

# **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA - UNESP**

Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira- campus de Ilha Solteira

**VICTOR EIDI HOKAZONO**

**Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor para uma Bancada  
Didática com Trocador de Calor do Tipo Placas Paralelas**

Ilha Solteira

2025

**Victor Eidi Hokazono**

**Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor para uma Bancada  
Didática com Trocador de Calor do Tipo Placas Paralelas**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentada  
à Universidade Estadual Paulista (UNESP), Fa-  
culdade de Engenharia de Ilha Solteira, Ilha Sol-  
teira, para obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof<sup>o</sup> Dr. Elóy Esteves Gasparin

Ilha Solteira  
2025

#### FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

- H721d      Hokazono, Victor Eidi.  
Determinação do coeficiente global de transferência de calor para uma bancada didática com trocador de calor do tipo placas paralelas / Victor Eidi Hokazono. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2025  
31 f. : il.
- Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia mecânica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira, 2025
- Orientador: Elóy Esteves Gasparin
- Inclui bibliografia
1. Trocador de calor de placas. 2. Coeficiente global de transferência de calor. 3. Diferença de temperatura média logarítmica. 4. Sensores. 5. Temperatura.

**ANEXO 02**  
**MODELO DE ATA DE DEFESA**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA FILHO"**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA – CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

**CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ATA DA DEFESA – TRABALHO DE GRADUAÇÃO**

TÍTULO: Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor para uma Bancada  
Didática com Trocador de Calor do Tipo Placas Paralelas

ALUNO: VICTOR EIDI HOKAZONO RA: 201053111

Orientador: Prof. Dr. Elóy Esteves Gasparin

**Aprovado (X) – Reprovado ( ) pela Comissão Examinadora**

**Nota obtida: 8.0**

**Comissão Examinadora:**

Prof. \_\_\_\_\_  
Documento assinado digitalmente  
 ELOY ESTEVES GASPARIN  
Data: 20/10/2025 13:52:06-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>  
*Presidente (Orientador)*

Prof. \_\_\_\_\_  
  
Eng. Bruno Henrique de Camargo Moreno  
Documento assinado digitalmente  
 CARLINEIA MARCIANA DOS SANTOS PEREIRA  
Data: 20/10/2025 11:50:17-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. \_\_\_\_\_  
Me. Carlineia Marciana Dos Santos Pereira  
Documento assinado digitalmente  
 VICTOR EIDI HOKAZONO  
Data: 20/10/2025 12:13:30-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>  
\_\_\_\_\_  
*Assinatura do Aluno*

Ilha Solteira (SP) 20 de Outubro de 2025.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, que me permite, a cada dia, sonhar e realizar sonhos.

Aos meus pais, que desde sempre se dedicaram para que eu pudesse estar na UNESP. Tenho certeza de que, sem eles, nada disso seria possível.

Ao meu irmão Kenny, que sempre me apoiou nos momentos de dificuldade e me orientou sempre que necessário.

Ao Prof. Dr. Elóy Esteves Gasparin, que desde o início me orientou e me ofereceu todo o suporte necessário, confiando em mim para a realização deste trabalho.

À amiga Mariana Lopes Nogueira, que muito me ajudou nos experimentos e durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

À Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – FEIS/UNESP, que me proporcionou a oportunidade de cursar o ensino superior e de crescer como pessoa e futuro profissional.

## RESUMO

Trocadores de calor de placas paralelas são amplamente empregados em setores como a indústria alimentícia, química, farmacêutica e de geração de energia, devido à sua elevada eficiência térmica, compacidade e possibilidade de manutenção rápida e em loco. O desempenho desses equipamentos está fortemente condicionado às condições de operação, fazendo com que o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) apresente significativa variabilidade; por esse motivo, o monitoramento em tempo real torna-se fundamental para o controle da planta e a otimização da operação. O presente estudo foca na determinação experimental do coeficiente global de transferência de calor em uma bancada didática equipada com um trocador de calor de placas paralelas, operando em arranjo contracorrente. A bancada é composta por sensores de temperatura e vazão interligados a um software de aquisição de dados, possibilitando a análise dinâmica do processo, sendo que a vazão de água fria foi modificada de forma sistemática para simular diferentes condições operacionais e avaliar seu impacto sobre o coeficiente global. A partir dos dados coletados, foram determinados valores experimentais de  $U_{\text{EXPERIMENTAL}}$ , calculados pela diferença de temperatura média logarítmica (DTML), e comparados com os valores teóricos obtidos pela correlação de Muley e Manglik ( $U_{\text{TEÓRICO}}$ ), observando-se boa concordância entre os métodos, com tendência de erro maior em maiores vazões, o que pode estar associado à limitação dos sensores utilizados, comuns em bancadas didáticas. Ainda assim, a análise de incertezas demonstrou que todos os valores obtidos se encontram dentro dos limites aceitáveis, reforçando a confiabilidade do estudo, sendo possível concluir que a bancada se mostra eficaz para fins de ensino e experimentação, além de evidenciar a relevância do monitoramento contínuo do coeficiente global em trocadores de calor para a adequada previsão do desempenho térmico e para a validação de modelos teóricos em condições reais de operação.

**Palavras-chave:** trocador de calor de placas; coeficiente global de transferência de calor; diferença de temperatura média logarítmica, sensores, temperatura.

