerteza das medições do calor para a fase ar | 59 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PHE – Plate heat exchanger

ϵ -NUT – Método da efetividade por número de unidades de transferência

RTD – Resistance temperature detector

LISTA DE SÍMBOLOS

μ_w = viscosidade dinâmica do fluido na parede [Pa.s]

p = altura da ranhura [m]

β = ângulo de *chevron* [deg]

A_0 = área de passagem do fluido através do PHE [m²]

A_p = área projetada da placa do PHE [m²]

h = coeficiente de troca térmica por convecção [W/m². K]

U = coeficiente global de transferência de calor [W/m². K]

L = comprimento da placa [m]

k_f = condutividade térmica do fluido [W/m.K]

ρ_m = densidade média [kg/m³]

ρ_{ent} = densidade na entrada do trocador [kg/m³]

ρ_{sai} = densidade na saída do trocador [kg/m³]

D_p = diâmetro das entradas e saídas do trocador [m]

D_e = diâmetro hidráulico [m]

ε = efetividade da transferência de calor [adimensional]

t = espessura da placa [m]

Φ = fator de alargamento [adimensional]

G_p = fluxo de massa por unidade de área na entrada/saída [kg/sm²]

w = largura da placa [m]

ΔT_{ML} = média logarítmica das temperaturas [°C]

Nu = número de Nusselt [adimensional]

n_p = número de placas [adimensional]

T_f = temperatura do fluido frio [°C]

T_q = temperatura do fluido quente [°C]

T_{ent} = temperatura na entrada do trocador [°C]

T_{sai} = temperatura na saída do trocador [°C]

μ = viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]

f = fator de atrito [adimensional]

$p_c = pitch$ da ranhura [m]

$\dot{m} =$ vazão mássica [kg/s]

$Pr =$ número de Prandlt [adimensional]

$Q =$ taxa de transferência de calor [W]

$Re =$ número de Reynolds [adimensional]

$\Delta T =$ diferença de temperatura [°C]

$\rho =$ densidade [kg/m³]

$\Delta P =$ variação de pressão [Pa]

$g =$ gravidade [9,8 m/s²]

$C_p =$ calor específico [J/kg.K]

$C_{\min} =$ capacidade calorífica [W/K]

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 13 |
| 1.1 OBJETIVOS | 13 |
| 1.1.1 Objetivo Geral | 13 |
| 1.1.2 Objetivos Específicos | 14 |
| 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 15 |
| 2.1. TROCADOR DE CALOR DE PLACAS..... | 15 |
| 2.2. TROCADOR DE CALOR DE PLACAS BRAZADO | 19 |
| 2.2.1 Características das placas..... | 20 |
| 2.3. MODELAGEM MATEMÁTICA | 22 |
| 2.3.1 Correlações para escoamento monofásico..... | 26 |
| 3 METODOLOGIA..... | 30 |
| 3.1. DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES | 31 |
| 3.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS | 37 |
| 3.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS | 39 |
| 4 ANÁLISE DE DADOS..... | 41 |
| 4.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR..... | 41 |
| 4.1.1 Aderência à Primeira Lei da Termodinâmica | 41 |
| 4.1.2 Repetibilidade | 44 |
| 4.1.3 Transferência de calor da água por correlações..... | 45 |
| 4.1.4 Transferência de calor do ar por correlações | 48 |
| 4.1.5 Seleção das correlações para fase água/ar..... | 50 |
| 4.1.6 Efetividade – correlação de Muley (1999) | 51 |
| 4.2 PERDA DE CARGA..... | 52 |
| 5 CONCLUSÃO..... | 54 |
| 6 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS..... | 55 |
| REFERÊNCIAS | 56 |
| APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO FASE ÁGUA | 58 |
| APÊNDICE B – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO FASE AR | 59 |

1 INTRODUÇÃO

Segundo Gut (2003), os trocadores de calor de placas (*plate heat exchanger* - PHE), foram introduzidos na indústria alimentícia por volta dos anos 1930 devido sua facilidade de limpeza, mas somente nos anos 1960 se tornaram uma alternativa aos trocadores casco tubo.

Para Yang et al. (2017), muitos estudos foram desenvolvidos na área nos últimos 80 anos. Para fluidos monofásicos, os parâmetros geométricos, como ângulo de *Chevron*, geralmente chamado de β , responsável pela perturbação do escoamento, a ampliação da área molhada, o fluido empregado e a má distribuição do fluxo, são os três principais fatores que influenciam as características térmicas e hidráulicas de um trocador a placas. Esses parâmetros serão mais profundamente abordados no desenvolvimento do trabalho.

Para fluidos bifásicos, as condições de trabalho, tais como título de vapor, fluxo de massa, fluxo de calor e temperatura de saturação desempenham um papel importante no desempenho do trocador, e embora haja alguns estudos, as informações a respeito ainda são escassas, como correlações gerais para troca de calor e queda de pressão (YANG et al. 2017).

As correlações existentes até hoje são bastante limitadas tanto no que se refere à geometria, condições de trabalho e quanto ao fluido utilizado, mesmo para fluidos monofásicos. Informações deste tipo para fluidos bifásicos são ainda mais raras (YANG et al. 2017).

O presente trabalho pretende, dessa maneira, estudar o comportamento térmico e hidrodinâmico de trocadores de calor a placas brazados, comparando dados de correlações proposta pela literatura com dados experimentais obtidos em bancadas para escoamentos monofásicos.

Para a realização deste trabalho, foi utilizado o laboratório do grupo de escoamentos de fluidos térmicos (*Thermal Fluid Flow Group*), do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Avaliar analítica e experimentalmente o comportamento térmico e hidrodinâmico de um trocador de calor a placas brazado em escoamento monofásico contracorrente usando água e ar como fluidos.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Adaptar a bancada de testes a fim de que se possa instalar o trocador de calor brazado à linha de fluido para mensurar as variáveis de interesse (temperaturas de entrada e saída e queda de pressão da fase ar);
- Implementar um modelo teórico em Matlab® para a transferência de calor e perda de carga;
- Mensurar analiticamente a influência do ângulo de chevron na transferência de calor;
- Avaliar os limites e influência da instrumentação na coleta das variáveis de interesse;
- Fundamentar o conhecimento na caracterização de escoamentos monofásicos para no futuro fazer análise semelhante em escoamentos bifásicos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

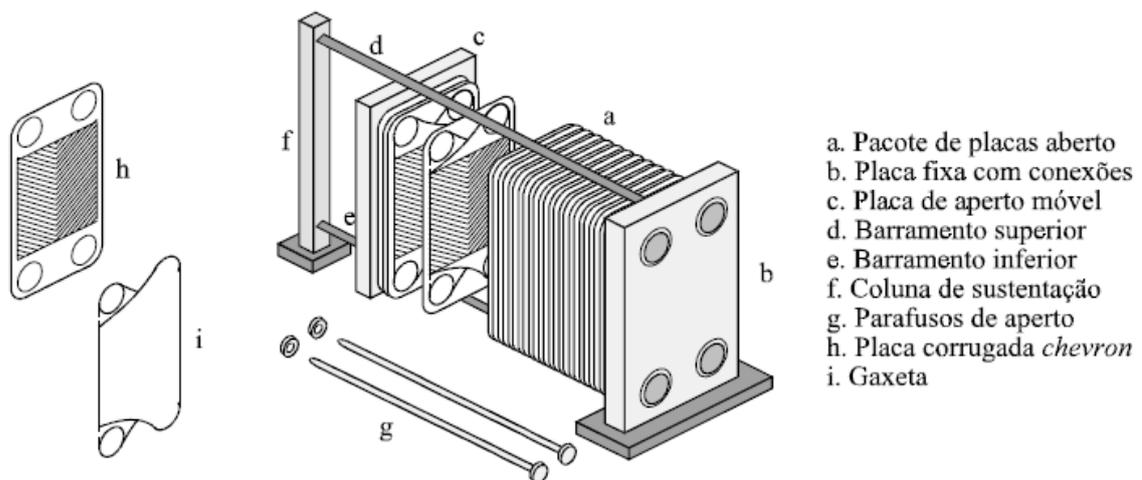
Neste capítulo será abordado a fundamentação teórica referente ao tema.

2.1. TROCADOR DE CALOR DE PLACAS

O trocador de calor a placas tradicional consiste em um número de placas finas, geralmente retangulares, seladas nas bordas por gaxetas. Essas placas são mantidas juntas por uma estrutura metálica e mantidas alinhadas por uma barra superior e uma inferior, pressionadas uma contra as outras, a fim de que se tenha o selamento através das gaxetas (SHAH; DUSAN, 2003).

Gut (2003) afirma que o funcionamento geral de um PHE consiste no escoamento do fluido quente e frio passando pelas placas alternadamente, geralmente em fluxo contracorrente. A transferência de calor ocorre por condução de calor pela fina espessura da placa. A Figura 1 mostra uma configuração típica de um PHE.

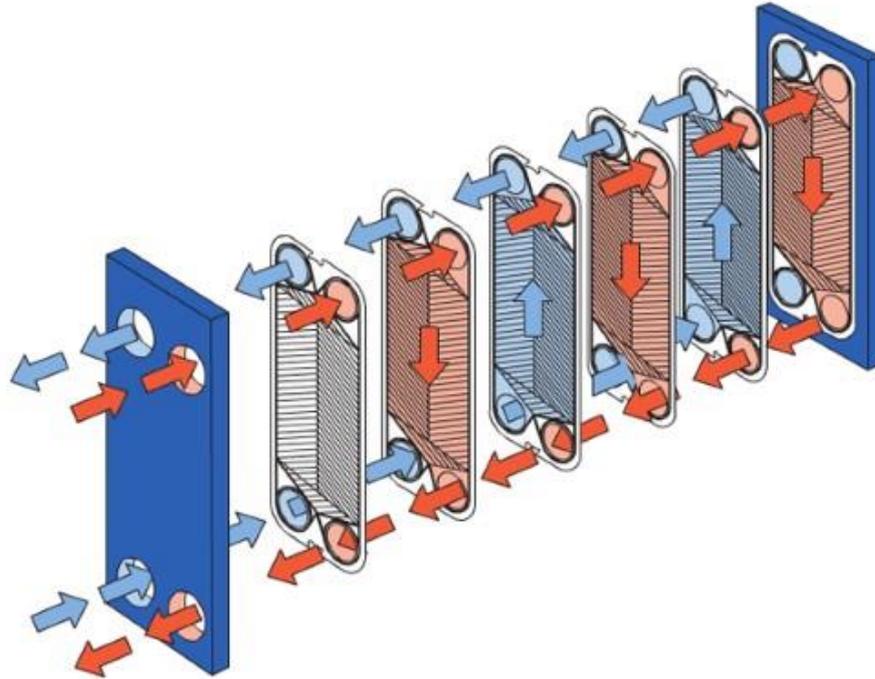
Figura 1 - Trocador de calor de placas



Fonte: Talal et al. (2016, p. 854).

Existem centenas de variantes em relação ao modelo proposto na Figura 1, sendo que a Figura 2 mostra um trocador de calor de placas em escoamento contracorrente.

Figura 2 – Trocador de calor de placas em fluxo contracorrente



Fonte: <https://www.alfalaval.com/microsites/gasketed-plate-heat-exchangers/tools/how-gphes-work/> (2019).

Cada tipo de trocador de placas tem suas particularidades, mas algumas características são bastante intrínsecas a este tipo de trocador, como mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Aspectos geométricos de PHE's

| Característica | Atributo |
|--------------------------|---|
| Área máxima de troca | 2500 m ² |
| Número de placas | 3 a 700 |
| Área por placa | 0,02 a 5 m ² |
| Espessura da placa | 0,5 a 1,2 mm |
| Espaçamento entre placas | 1,5 a 7 mm |
| Material | Aço inoxidável, titânio, cobre, dependendo da aplicação |
| Comprimento da placa | 0,3 a 5 m |
| Largura da placa | 0,07 a 1,4 m |

Fonte: Adaptado de Shah e Dusan (2003, p. 27).

Para um PHE, cujas características físicas foram descritas na Tabela 1, as condições de operação típicas são apresentadas na Tabela 2:

Tabela 2 - Condições de operação de PHE's

| Característica | Atributo |
|-------------------------------|--------------------------------|
| Pressão | 0,1 a 3,0 MPa |
| Temperatura | -40 a 260 °C |
| Máxima velocidade | 6 m/s (para água) |
| Vazão por canal | 0,05 a 12,5 m ³ /h |
| Coeficiente de troca de calor | 3000 a 8000 W/m ² K |
| Eficiência | Acima de 93% |
| Pressão | 0,1 a 3,0 MPa |

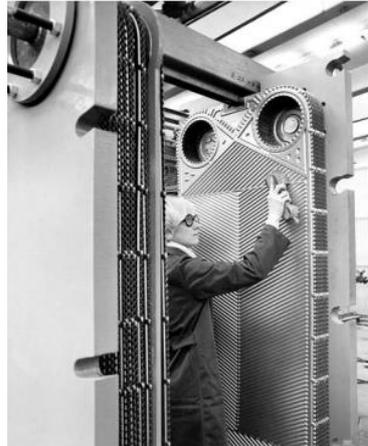
Fonte: Adaptado de Shah e Dusan (2003, p. 27).

Os dados das Tabela 1 e Tabela 2 demonstram que esse tipo de trocador é utilizado para baixas pressões devido ao isolamento das placas serem feitos através de gaxetamento, e também para baixas temperaturas, bem como à durabilidade das gaxetas e as tensões térmicas ao qual as placas são submetidas por causa do gradiente de temperaturas.

A taxa de transferência de calor é bastante alta, fazendo com que se necessite pouca área para a realização de determinada tarefa, quando comparado a um trocador casco tubo. Isto, aliado ao seu pequeno volume, faz com que o equipamento seja pequeno (SHAH; DUSAN, 2003).

Como as placas são separáveis, a manutenção, limpeza e mesmo o aumento ou redução do número de placas são perfeitamente possíveis, tornando o equipamento ajustável para diferentes operações (KAKAÇ, 2012). A Figura 3 mostra o processo de limpeza de um PHE.

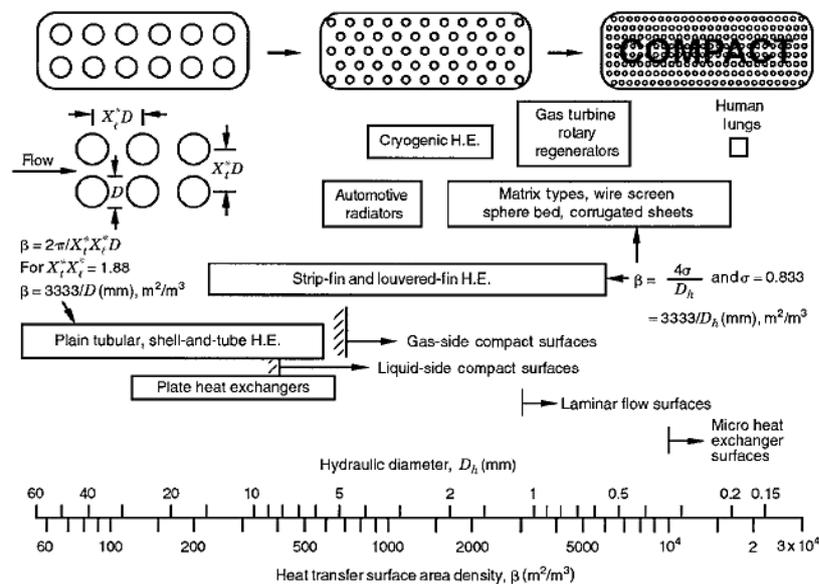
Figura 3 - Limpeza das placas



Fonte: Kakaç (2012, p. 458)

Um trocador de calor pode ser classificado quanto à densidade da área de troca de calor e o diâmetro hidráulico, como mostra a Figura 4.

Figura 4 - Classificação de trocadores de calor



Fonte: Shah e Dusan (2003, p. 10)

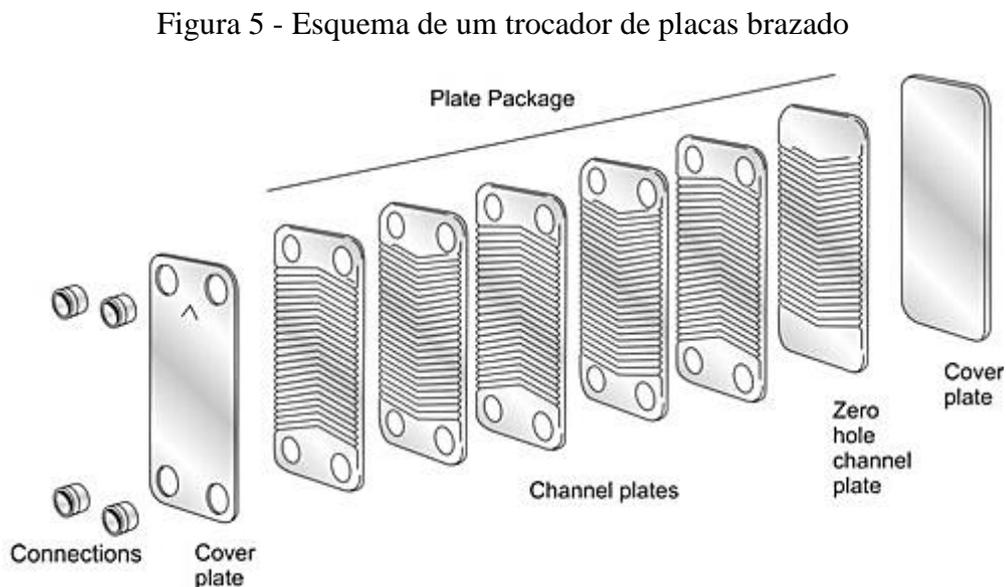
Assim, de acordo com Shah (2003), mostrado na Figura 4, um trocador de calor de placas tem por característica uma densidade de transferência de calor entre 100 e 500 m^2/m^3 e diâmetro hidráulico entre 5 e 30 mm.

2.2. TROCADOR DE CALOR DE PLACAS BRAZADO

Um trocador de placas brazado é um PHE para altas temperaturas e pressões que não possui gaxetas, parafusos ou barras guia. Consiste apenas de placas de aço inoxidável, geralmente brazado à base de cobre. Geralmente tem uma grande limitação quanto ao tamanho se comparado ao trocador de placas convencional. Uma vez que o trocador de placas brazado não pode ser aberto, ele está sujeito a apenas aplicações que não tem sujeira no fluido. Estas aplicações incluem evaporadores refrigerados a água e condensadores na indústria de refrigeração, e processos de aquecimento de água e recuperação de calor. (SHAH; DUSAN, 2003).

O processo de brazamento consiste sempre da união de duas partes, de mesmo material, ou não, pelo derretimento de uma segunda parte, que tem um ponto de fundição bem mais baixo que o material a ser brazado. Para o caso em específico de um trocador de placas, o material usado na ligação geralmente é o cobre. (SHAH; DUSAN, 2003).

A Figura 5 mostra um esquema típico de montagem de um trocador deste tipo.



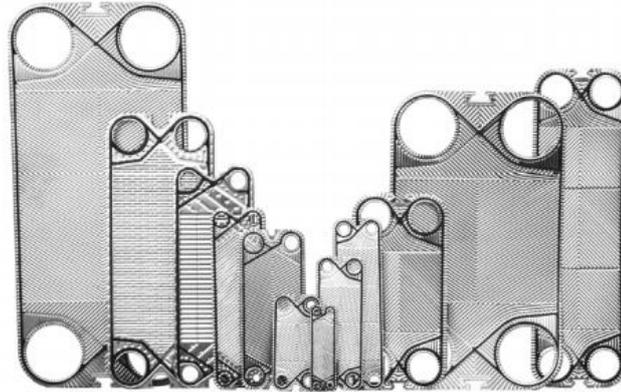
Fonte: <https://www.swep.net/technology/how-it-works/> (2019).

Embora a construção deste tipo de trocador seja diferente, as placas e a modelagem matemática para os dois tipos de trocador são essencialmente a mesma.

2.2.1 Características das placas

A geometria das placas tem grande impacto sobre a eficiência de um trocador de calor PHE. A Figura 6 mostra uma grande variedade de placas típicas de um trocador deste tipo.

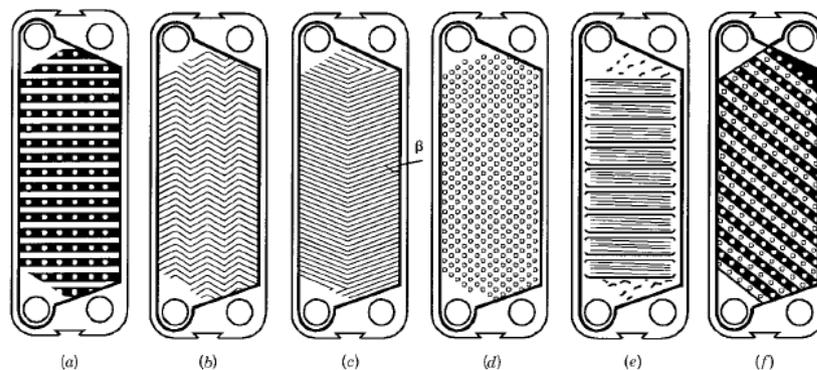
Figura 6 - Gama de placas de variados tamanhos



Fonte: SEC heat exchangers (2018).

Segundo Talal et al. (2016), o aprimoramento de coeficientes de troca térmica se dá em grande parte devido às superfícies que foram otimizadas para tal, seja adicionando área ou aplicando superfícies corrugadas, ou seja, padrões de superfícies que deixam o escoamento sempre turbulento. A natureza turbulenta do escoamento faz aumentar o coeficiente de troca de calor bem como auxilia na limpeza das placas. Na Figura 7, vários tipos de ranhuras são mostrados.

Figura 7 - Tipos de ranhuras empregadas

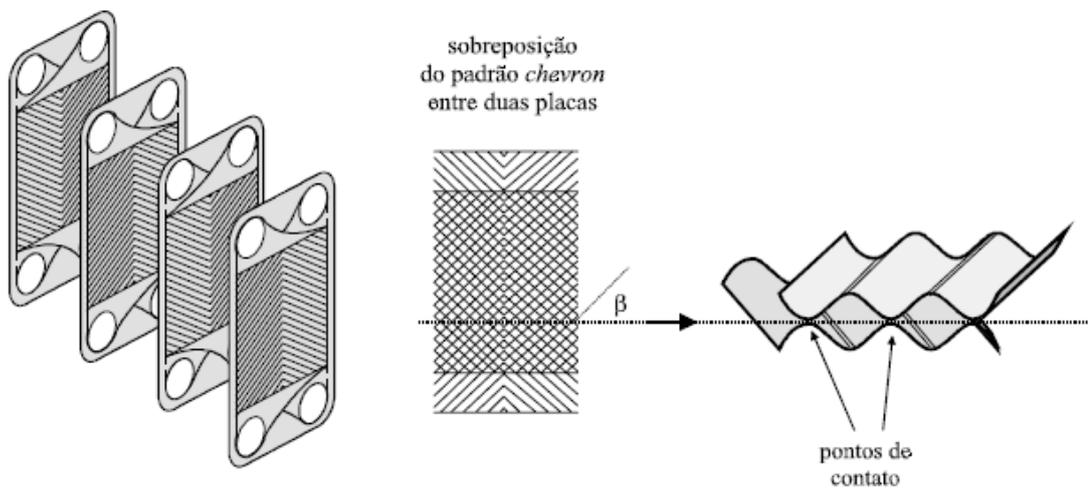


Fonte: Shah e Dusan (2003, p. 24).

Na Figura 7, da esquerda para a direita, as ranhuras são do tipo: tábua de lavar, zig-zague, *Chevron*, protusões e depressões, tábua de lavar roupa com corrugações secundárias, e tábua de lavar roupa oblíquo.

Para o caso de uma placa tipo *chevron*, que é o tipo mais usual atualmente, tem-se que as placas são colocadas uma em sentido contrário a outra, criando muitos pontos de contatos, aumentando a rigidez do sistema, como demonstrado na Figura 8.

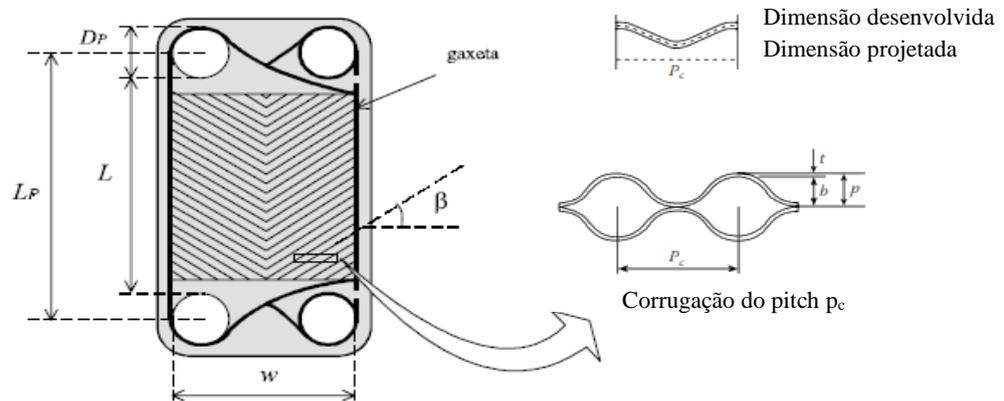
Figura 8 - Sobreposição de placas com padrão chevron



Fonte: Gut (2003, p. 33)

Algumas das características geométricas das placas já mostradas na Figura 8 desempenham um papel importante na modelagem matemática. A Figura 9 ilustra uma placa estilo *chevron* com os principais parâmetros.

Figura 9 - Parâmetros de uma placa com chevron



Fonte: Gut (2003, p. 8)

Na Figura 9, o ângulo de Chevron, β , é medido com relação à horizontal. Não há uma convenção sobre isso, sendo que outros autores assumem β como sendo o ângulo complementar, tal fato exige cuidado na hora da modelagem do problema.

A área projetada de troca térmica teórica da placa está demonstrada na Equação 1:

$$A_p = L_p w \quad (1)$$

onde L_p e w são o comprimento e largura da placa, respectivamente.

Mas, por causa do ângulo de Chevron, existe um ganho de área, quantificada pelo fator de alargamento Φ , geralmente entre 1,15 e 1,25, sendo usualmente adotado como 1,17 (KAKAÇ; LIU, 2002 apud GUT, 2003).

Então a Equação 1 toma a seguinte forma da Equação 2.

$$A_p = \Phi L_p w \quad (2)$$

Pela definição de diâmetro hidráulico, que é a razão do quádruplo da área da seção pelo perímetro, e considerando $b \ll w$, e sendo $\Phi \sim 1$, tem-se na Equação 3:

$$D_e = \frac{4bw}{2(b + \Phi w)} \approx \frac{2b}{\Phi} \quad (3)$$

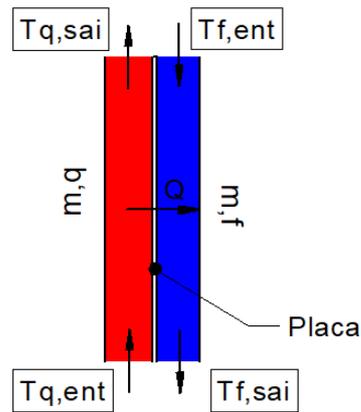
que é utilizada como dimensão para o cálculo do número de Reynolds do escoamento.

2.3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas facilmente mensuráveis como temperaturas de entrada e saída dos fluidos e a área disponível (INCROPERA, 2008).

A Figura 10 mostra o volume de controle usado para cálculo da transferência de calor, onde vermelha corresponde ao fluido quente, e a cor azul ao fluido frio. Usando as temperaturas de entrada e saída de cada fase, bem como as vazões mássicas de cada fase, e considerando-se que o sistema é isolado, pode-se derivar as equações para a taxa de transferência de calor.

Figura 10 - Balanço de energia



Fonte: O autor.

Assim, obtém-se as equações para taxa de transferência de calor.

$$q = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,sai} - T_{q,ent}) \quad (4)$$

$$q = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (5)$$

onde \dot{m}_q e \dot{m}_f são a vazão mássica de fluido quente e frio, respectivamente. E $C_{p,f}$ e $C_{p,q}$ são os calores específicos do fluido frio e do fluido quente.

As equações acima independem da configuração do trocador e o tipo de escoamento, mas não relacionam a transferência de calor à diferença ΔT entre os fluidos quente e frio, onde:

$$\Delta T \equiv T_q - T_f \quad (6)$$

Mas como ΔT varia com a posição do trocador, para se ter um ΔT representativo sobre toda a região, usa-se a média logarítmica de temperaturas para o cálculo da transferência de calor, mostrado na equação 7.

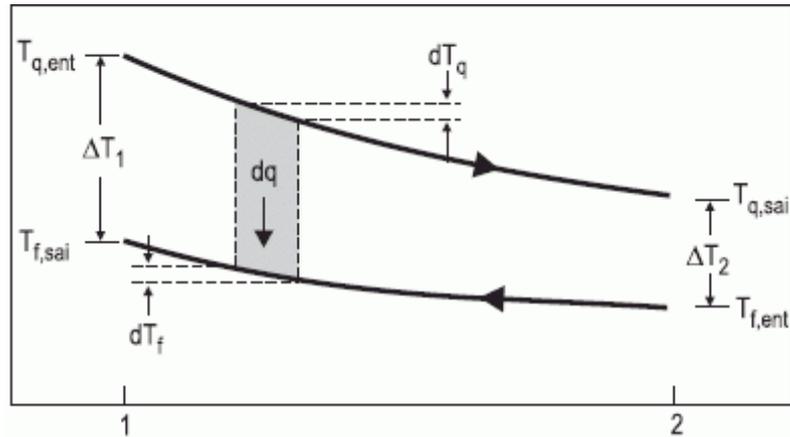
$$Q = hA\Delta T_{ML} \quad (7)$$

Onde, ΔT_{ML} se dá por:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (8)$$

sendo h o coeficiente de troca de calor, e A a área exposta à transferência de calor. Já ΔT_1 e ΔT_2 correspondem aos gradientes de temperaturas mostrados na Figura 11.

Figura 11 - Distribuição de temperaturas em um trocador contracorrente



Fonte: Incropera (2008, p. 430)

Assim, para um trocador com fluxo contracorrente, ΔT_{ML} assume a forma da equação a seguir.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln\left(\frac{T_{q,ent} - T_{f,sai}}{T_{q,sai} - T_{f,ent}}\right)} \quad (9)$$

Nota-se que mesmo sujeito às mesmas temperaturas de entrada e saída, o ΔT_{ML} oriundo do escoamento em contracorrente será sempre superior à do paralelo. Neste arranjo também é possível que $T_{f,sai}$ pode ser maior que $T_{q,sai}$, ao contrário do trocador com escoamento paralelo, onde as temperaturas convergem para um mesmo valor assintoticamente.

Quando as temperaturas de saída não são conhecidas, um balanço global de energia por si só é incapaz de resolver o problema analiticamente. Para tal se usa o método $\varepsilon - NUT$, derivado da abordagem de média logarítmica das diferenças de temperatura.

Seja $C = \dot{m}Cp$, usa-se C_{min} para que a máxima transferência de calor seja alcançada, então, tem-se que: $q_{max} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})$. A efetividade de um trocador então é definida como a equação a seguir.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (10)$$

Assim, a equação para a transferência de calor é corrigida pela efetividade do trocador.

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (11)$$

E, para um trocador qualquer, pode-se afirmar que:

$$\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (12)$$

Onde NUT é um parâmetro de projeto que representa a unidade de transferência de calor, e é definido por:

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad (13)$$

Onde UA é o coeficiente global de transferência de calor, definido como:

$$\frac{1}{UA} = \sum \frac{1}{hA} + \sum R \quad (14)$$

Quando $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \approx 0$, que é o caso para o escoamento em um PHE em que um ramal é alimentado com água e o outro com ar, com as vazões do presente trabalho, a efetividade, segundo Incropera et al (2008), toma a forma:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (15)$$

Assim, uma vez que tenhamos o coeficiente de transferência de calor h , que para o presente trabalho será extraído através de correlações, podemos resolver o problema de troca térmica.

Para a predição do comportamento hidrodinâmico foi utilizado a abordagem apresentada em Shah e Dusan (2003). A perda de carga foi dividida em 4 contribuições.

$$\Delta P = \frac{3G_p n_p}{4\rho_{ent}} + \frac{2fLG^2}{D_e \rho_m} + \left(\frac{1}{\rho_{sai}} - \frac{1}{\rho_{ent}}\right) G^2 \pm \rho_m gL \quad (16)$$

onde ρ_{ent} e ρ_{sai} representam a densidade do fluido na entrada e saída do trocador, respectivamente. ρ_m representa a densidade média do fluido; L representa o comprimento do trocador, e f representa o fator de atrito. n_p é o número de placas que existem no trocador.

Ainda, explicitando a variável G_p :

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \quad (17)$$

sendo G_p o fluxo de massa por unidade de área da entrada do trocador e D_p é o diâmetro das entradas e saídas do trocador.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_0} \quad (18)$$

onde A_0 refere-se à área total de passagem do fluido através das placas.

A perda de carga total é a soma de quatro contribuições, como descrito a seguir.

A primeira contribuição é referente à perda de carga ocorrida nas entradas e saídas do PHE e essa parcela é contabilizada empiricamente.

A segunda parcela refere-se à perda de carga que se dá entre as placas do trocador, e para essa parcela utiliza-se o coeficiente de fricção calculado através das correlações propostas.

A terceira parcela se dá devido à diferença de densidade entre a entrada e saída do trocador, geralmente negligenciável para líquidos ou para baixos ΔT .

A última parcela se dá pela possível elevação da coluna do líquido, negligenciável para pequenas densidades. A equação completa para a perda de carga é mostrada a seguir.

2.3.1 Correlações para escoamento monofásico

Atualmente já é possível encontrar capítulos dedicados aos PHEs em livros sobre transferência de calor. (Cooper e Uscher, 1992. Uscher, 1992b; Hewitt et al., 1994; Rohsenow et al., 1998; Kakaç e Liu, 2002), o que era raro há alguns anos (Bell, 1981; Raju e Bansal, 1983^a; Saunders, 1988; Shah e Focke, 1988). Estes textos trazem informações importantes e condensadas para o cálculo de transferência de calor e fator de atrito. (GUT, 2003).

Para Gut (2003), os trabalhos de Shah e Focke (1988) e Kakaç e Liu (2002) são os mais recomendados pela quantidade de informações condensadas que trazem.

Uma correlação descrita por Kakaç e Liu (2002) para trocador de calor a placas foi proposta por Kumar (1984), mas com coeficientes variáveis em função do ângulo de Chevron β (em relação à horizontal) e do número de Reynolds, fixando o fator de alargamento (Φ) em 1,17.

Assim, tem-se que:

$$Nu = C_1 Re^m Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (19)$$

onde μ e μ_w correspondem às viscosidades do fluido na sua temperatura interna e temperatura da parede, respectivamente, Re e Pr o número de Reynolds e Prandtl, respectivamente.

E, para o fator de atrito:

$$f = \frac{C_2}{Re^p} \quad (20)$$

Onde C_1 , m , p e C_2 são coeficientes dados na Tabela 3, e f é o fator de atrito.

Tabela 3 – Coeficientes para modelo proposto por Kumar

| β | Re | C_1 | m | Re | C_2 | p |
|---------|--------|-------|-------|--------|-------|-------|
| <30° | <10 | 0,718 | 0,349 | <10 | 50,0 | 1,0 |
| | >10 | 0,348 | 0,663 | 10-100 | 19,40 | 0,589 |
| | | | | >100 | 2,990 | 0,183 |
| 45° | <10 | 0,718 | 0,349 | <15 | 47,0 | 1,0 |
| | 10-100 | 0,400 | 0,598 | 15-300 | 18,29 | 0,652 |
| | >100 | 0,300 | 0,663 | >300 | 1,441 | 0,206 |
| 60° | <20 | 0,562 | 0,326 | <40 | 24,0 | 1,0 |
| | 20-400 | 0,306 | 0,529 | 40-400 | 3,24 | 0,457 |
| | >400 | 0,108 | 0,703 | >400 | 0,760 | 0,215 |
| >65° | <20 | 0,562 | 0,326 | <50 | 24,0 | 1,0 |
| | 20-500 | 0,331 | 0,503 | 50-500 | 2,80 | 0,451 |
| | >500 | 0,087 | 0,718 | >500 | 0,639 | 0,213 |

Fonte: Adaptado de Kumar (1984).

Essa correlação foi desenvolvida para água, portanto os valores de número de Prandtl são os típicos dessa fase. Além disso, não há um limite superior para o número Reynolds. Pode-se notar também pela Tabela 3 que quanto menor o ângulo β , maiores os coeficientes para o número de Nusselt e coeficiente de fricção.

Uma forma de generalizar as equações acima é usar parâmetros geométricos como o ângulo de chevron, β , e o fator de alargamento da placa, Φ , como variáveis, tornando assim o modelo adaptável à vários tipos de placas.

Muley e Manglik (1999) usaram essa abordagem e empregaram as seguintes limitações $Re > 1000$, $30 < \beta < 60$, $1 < \Phi < 1,5$:

$$\begin{aligned}
 Nu = & \left[0.2668 - 0.006967(90 - \beta) + 7.244 * 10^{-5} (90 - \beta)^2 \right] \\
 & \cdot \left[20.78 - 50.94\Phi + 41.16\Phi^2 - 10.51\Phi^3 \right] \\
 & \cdot Re^{\left[0.728 + 0.0543 * \sin\left(\frac{\pi(90 - \beta)}{45}\right) + 3.7 \right]} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}
 \end{aligned} \quad (21)$$

Para o fator de atrito tem-se:

$$f = \left[2.917 - 0.1277(90 - \beta) + 2.016 \cdot 10^{-3} (90 - \beta)^2 \right] \cdot \left[5.474 - 19.02\Phi + 18.93\Phi^3 \right] \text{Re}^{-\left[0.2 + 0.0577 \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi(90 - \beta)}{45}\right) + 2.1 \right]} \quad (22)$$

E, para $10 < \text{Re} < 400$, Nusselt e o fator de atrito ficam, respectivamente:

$$Nu = 0.44 \left(\frac{\beta}{30} \right)^{0.38} \text{Re}^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (23)$$

$$f = \left(\frac{\beta}{30} \right)^{0.83} * \left[\left(\frac{30.2}{\text{Re}} \right)^5 + \left(\frac{6.28}{\text{Re}^{1/2}} \right)^5 \right]^{1/5} \quad (24)$$

Nessa correlação há uma faixa de número de Reynolds ausente, entre $400 < \text{Re} < 1000$, o que a torna limitada para algumas aplicações.

Kakaç e Liu (2012) recomenda a correlação desenvolvida por Wang e Sunden (2003), que estudaram a performance de um trocador de placas para mensurar o efeito do ângulo de Chevron para válido para ângulos de β entre 0° e 80° em relação à horizontal. Este modelo é válido para Prandlt típicos de água.

$$Nu = 0.205 \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{\frac{1}{6}} \left(f \text{Re}^2 \sin(180 - 2\beta) \right)^{0.374} \quad (25)$$

Para o fator de atrito, tem-se:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos(90 - \beta)}{0.045 \tan(90 - \beta) + 0.09 \cdot \text{sen}(90 - \beta) + \frac{f_0}{\cos(90 - \beta)}} + \frac{1 - \cos(90 - \beta)}{\sqrt{3.8 f_1}} \quad (26)$$

Os coeficientes f_0 e f_1 são funções de Reynolds, onde para $\text{Re} < 2000$:

$$f_0 = \frac{16}{\text{Re}} \quad (27)$$

$$f_1 = \frac{149}{\text{Re}} + 0.9625 \quad (28)$$

E para $\text{Re} > 2000$:

$$f_0 = \left(1.56 \ln(\text{Re}) - 3 \right)^{-2} \quad (29)$$

$$f_1 = \frac{9.75}{\text{Re}^{0.289}} \quad (30)$$

Outra correlação apresentada por Kakaç e Liu (2012), para fluido com baixo número de Prandtl (Pr), é a correlação proposta por Savostin e Tikhonov (1971), que é válida para ângulos de Chevrons de 0 a 33° com relação à horizontal. Considere a variável auxiliar:

$$\psi = p - 2\beta \quad (31)$$

onde p é a espessura do *pitch* da ranhura, mostrada na Figura 9.

Para $200 < Re/\phi < 600$, tem-se as seguintes equações para Nusselt e fator de atrito:

$$f = 6.25[1 + 0.95\psi^{1.72}]\phi^{1.84} Re^{-0.84} \quad (32)$$

$$a_1 = 0.22[1 + 1.1\psi^{1.5}] \quad (33)$$

$$Nu = 1.26[0.62 + 0.38\cos(2.3\psi)]\phi^{1-a_1} Pr^{0.33} Re^{a_1} \quad (34)$$

E, para $600 < Re/\phi < 4000$, tem-se que:

$$a_2 = 0.53[0.58 + 0.42\cos(1.87\psi)] \quad (35)$$

$$f = 0.925[0.62 + 0.38\cos(2.6\psi)]\phi^{1+a_2} Re^{-a_2} \quad (36)$$

$$Nu = 0.072e^{0.5\psi+0.17\psi^2}\phi^{0.33} Pr^{0.33} Re^{0.67} \quad (37)$$

Akturk (2011) utilizou a correlação de Focke (1985) para PHE usando água como fluido e encontrou uma boa concordância. A correlação usada é mostrada a seguir e é fixa para ângulo de Chevron de 30° em relação à horizontal.

Para $120 < Re < 1000$ tem-se que:

$$Nu = 0,77 Re^{0,54} Pr^{0,5} \quad (38)$$

E para $120 < Re < 42000$, Nusselt assume a forma:

$$Nu = 0,44 Re^{0,64} Pr^{0,5} \quad (39)$$

Para o fator de atrito, para $260 < Re < 3000$ tem-se:

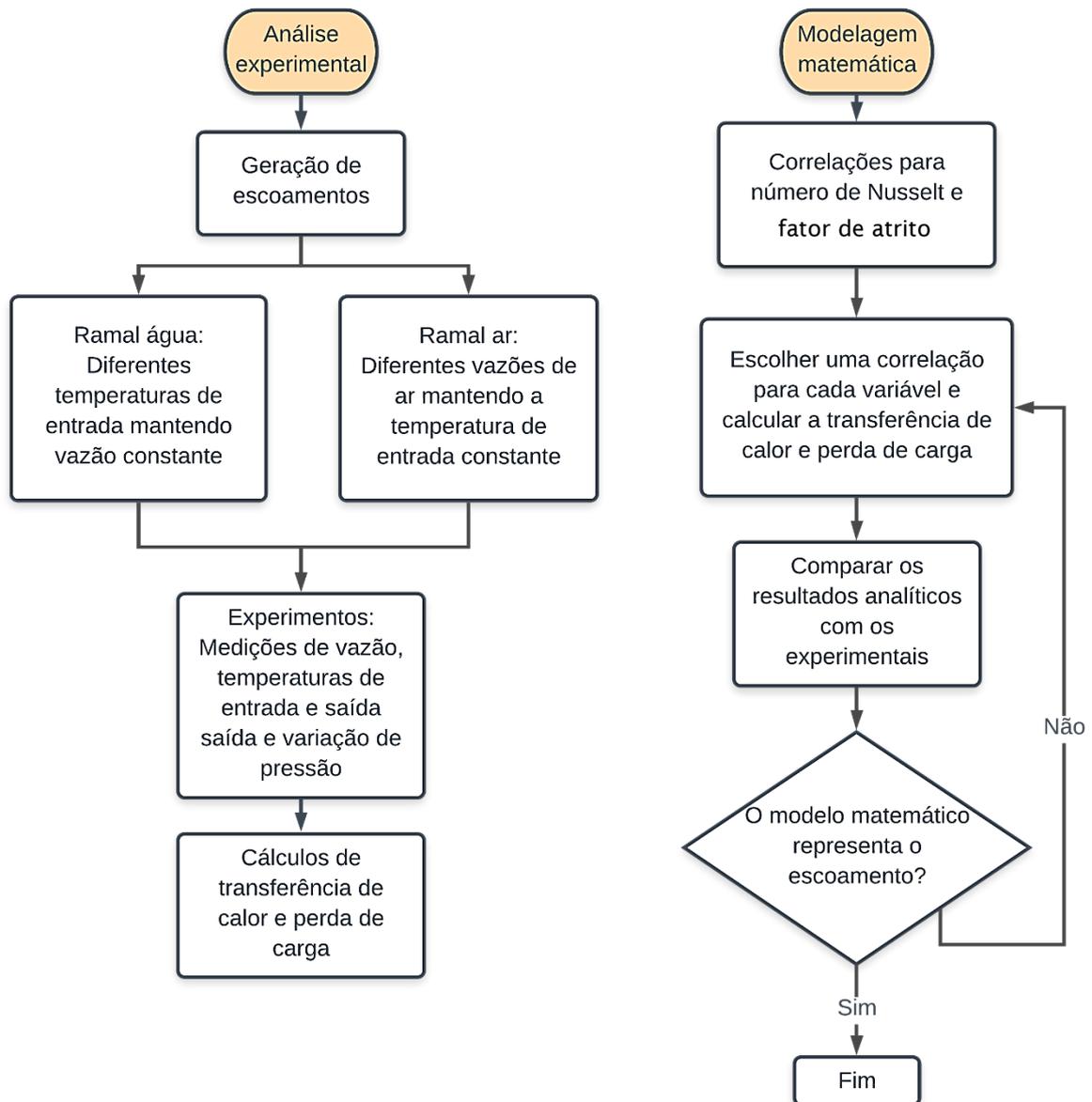
$$f = \frac{57,5}{Re} + 0,093 \quad (40)$$

Todas as correlações acima serão utilizadas no modelo analítico proposto e comparadas com os resultados experimentais.

3 METODOLOGIA

Este capítulo descreve a metodologia e as ferramentas envolvidas para caracterizar o comportamento térmico e hidrodinâmico de um trocador a placas brazado. Um fluxograma de atividades é mostrado na Figura 12 para facilitar o entendimento do procedimento adotado.

Figura 12 - Diagrama de atividades



Fonte: O autor (2019)

3.1. DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES

O objetivo da bancada de testes, para o presente trabalho é prover uma gama de escoamentos monofásicos, a fim de quantificar grandezas de interesse, como a transferência de calor e a perda de carga em um trocador PHE. Uma visão geral da bancada de testes é mostrada na Figura 13.

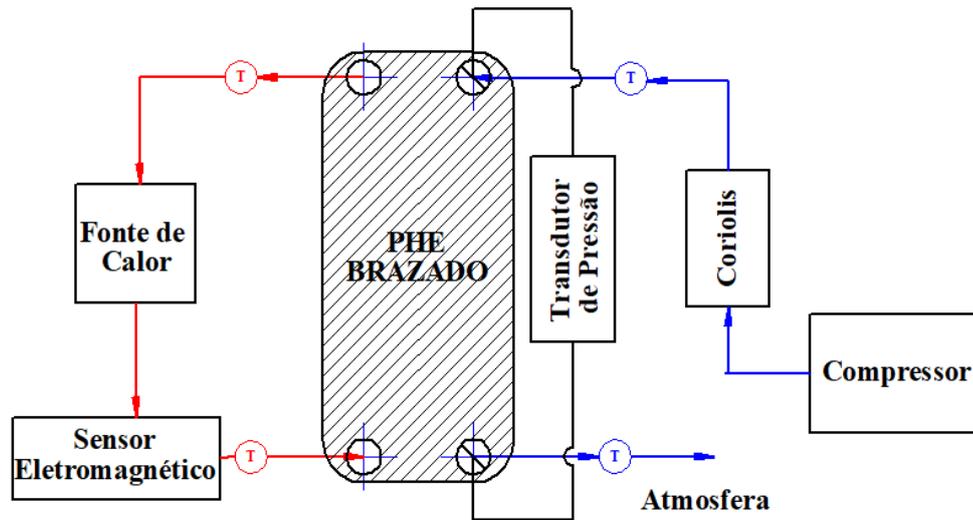
Figura 13 – Vista geral da bancada de testes



Fonte: O autor.

A Figura 14 mostra um desenho esquemático sobre as ligações do trocador de placas com os ramais e a instrumentação.

Figura 14 - Esquemático simplificado da bancada de testes



Fonte: O autor.

Na Figura 14, a conexão vermelha representa o ramal quente (água), a conexão azul representa o ramal frio (ar), enquanto a conexão preta é referente ao sensor de pressão. Em cada entrada e saída do trocador, um sensor de temperatura está instalado.

Para o presente trabalho, a configuração da bancada da Figura 13 foi usada parcialmente. O ramal frio, ar, foi suprido pelo escoamento de ar comprimido fornecido por um compressor, como explicitado na Figura 14.

Para o ramal quente, água, foi utilizado um banho térmico da marca LAUDA® LCK 1891 Proline RP 1845 de 3,5 kW de potência de aquecimento e 2 kW para resfriamento, com uma vazão máxima de 23 l/min, mostrado na Figura 15.

Figura 15 – Fonte de calor Lauda 3.5 kW



Fonte: O autor

O medidor das vazões do tipo Coriolis, mostrado na Figura 16, foi empregado para o ramal do ar. Ele tem como princípio de operação o efeito Coriolis, correlacionando a defasagem criada na vibração do equipamento com a vazão mássica do escoamento. O modelo CMF200M tem limites de medição iguais a: 87100 kg/h (líquidos) e 10000 kg/h (gases) com uma resolução de $\pm 0,35\%$.

Figura 16 - Medidor de vazão Coriolis



Fonte: O autor.

A vazão da água foi mensurada através de um sensor eletromagnético série 8700 da marca Rosemount®, a medição da vazão volumétrica se dá através de uma diferença de tensão gerada através da velocidade do fluido escoando pelo campo magnético criado pelo aparelho. A Figura 17 mostra o aparelho instalado na linha da fase água.

Figura 17 - Sensor eletromagnético

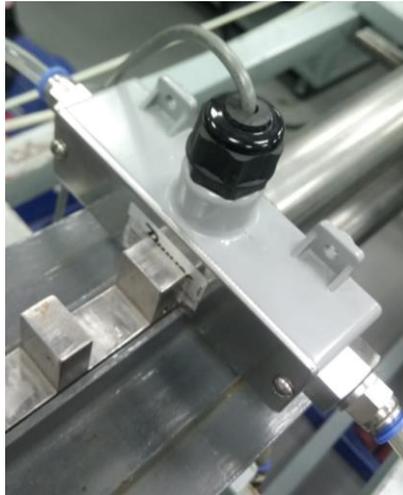


Fonte: O autor.

A precisão do sensor eletromagnético, segundo o fabricante, é de 0,25% da medida realizada.

O transdutor de pressão diferencial utilizado é da marca Dwyer®, modelo 629C-05-CH-P2-E5-S1, tem uma pressão de trabalho máxima de 100 psi, com resolução de 0,50% da medida. É mostrado na Figura 18.

Figura 18 - Sensor de pressão diferencial



Fonte: O autor.

O trocador de calor foi instrumentado com 4 sensores de temperatura RTD Ômega® P-M-A ¼’’ Class A, como mostrado na Figura 19. Esse sensor opera entre -100°C e 250°C, e para 50°C, a precisão é de 0,25°C.

Figura 19 - Sensor de temperatura RTD



Fonte: Ômega RTD (2019)

A Figura 20 e Figura 21 detalham o trocador de calor utilizado nos testes.

Figura 20 - Trocador PHE comercial



Fonte: www.amazon.com/Ferrodag-Chiller-Stainless-Exchanger-Thread (2019)

Figura 21 - Trocador PHE usado nos experimentos



Fonte: O autor.

Na Figura 20 fica bem detalhado a brasagem do trocador.

A Figura 21 mostra detalhe das reduções para adaptar o trocador ao diâmetro da linha.

O trocador de calor de placas brazado usado no experimento é detalhado na Tabela 4.

Tabela 4 – Características do PHE

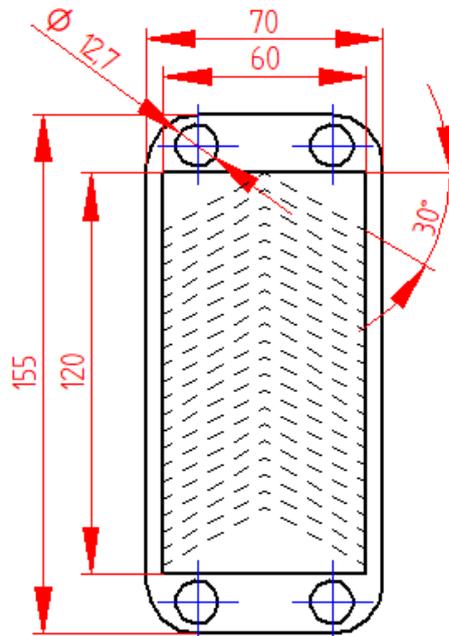
| Característica | Atributo |
|--------------------------------|---------------|
| Pressão máxima | 2,0 MPa |
| Temperatura | -5 a 150 °C |
| Potência | 1 – 5 kW |
| Vazão máxima | 67 l/s |
| Número de placas | 20 |
| Espessura das placas | 0,3 mm |
| Material | A-304 e cobre |
| Ângulo de Chevron | 30° |
| Diâmetro das entradas e saídas | 12,7 mm |
| Distância entre placas | 2 mm |

| | |
|--------------------------|------------------------------------|
| Altura | 155 mm |
| Largura | 70 mm |
| Razão de área por volume | 400 m ² /m ³ |
| Dímetro hidráulico | 3,4 mm |

Fonte: O autor.

Algumas das dimensões descritas na Tabela 04 também são apresentadas na Figura 22.

Figura 22 - Dimensões estimadas da placa do PHE

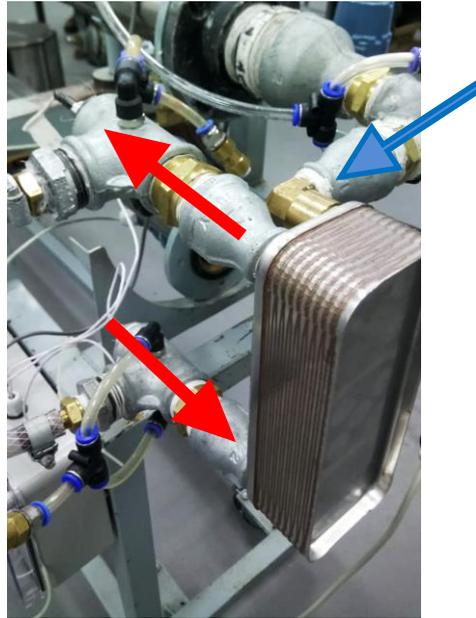


Fonte: O autor.

É importante ressaltar que algumas dimensões tiveram que ser estimadas, visto a falta de informações sobre o trocador de calor.

A Figura 23 mostra a seção de testes com o trocador de calor na bancada e o sentido do escoamento do fluido, onde a seta vermelha representa a fase líquida (quente) e a azul ar (fria).

Figura 23 - PHE em bancada de testes



Fonte: O autor.

Também na Figura 23, é possível ver o detalhe do brazamento das chapas.

3.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O experimento com o PHE foi realizado buscando-se medir as temperaturas de entrada e saída de cada fase, bem como a perda de carga da fase ar. Para fazê-lo, alguns limites tiveram que ser obedecidos, seja por caráter de limitação dos equipamentos ou a incerteza dos sensores nas medições. A Tabela 5 mostra a faixa de operação a qual o trocador de calor foi submetido.

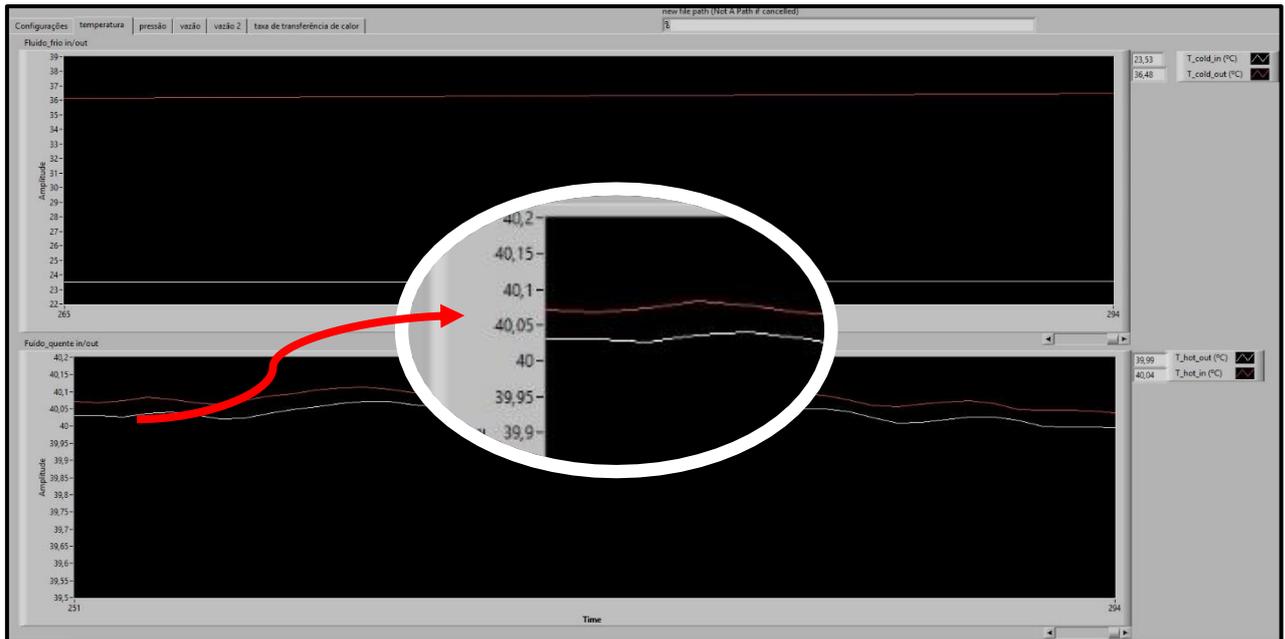
Tabela 5 – Range de operação

| Característica | Ramal quente (água) | Ramal frio (ar) |
|-----------------------|----------------------------|------------------------|
| Vazão | 0,12 kg/s | 0,012 – 0,036 kg/s |
| Temperatura entrada | 40 – 70°C | 25°C |
| Reynolds | 200 ~ 450 | 500 ~ 2600 |

Fonte: O autor.

Esses dados alimentam um código em *LabVIEW* que apresenta em tempo real as medidas de temperatura dos ramais e as variações de pressão. A Figura 24 mostra a variação de temperatura em um dos testes realizados.

Figura 24 – Temperatura - Tempo - LabVIEW



Fonte: O autor.

Foram realizados experimentos para quatro faixas de temperaturas de entrada de água, 40, 50, 60 e 70°C, sendo que a vazão da mesma foi mantida constante e igual a $0,12 \pm 0,01$ kg/s. Para cada temperatura de entrada de água, a vazão do ar foi variada em 5 valores, de $0,012 \pm 0,001$ a $0,036 \pm 0,001$ kg/s, gerando assim 20 experimentos. A temperatura de entrada do ar foi mantida em 25 ± 2 °C.

Para melhor entendimento, a Tabela 6 mostra os parâmetros de entrada dos dois ramais.

Tabela 6 – Condições de entrada dos experimentos

| Nº do experimento | T entrada água(°C) | Vazão ar (kg/s) |
|-------------------|--------------------|-----------------|
| 1 | 40 ± 0,2 | 0,012 |
| 2 | | 0,018 |
| 3 | | 0,024 |
| 4 | | 0,030 |
| 5 | | 0,036 |
| 6 | 50 ± 0,2 | 0,013 |
| 7 | | 0,018 |
| 8 | | 0,024 |
| 9 | | 0,030 |

| | | |
|----|--------|-------|
| 10 | | 0,036 |
| 11 | | 0,012 |
| 12 | | 0,018 |
| 13 | 60±0,2 | 0,023 |
| 14 | | 0,030 |
| 15 | | 0,036 |
| 16 | | 0,012 |
| 17 | | 0,017 |
| 18 | 70±0,2 | 0,024 |
| 19 | | 0,030 |
| 20 | | 0,035 |

Fonte: O autor.

Para cada experimento, foram adquiridas as temperaturas de entrada e saída em regime permanente durante 1 minuto, para assim se determinar um valor médio representativo do escoamento. Cabe ressaltar também que experimento semelhante já havia sido feito, então o experimento atual também será comparado àquele já feito.

Os resultados colhidos, então, são tratados no Matlab® e assim faz-se a comparação com as correlações implementadas, seja para a transferência de calor, bem como para a perda de carga.

3.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS

Usando a abordagem desenvolvida em PAIVA (2007), foram analisadas as incertezas experimentais referentes à leitura da temperatura e vazão mássica. Considerando a primeira lei da termodinâmica tem-se que:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (41)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica e o C_p é o calor específico.

Para a determinação da incerteza da taxa de transferência de calor foi desconsiderado a incerteza associada ao C_p , assim, a incerteza pode ser escrita da seguinte forma:

$$\delta Q = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}C_p}{\partial T} \delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial C_p\Delta T}{\partial \dot{m}} \delta \dot{m}\right)^2} \quad (42)$$

Assim, tem-se que:

$$\delta Q = C_p \sqrt{(\dot{m} \delta T)^2 + (\Delta T \delta \dot{m})^2} \quad (43)$$

Assim, considerando $\delta T = 0,25^\circ\text{C}$ e $\delta \dot{m} = 0,35\%$, pode-se calcular as incertezas para cada experimento.

A Tabela 7 mostra as incertezas para 4 casos extremos: com vazão de ar mínima e máxima, bem como com temperatura de entrada de água mínima e máxima.

Tabela 7 – Incerteza das medições do calor para a fase água

| Vazão ar (kg/s) | δQ Temperatura entrada água 40 °C | δQ Temperatura entrada água 70 °C |
|----------------------------|---|---|
| 0,0012 | 80 % | 25 % |
| 0,0036 | 28 % | 9 % |

Fonte: O autor.

Assim, a Tabela 7 mostra que a incerteza máxima para a fase da água ocorre para a mínima variação de temperatura da água, como esperado. A incerteza é dominante para baixas potências em virtude do baixo ΔT provocado na fase água.

Para a fase ar, a incerteza foi mitigada em virtude do grande ΔT alcançado, sendo que a máxima incerteza ficou abaixo de 2%.

Posteriormente, os dados obtidos acima serão utilizados para aferir a confiabilidade do experimento. Mais detalhes sobre incertezas são apresentados nas Tabela 12 e Tabela 13 no apêndice deste trabalho.

4 ANÁLISE DE DADOS

Esta seção apresenta os resultados obtidos dos experimentos, suas complicações, bem como a comparação dos resultados experimentais e analíticos empregando as correlações propostas no corpo do trabalho.

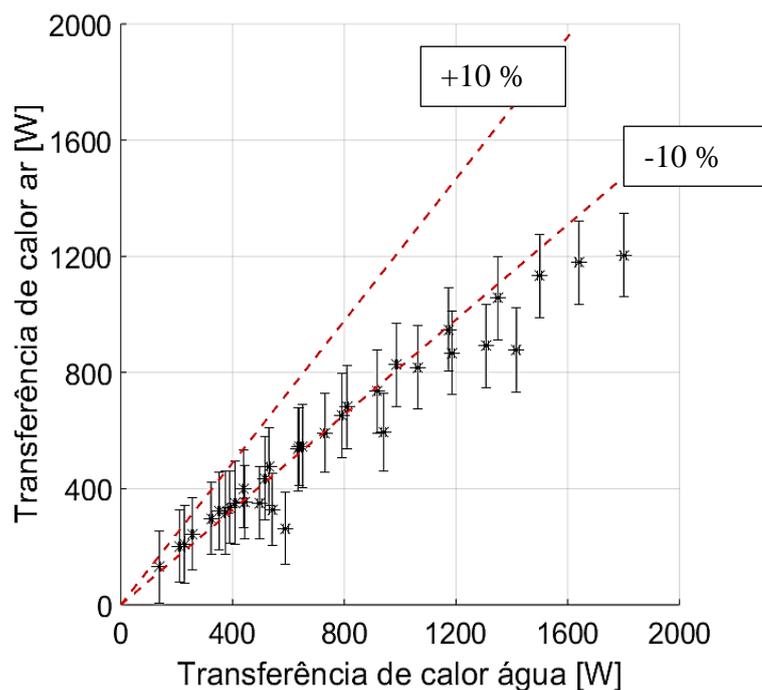
4.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Nesta seção do texto, será apresentado os resultados obtidos experimentalmente e analiticamente para a transferência de calor.

4.1.1 Aderência à Primeira Lei da Termodinâmica

O primeiro cuidado que se teve ao fazer o experimento foi observar a concordância dos resultados obtidos com a primeira lei da termodinâmica. No primeiro experimento realizado, notou-se uma divergência dos dados obtidos, como mostra a Figura 25.

Figura 25 – Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois ramais – sem correção
- experimento 01



Fonte: O autor.

Essa grande divergência ocorreu devido à uma variação de temperatura gerada entre a saída e entrada do ramal de ar do trocador. Devido às reduções e expansões da linha de ar, o mesmo modificava sua temperatura, obedecendo a equação de um gás ideal. A princípio, pensando na equação de Bernoulli, esse ΔT deveria ser nulo, pois o diâmetro da entrada é o mesmo diâmetro da saída, onde ficavam posicionados os sensores de temperatura RTD's. Porém, a linha continha certa quantidade de água depositada, essa fase líquida removia a energia do ar devido à variação de temperatura, diminuindo a sua temperatura.

A Tabela 8 mostra as diferenças de temperaturas encontradas para cada vazão de ar para uma condição na qual o trocador está operando sem carga, ou seja, sem vazão da fase quente (água).

Tabela 8 – ΔT no PHE sem carga – fase ar

| Vazão de ar (kg/s) | ΔT (°C) |
|--------------------|-----------------|
| 0,0068 | 0,12 |
| 0,0106 | 0,24 |
| 0,0130 | 0,55 |
| 0,0162 | 1,09 |
| 0,0194 | 2,04 |
| 0,0222 | 3,38 |
| 0,0251 | 4,62 |
| 0,0281 | 6,03 |
| 0,0314 | 8,44 |

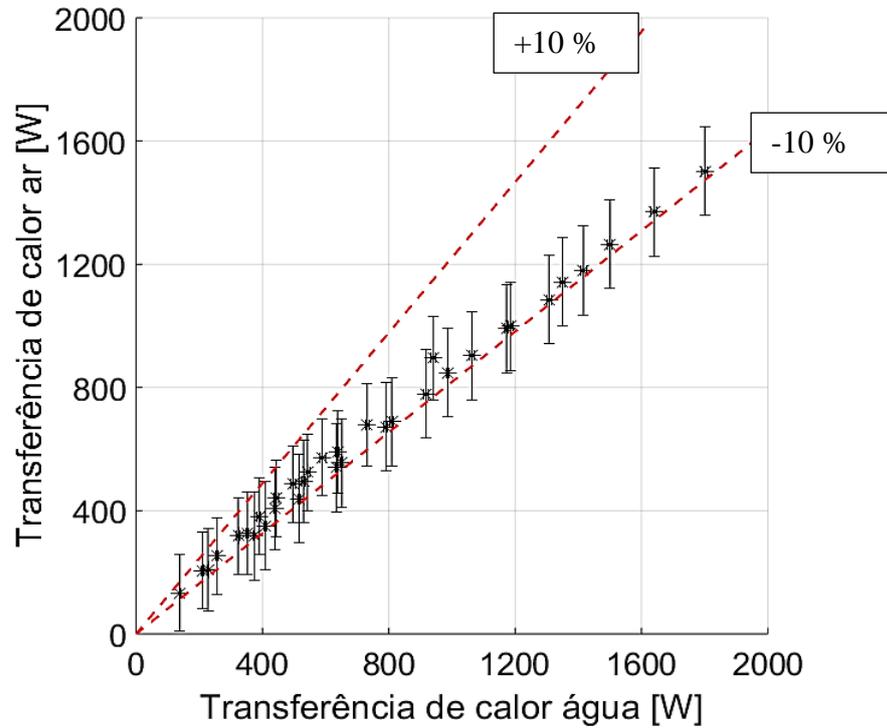
Fonte: O autor.

Esse problema no primeiro experimento foi parcialmente contornado multiplicando o calor trocado pela fase do ar por uma constante que corrigia esse desvio, da seguinte forma:

$$Q_{ar\text{ corrigido}} = Q_{ar} \left(\frac{\Delta T + T_{sai} - T_{ent}}{T_{sai} - T_{ent}} \right) \quad (44)$$

Onde o ΔT , no numerador, é a diferença de temperatura apresentada na Tabela 8, obtida sem a presença do ramal quente escoando. Aplicando essa correção, um novo gráfico foi gerado, mostrado na Figura 26.

Figura 26 - Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois ramais – com correção
- experimento 01

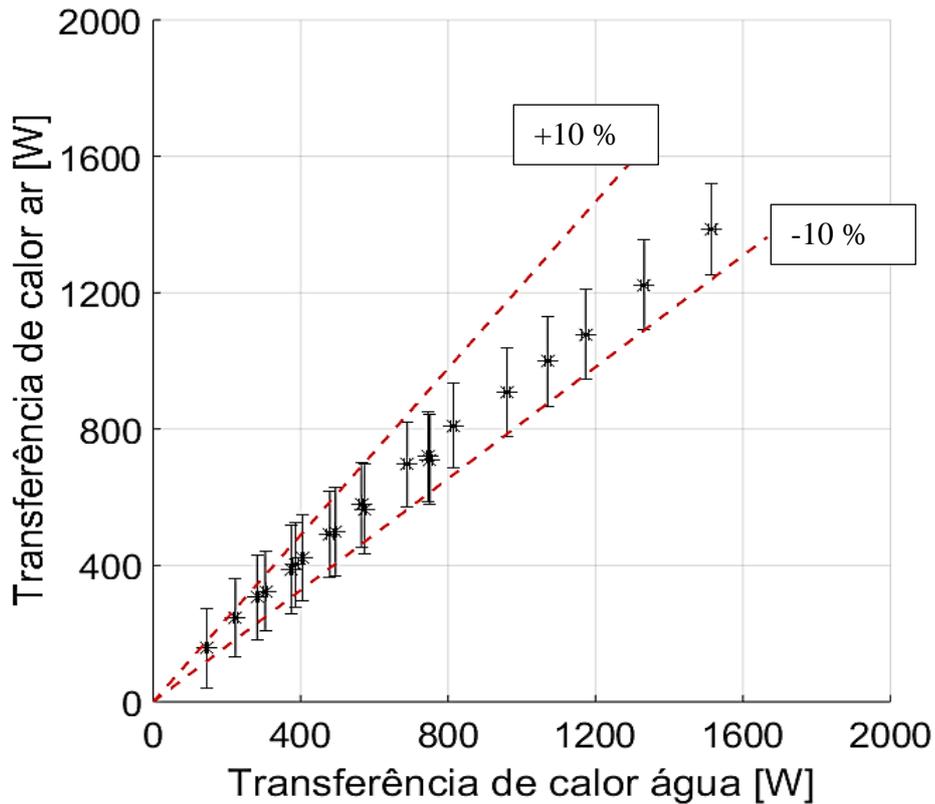


Fonte: O autor

Nota-se que a troca de calor ficou mais perto do esperado, mesmo com um erro de 10% para algumas potências. Também fica evidente como a incerteza interfere nos resultados para o ramal quente.

Para se evitar esse problema toda a linha de ar da bancada foi seca. Assim, sem nenhuma correção, os resultados foram mais congruentes e podem ser conferidos na Figura 27.

Figura 27 – Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois ramais - experimento 02



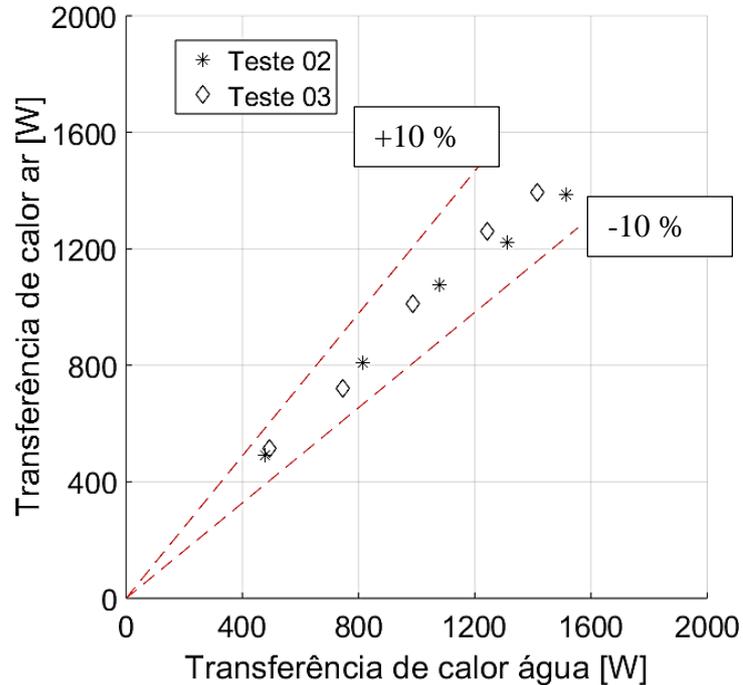
Fonte: O autor.

Observando a Figura 27 e a comparando com a Figura 26 e a Figura 25, fica evidente o quão importante são as condições ideais de uma bancada de testes experimentais. Nota-se uma boa congruência dos dados com a primeira lei da termodinâmica sem fazer uso de nenhum artifício de correção. Assim, a partir de agora, todas as análises feitas terão como base o segundo experimento.

4.1.2 Repetibilidade

Também foi realizado um terceiro experimento, para uma temperatura da fase quente a 70°C para se verificar a repetibilidade dos resultados e, assim, verificar a confiabilidade dos dados provenientes da bancada, conforme mostrado na Figura 28.

Figura 28 - Repetibilidade do experimento a 70°C



Fonte: O autor.

Houve certa divergência dos valores, mas temos que considerar aqui que como a vazão de ar é ajustada manualmente, é difícil repetir o experimento exatamente nas mesmas condições, além disso, a temperatura de entrada da fase ar não era exatamente a mesma por causa do ciclo de trabalho do compressor. Assim, considerou-se que a bancada oferece uma boa repetibilidade de resultados.

Vale ressaltar, como mencionado no capítulo 3, todos os dados dos experimentos são provenientes de uma média temporal das grandezas obtidas. A repetibilidade se trata apenas sobre obter resultados semelhantes, quando se dá entradas semelhantes ao experimento.

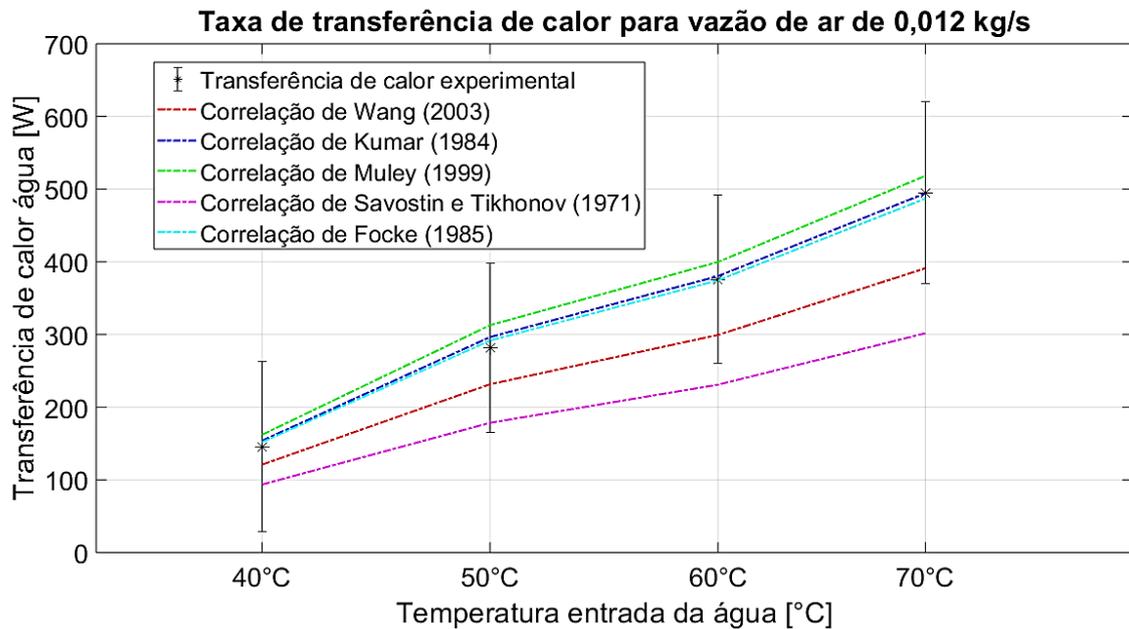
4.1.3 Transferência de calor da água por correlações

Este capítulo mostra a transferência de calor da água encontrada usando as correlações propostas no corpo do trabalho.

A abscissa representa a temperatura de entrada da água, enquanto a ordenada refere-se à taxa de transferência de calor. Cada gráfico refere-se à uma vazão de ar em específico.

O primeiro gráfico é para uma vazão de ar de 0,012 kg/s, e é mostrado na Figura 29.

Figura 29 – Taxa de transferência de calor água – vazão ar 0,012 kg/s



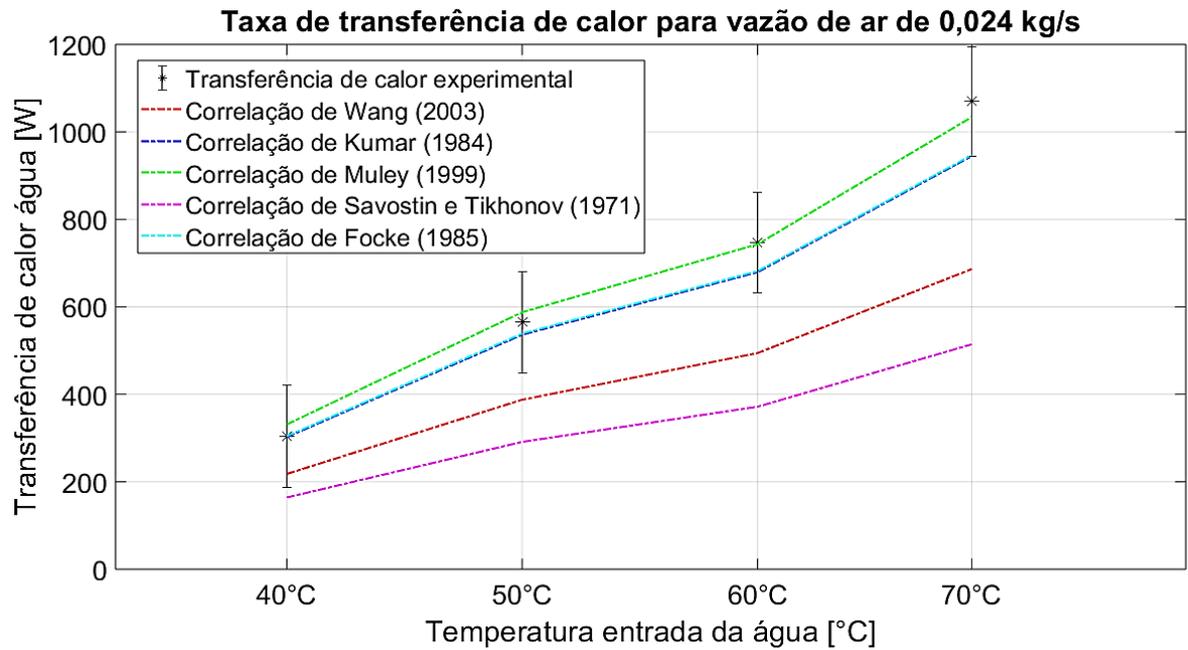
Fonte: O autor.

Para o gráfico da Figura 29, as correlações de Kumar (1984) e Focke (1985) foram as que melhor representaram a transferência de calor obtida experimentalmente. É válido ressaltar também que, como a vazão de ar é a menor neste caso, os ΔT obtidos da água também são os menores, onde para a vazão de ar de 0,012 kg/s de ar, o ΔT máximo para a água foi de 0,95°C.

Fica evidente na Figura 29 o problema causado na coleta dos dados experimentais de diferença de temperatura, quando estes têm a mesma ordem de grandeza da incerteza do instrumento, e, ainda que a incerteza tendo tanta influência, os resultados se mostraram coerentes.

Um outro gráfico, com uma vazão de ar de 0,024 kg/s é mostrado na Figura 30.

Figura 30 – Taxa de transferência de calor água – vazão ar 0,024 kg/s

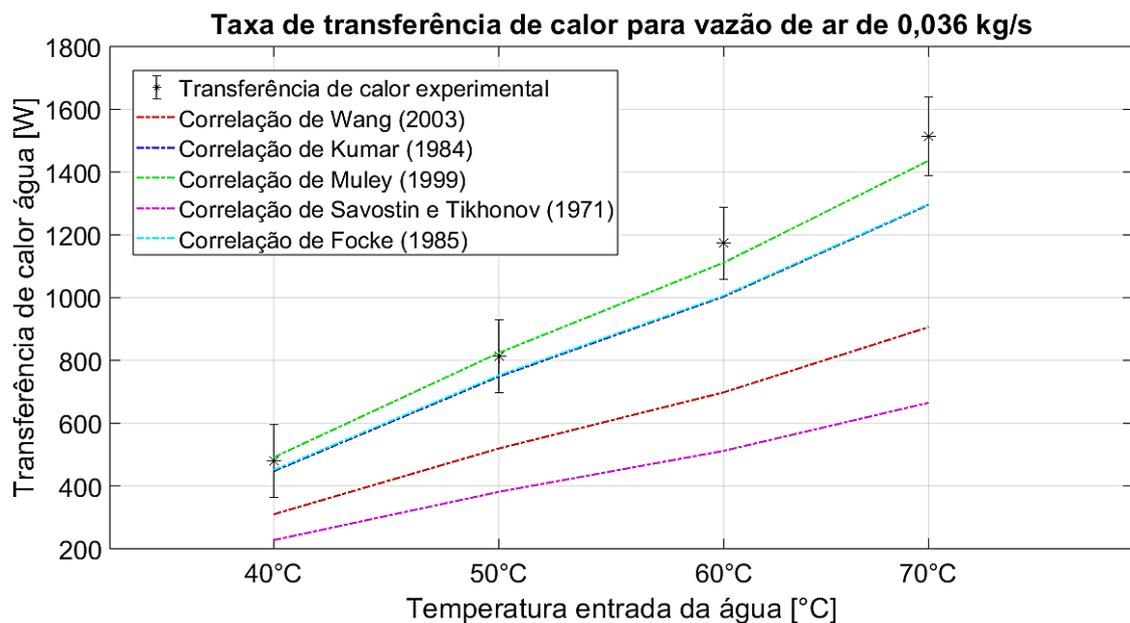


Fonte: O autor.

Para esta vazão, a correlação que melhor representou a transferência de calor foi a correlação de Muley (1999). Todas as outras correlações subestimaram a taxa de transferência de calor.

Outro gráfico, mostrado na Figura 31, mostra a taxa de transferência de calor para a vazão máxima de ar.

Figura 31 - Taxa de transferência de calor água – vazão ar 0,036 kg/s



Fonte: O autor.

Para o gráfico da Figura 31, a correlação de Muley (1999) continua sendo a que melhor caracteriza a transferência de calor.

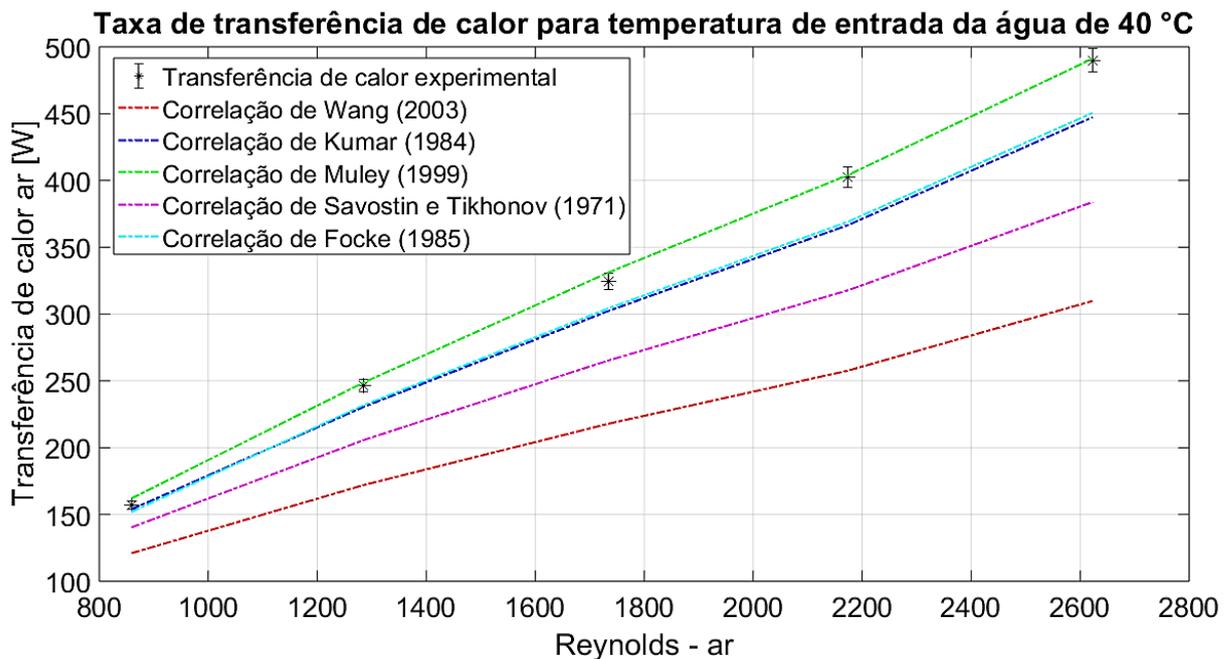
Comparando os dados da Figura 29, Figura 30 e Figura 31, é interessante notar que quanto maior a vazão de ar, maior a divergência das correlações. É importante reconhecer que não há como saber qual seria o comportamento das correlações para outras configurações de escoamento, haja vista que o experimento realizado teve restrições de potência e vazão.

4.1.4 Transferência de calor do ar por correlações

Nessa seção são realizadas as comparações do modelo desenvolvido utilizando as correlações apresentadas acima e os dados experimentais. Como a vazão do ramal de água é constante, foi variado apenas a temperatura de entrada do ramal quente. Assim, cada gráfico corresponde a uma temperatura de entrada do ramal de água, onde a abscissa corresponde ao Reynolds da fase ar.

A Figura 32 mostra o resultado das correlações obtidas para uma temperatura de entrada da água de 40 °C.

Figura 32 – Taxa de transferência de calor do ar para temperatura de entrada da água de 40 °C

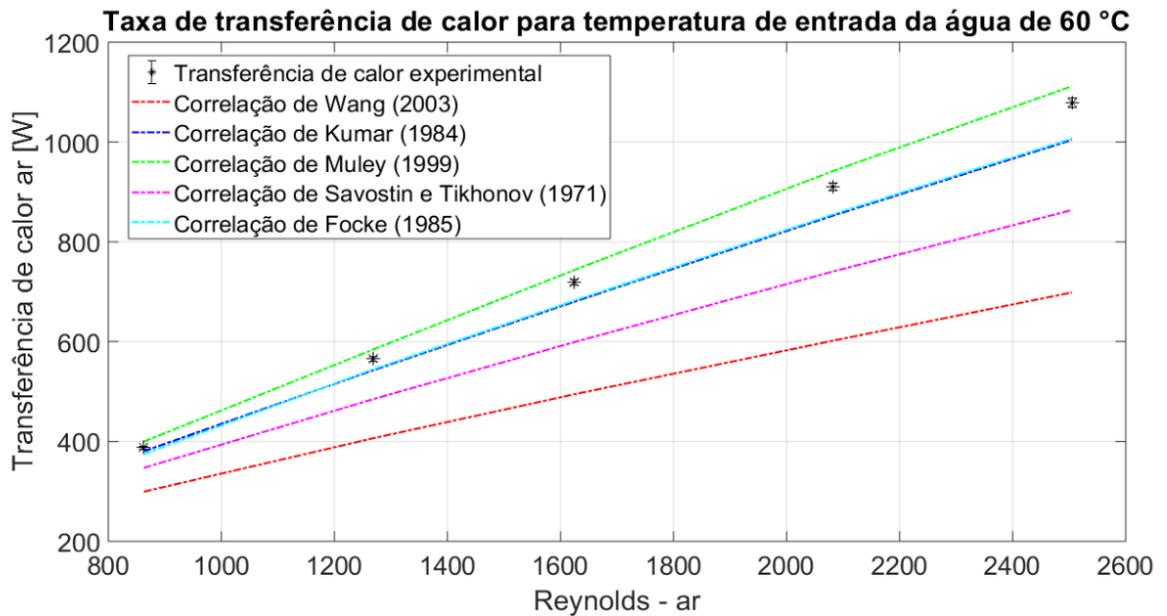


Fonte: O autor.

Os resultados da Figura 32 mostram que as correlações de Wang (2003) e Savostin e Tikhonov (1971) ficaram bem distantes do resultado do experimento. Por outro lado, a correlação de Muley (1999) teve um erro máximo de apenas 2%.

Para uma temperatura de entrada da água de 60 °C, obteve-se os resultados mostrados na Figura 33.

Figura 33 - Taxa de transferência de calor do ar para temperatura de entrada da água de 60 °C

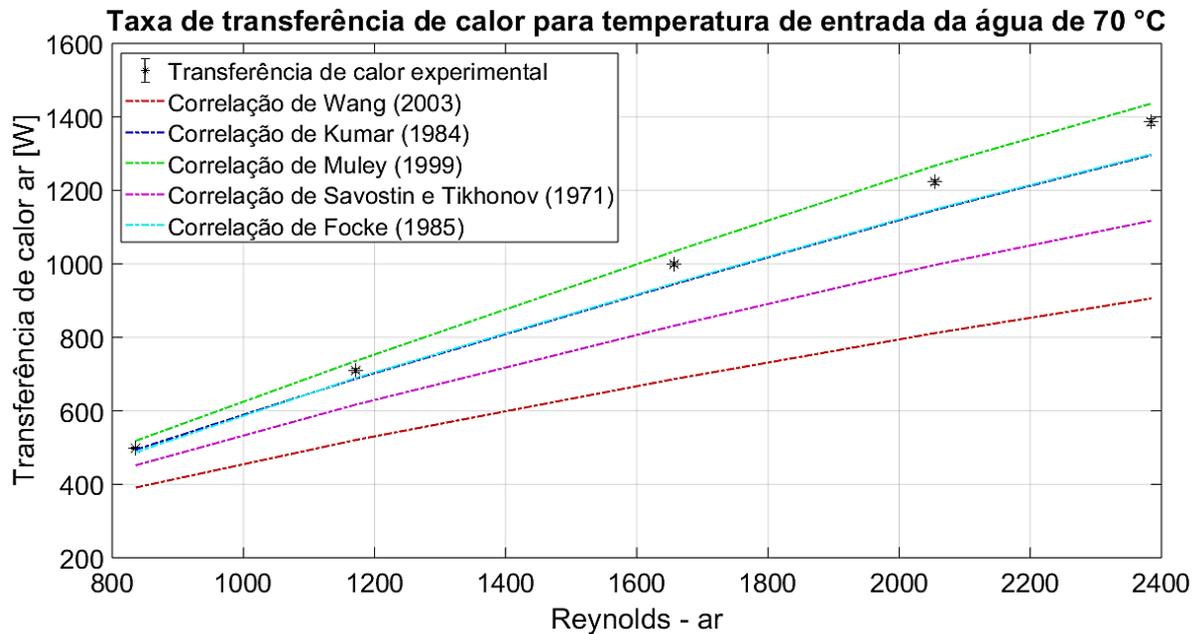


Fonte: O autor.

Observando a Figura 33, percebe-se que o incremento da temperatura da água fez com que a correlação de Muley (1999), que tinha sido a melhor correlação para a Figura 32, tenha divergido um pouco dos resultados obtidos experimentalmente. Entretanto esta continua a ser a melhor correlação para essa temperatura, com um erro máximo de 3%.

Para uma temperatura de entrada de água de 70 °C, obteve-se os resultados mostrados na Figura 34

Figura 34 – Taxa de transferência de calor do ar para temperatura de entrada da água de 70 °C



Fonte: O autor

Novamente, na Figura 34, a correlação que melhor previu a taxa de transferência de calor foi a de Muley (1999) com um erro máximo de 4%. É um bom resultado, no entanto o experimento é bastante limitado em vazão, e consequentemente, Reynolds, e como o erro parece aumentar com o aumento de Reynolds, é interessante investigar o comportamento desta correlação para outras faixas de operação.

4.1.5 Seleção das correlações para fase água/ar

Para uma melhor visualização da qualidade das correlações, a Tabela 9 explicita as correlações e seus erros quando comparadas aos dados experimentais.

Tabela 9 – Erro nas correlações

| Correlação | Erro máx. fase água | Erro máx. fase ar |
|----------------------------|---------------------|-------------------|
| Kumar (1984) | 14% | 9% |
| Muley (1999) | 9% | 4% |
| Wang (2003) | 40% | 37% |
| Savostin e Tikhonov (1971) | 26% | 22% |
| Focke (1985) | 14% | 8% |

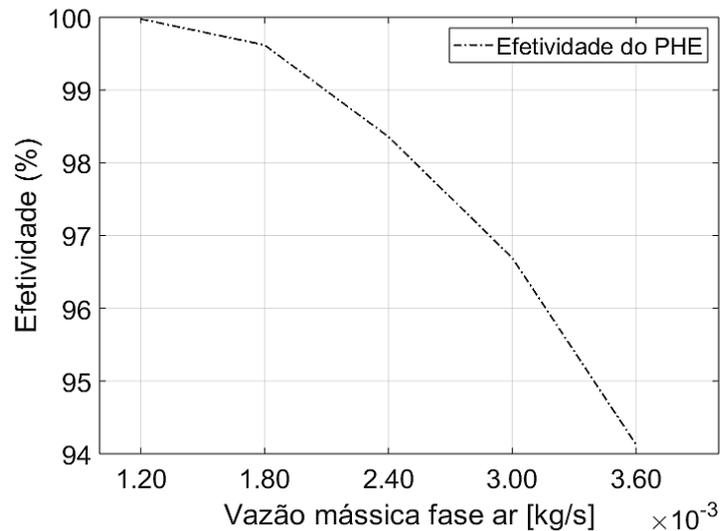
Fonte: O autor.

Portanto, a correlação de Muley (1999) foi escolhida para aprofundar os estudos por apresentar o melhor resultado para o PHE em questão.

4.1.6 Efetividade – correlação de Muley (1999)

Depois de implementada as equações para a transferência de calor, o que também compreende as correlações usadas para o cálculo do número de Nusselt, pôde-se verificar a efetividade do trocador pelo método ε -NUT. Utilizando as equações citadas no capítulo 2, obteve-se a Figura 35 para a efetividade. A menor efetividade encontrada foi de 94% enquanto a maior, 99%. A maior efetividade se refere à vazão mínima de ar, conforme o esperado.

Figura 35 - Efetividade da troca de calor usando correlação de Muley (1999)



Fonte: O autor.

A Tabela 10 mostra os resultados da efetividade mínima do trocador para a correlação de Muley (1999) em função do ângulo de *Chevron*. Nota-se que para o modelo que teve o melhor resultado, o ângulo exerce um papel importante, ainda que a efetividade se mantenha elevada para ângulos de *Chevron* elevados. Isso provavelmente acontece porque a vazão de fluido frio é muito baixa, aliado a um baixo calor específico da fase. Um experimento onde $\dot{m}_1 c_{p1} \approx \dot{m}_2 c_{p2}$ provavelmente traria resultados mais expressivos sobre a influência do ângulo de *Chevron* para a efetividade.

Tabela 10 – Efetividade mínima em função do ângulo de *Chevron* (β) para a correlação de Muley (1999)

| <i>Ângulo de Chevron (β)</i> | <i>Efetividade mínima (%)</i> |
|---|-------------------------------|
| 30° | 94% |
| 45° | 92% |
| 60° | 88% |
| 75° | 81% |

Fonte: O autor.

4.2 PERDA DE CARGA

Para a fase ar foi medido a queda de pressão através de um sensor de pressão diferencial. Considerou-se apenas a vazão como variável para os cálculos, uma vez que a diferença de temperaturas é muito pequena para alterar significativamente a densidade do ar. A Tabela 11 mostra a queda de pressão encontrada para cada vazão de ar.

Tabela 11 – Queda de pressão com a variação da vazão de ar

| <i>Vazão ar (kg/s)</i> | ΔP (bar) |
|------------------------|------------------|
| 0,012 | 0,193 |
| 0,018 | 0,402 |
| 0,024 | 0,661 |
| 0,030 | 0,946 |
| 0,036 | 1,258 |

Fonte: O autor.

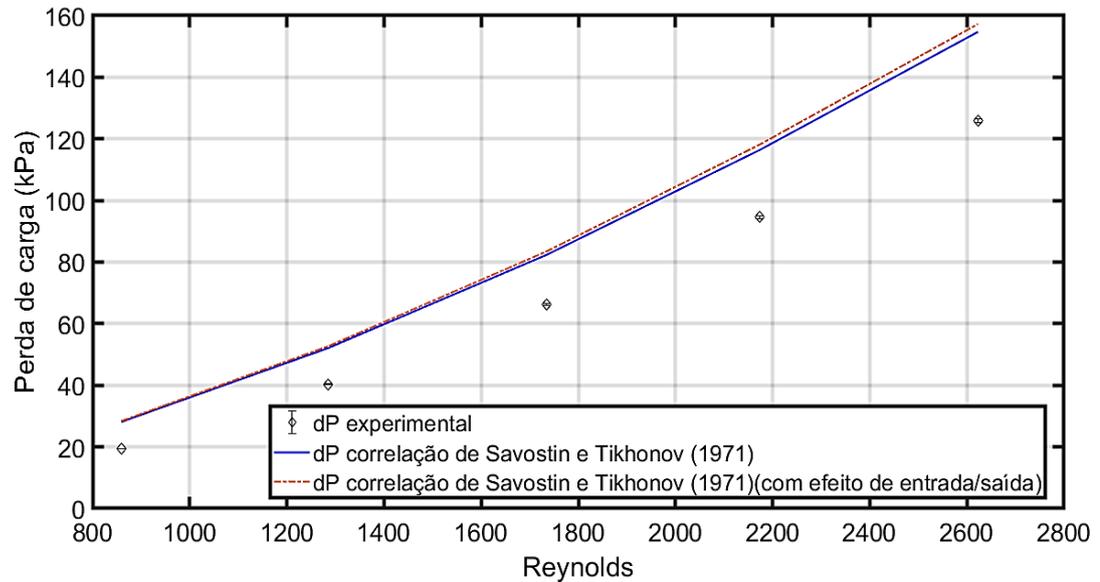
Esses dados experimentais foram comparados com as correlações propostas no capítulo 2 para o fator de atrito, onde este é computado apenas para o ar como fluido de trabalho, considerando um baixo ΔT (máx. 41,3°C) e desprezado o termo gravitacional, a equação 16 ficou resumida em:

$$\Delta P = \frac{3G_p n_p}{4\rho_{ent}} + \frac{2fLG^2}{D_e \rho_m} \quad (45)$$

Dessa forma, fica caracterizado que somente o termo de atrito das placas e a parcela referente às perdas de pressão nas entradas e saídas foram contabilizadas.

Para as correlações usadas neste trabalho, apenas a de Savostin e Tikhonov (1971) apresentaram resultados satisfatórios. A Figura 36 mostra os resultados encontrados.

Figura 36 – Perda de carga – ar - correlação de Savostin e Tikhonov (1971)



Fonte: O autor.

O erro máximo encontrado foi de 25%. Não é um erro desprezível, mas foi a correlação que melhor forneceu os resultados. Vale ressaltar aqui, que correlações de fator de fricção para ar são bem mais raras que para água. Também é possível notar que o efeito das entradas e saídas é pequeno em relação à escala do problema.

5 CONCLUSÃO

A bancada foi adaptada de modo a atender aos testes experimentais de escoamentos monofásicos. Testes foram realizados em um trocador de calor a placas brazados em um escoamento ar/água. Os resultados experimentais indicaram a efetivação do balanço de energia para várias condições de testes.

As incertezas experimentais são elevadas para o ramal da água (quente) devido à reduzida diferença de temperatura entre a entrada e saída. Essas incertezas poderiam ser mitigadas diminuindo-se a vazão de água ou aumentando a vazão de ar, porém em ambos os casos, as vazões estavam em seu limite mínimo e máximo, respectivamente. Entretanto, para o ramal frio (ar), as incertezas estão dentro de níveis aceitáveis.

Uma rotina em Matlab® foi implementada e funciona de forma eficaz. Cinco correlações propostas pela literatura foram implementadas: Kumar (1984), Muley e Manglik (1999), Wang e Sunden (2003), Savostin e Tikhonov (1971) e Focke (1985). Em termos de transferência de calor, a correlação que obteve o melhor ajuste com os dados experimentais foi a de Muley e Manglik (1999), com um erro de 9% para ramal quente (água) e 4 % ramal frio (ar). Com relação aos modelos para determinação de perda de carga, a correlação proposta por Savostin e Tikhonov (1971) foi a que apresentou melhor aderência com os resultados experimentais, com 25% de erro.

A influência do ângulo de Chevron sobre a efetividade do trocador foi investigada analiticamente. Pode-se verificar que o aumento do ângulo de Chevron, ou seja, diminuição da perturbação do escoamento a efetividade de transferência de calor diminui.

6 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de experimentos usando fluidos de mesma espécie. Com isso, pode-se avaliar de maneira mais coerente a efetividade do trocador, bem como obter melhores resultados com relação à influência do ângulo de *Chevron*.

Outro ponto relevante de estudo é a realização de experimentos com fluidos bifásicos, avaliando o impacto da segunda fase sobre o comportamento térmico e hidrodinâmico em um PHE brazado.

REFERÊNCIAS

- AKTURK, F; **Experimental Investigation of the Characteristics of a Chevron Type Gasketed Plate Heat Exchanger**. 6 th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey.
- FOCKE, W.W.; ZACHARIDES, J. **The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of the plate heat exchanger.**, International Journal of Heat and Mass Transfer vol. 28, pp. 1469 – 1479, 1985.
- GUT, Jorge Andrey Wilhelm. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. 244 p. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.
- INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006.
- KAKAÇ, S; LIU H. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 3.ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.
- KUMAR, H. **The plate heat exchanger: construction and design**, 1st UK National Conference on Heat Transfer, University of Leeds, 3-5 July, Inst. Chem. Symp. Series, No. 86, 1275–1286, 1984.
- KUMAR, H; **The plate heat exchanger: construction and design**. In: **PROCEEDINGS 1ST UK NATIONAL CONFERENCE OF HEAT TRANSFER**. n.86, p.1275-1286, 1984.
- MULEY, A.; MANGLIK, R. M., **Enhanced thermal-hydraulic performance of chevron plate heat exchangers**, Int. J. Heat Exchangers, 1, 3, 2000. Int. J. Heat Exchangers, 1, 3, 2000.
- PAIVA, K. V., **Comportamento térmico em gravidade e microgravidade de minitubos de calor do tipo fios-placas**. 2007. 238 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2007.
- PLATE HEAT EXCHANGER COUNTERFLOW. Disponível em: <<https://www.alfalaval.com/microsites/gasketed-plate-heat-exchangers/tools/how-gphes-work/>>. Acesso em 06 junho 2019.
- PLATE HEAT EXCHANGER. Disponível em: <<https://www.amazon.com/Ferrodag-Chiller-Stainless-Exchanger-Thread/dp/B0725FP9PV>>. Acesso em 29 maio 2019.
- SAVOSTIN, A. F; TIKHONOV, A. M., **Investigation of the characteristics of plate type heating surfaces**, *Thermal Eng.*, 17(9), 113, 1976.
- SEC HEAT EXCHANGERS. **Catálogo de trocadores de calor**. Disponível em: <<http://www.heatexchangers.ca/manuals/sec-catalog-section-6-plate-and-frame-models.pdf>>. Acesso em: 04 set. 2018.

SENSOR DE TEMPERATURA POR TERMORRESISTÊNCIA. Disponível em:
<<https://www.omega.com/en-us/sensors-and-sensing-equipment/temperature/sensors/rtd-sensors/p/PR-21>>. Acesso em 27 maio 2019.

SHAH, R. K; **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. John Wiley & Sons, Inc, 2003.

SWEP TROCADORES DE CALOR BRAZADOS. Disponível em:
<<https://www.swep.net/technology/how-it-works/>>. Acesso em 09 junho 2019.

WANG, L; SUNDÉN, B; MANGLIK, R.M. **Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance**. 1.ed. WIT Press, 2007.

WANG, Y.; DAVIDSON, J. **Scaling in polymer tubes and interpretation for use in solar water heating systems**. Journal of Solar Energy Engineering, 127, 3-14, 2005.

YANG, J.; JACOBI, A.; LIU, W. **Heat transfer correlations for single phase flow in a plate heat exchanger based on experimental data**. 2017.

ZWEBEN, C. H., **New material options for high-power diode laser packaging**. Proceedings of the SPIE, The International Society for Optical Engineering, 5336, 166-175, 2004.

APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO FASE ÁGUA

Tabela 12 – Incerteza das medições do calor para a fase água

| T entrada água (°C) | T saída água (°C) | Vazão água (kg/s) | δQ (W) |
|--------------------------------|------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| 40,10 | 39,79 | 0,103 | 106,79 |
| 40,17 | 39,69 | 0,102 | 106,03 |
| 40,16 | 39,50 | 0,101 | 105,16 |
| 40,21 | 39,44 | 0,120 | 125,04 |
| 40,25 | 39,29 | 0,121 | 125,64 |
| 50,00 | 49,43 | 0,120 | 124,20 |
| 49,69 | 48,88 | 0,120 | 124,53 |
| 49,93 | 48,79 | 0,120 | 124,08 |
| 50,08 | 48,69 | 0,120 | 124,10 |
| 50,11 | 48,46 | 0,119 | 123,61 |
| 59,74 | 59,02 | 0,125 | 128,98 |
| 59,88 | 58,74 | 0,127 | 130,63 |
| 59,93 | 58,53 | 0,129 | 133,44 |
| 60,06 | 58,21 | 0,126 | 129,96 |
| 59,98 | 57,78 | 0,129 | 133,26 |
| 69,66 | 68,70 | 0,126 | 129,57 |
| 69,72 | 68,30 | 0,128 | 132,02 |
| 69,71 | 67,68 | 0,128 | 132,00 |
| 69,83 | 67,31 | 0,129 | 132,58 |
| 69,93 | 67,07 | 0,129 | 132,28 |

Fonte: O autor.

APÊNDICE B – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO FASE AR

Tabela 13 – Incerteza das medições do calor para a fase ar

| T entrada ar (°C) | T saída ar (°C) | Vazão ar (kg/s) | δQ (W) |
|------------------------------|----------------------------|------------------------|---------------|
| 26,22 | 39,67 | 0,011 | 2,97 |
| 25,88 | 40,00 | 0,017 | 4,44 |
| 25,87 | 39,65 | 0,023 | 5,99 |
| 26,06 | 39,69 | 0,029 | 7,51 |
| 25,59 | 39,35 | 0,035 | 9,06 |
| 24,93 | 49,57 | 0,012 | 3,30 |
| 24,59 | 49,23 | 0,017 | 4,53 |
| 24,53 | 49,22 | 0,023 | 6,19 |
| 24,93 | 48,96 | 0,028 | 7,65 |
| 25,43 | 48,45 | 0,034 | 9,24 |
| 26,45 | 58,72 | 0,011 | 3,29 |
| 26,70 | 58,73 | 0,017 | 4,83 |
| 26,83 | 58,63 | 0,022 | 6,18 |
| 26,84 | 58,23 | 0,028 | 7,91 |
| 26,74 | 57,69 | 0,034 | 9,49 |
| 25,54 | 67,97 | 0,011 | 3,41 |
| 24,98 | 68,12 | 0,016 | 4,80 |
| 24,98 | 67,89 | 0,023 | 6,78 |
| 25,10 | 67,47 | 0,028 | 8,39 |
| 25,64 | 67,02 | 0,033 | 9,67 |

Fonte: O autor.