## ABSTRACT

Parallel-plate heat exchangers are widely used in sectors such as the food, chemical, pharmaceutical, and power generation industries due to their high thermal efficiency, compactness, and the possibility of rapid on-site maintenance. The performance of these devices is strongly dependent on operating conditions, causing the overall heat transfer coefficient ( $U$ ) to exhibit significant variability; for this reason, real-time monitoring becomes essential for plant control and operational optimization. The present study focuses on the experimental determination of the overall heat transfer coefficient in a didactic test bench equipped with a parallel-plate heat exchanger operating in a counter-current arrangement. The bench is composed of temperature and flow sensors connected to a data acquisition software, enabling dynamic process analysis, with the cold-water flow rate being systematically varied to simulate different operating conditions and assess its impact on the overall coefficient. From the collected data, experimental values of  $U_{\text{EXPERIMENTAL}}$  were determined using the logarithmic mean temperature difference (LMTD) method and compared with theoretical values obtained through the Muley and Manglik correlation ( $U_{\text{THEORETICAL}}$ ), showing good agreement between the methods, although with a tendency toward higher error at greater flow rates, which may be associated with the limitations of the sensors used, common in didactic benches. Nevertheless, the uncertainty analysis demonstrated that all obtained values lie within acceptable limits, reinforcing the reliability of the study. It can thus be concluded that the bench proves effective for teaching and experimental purposes, while also highlighting the relevance of continuous monitoring of the overall coefficient in heat exchangers for the proper prediction of thermal performance and for the validation of theoretical models under real operating conditions.

**Keywords:** plate heat exchanger; overall heat transfer coefficient; logarithmic mean temperature difference (LMTD); sensors; temperature.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|          |                                                                                                   |    |
|----------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 | Esquema da bancada experimental utilizada . . . . .                                               | 13 |
| Figura 2 | Tela de informações fornecida pelos sensores via aplicativo . . . . .                             | 14 |
| Figura 3 | Variação da temperatura dos fluidos no escoamento: (a) contracorrente; (b) paralelo. . . . .      | 14 |
| Figura 4 | Trocador de calor utilizado para o desenvolvimento do experimento . . .                           | 15 |
| Figura 5 | Detalhes das variáveis da placa do trocador de placas . . . . .                                   | 16 |
| Figura 6 | Trocador de calor e suas tubulações isoladas com lã de vidro e esponjoso de polietileno . . . . . | 16 |
| Figura 7 | Fluxograma do procedimento experimental realizado . . . . .                                       | 17 |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 – Especificações do trocador de calor utilizado no experimento . . . . .                             | 15 |
| Tabela 2 – Resultados experimentais obtidos . . . . .                                                         | 24 |
| Tabela 3 – Resultados calculados . . . . .                                                                    | 25 |
| Tabela 4 – Comparação do Coeficiente Global de Transferência de Calor $U$ Experimental<br>e Teórico . . . . . | 25 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

|                 |                                                                              |
|-----------------|------------------------------------------------------------------------------|
| $A$             | Área total de transferência de calor em um lado do recuperador, $m^2$        |
| $c_p$           | Calor específico a pressão constante, $J/kg.K$                               |
| $D$             | Diâmetro de porta, $m$                                                       |
| $h$             | Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção, $W/m^2.K$              |
| $h_i$           | Coefficiente de transferência de calor do fluxo interno, $W/m^2.K$           |
| $h_0$           | Coefficiente de transferência de calor do fluxo externo, $W/m^2.K$           |
| $i$             | Entalpia específica, $J/kg$                                                  |
| $\dot{m}$       | Vazão mássica do fluido, $kg/s$                                              |
| $\dot{Q}$       | Taxa de transferência de calor, $W$                                          |
| $R_t$           | Resistência térmica total, $m^2.K/W$                                         |
| $t$             | Espessura da parede, $m$                                                     |
| $T_{h1}$        | Temperatura de entrada do fluido quente, $^{\circ}C, K$                      |
| $T_{h2}$        | Temperatura de saída do fluido quente, $^{\circ}C, K$                        |
| $T_{c1}$        | Temperatura de entrada do fluido frio, $^{\circ}C, K$                        |
| $T_{c2}$        | Temperatura de saída do fluido frio, $^{\circ}C, K$                          |
| $U$             | Coefficiente global de transferência de calor, $W/m^2.K$                     |
| $\Delta T_1$    | Diferença de temperatura em uma extremidade do trocador, $^{\circ}C, K$      |
| $\Delta T_2$    | Diferença de temperatura na outra extremidade do trocador, $^{\circ}C, K$    |
| $\Delta T_h$    | Diferença de temperatura de entrada e saída do fluido quente, $^{\circ}C, K$ |
| $\Delta T_c$    | Diferença de temperatura de entrada e saída do fluido frio, $^{\circ}C, K$   |
| $\Delta T_m$    | Diferença média de temperatura, $^{\circ}C, K$                               |
| $\Delta T_{ml}$ | Diferença de temperatura média logarítmica, $^{\circ}C, K$                   |

## SUMÁRIO

|              |                                                                                  |           |
|--------------|----------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b>     | <b>INTRODUÇÃO . . . . .</b>                                                      | <b>9</b>  |
| 1.1          | Objetivo . . . . .                                                               | 12        |
| <b>2</b>     | <b>METODOLOGIA . . . . .</b>                                                     | <b>13</b> |
| 2.1          | Objeto de Estudo . . . . .                                                       | 13        |
| 2.2          | Procedimento Experimental . . . . .                                              | 17        |
| 2.3          | Equações básicas para o projeto de um trocador de calor . . . . .                | 17        |
| 2.4          | Coefficiente Global de Transferência de Calor . . . . .                          | 19        |
| 2.5          | MÉTODO PARA ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR DTML . . .                            | 19        |
| 2.6          | ESTIMATIVA TEÓRICA DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR $U$ . . . . . | 20        |
| 2.7          | Tipos de Incertezas . . . . .                                                    | 21        |
| <b>2.7.1</b> | <b>Incerteza Tipo A . . . . .</b>                                                | <b>21</b> |
| <b>2.7.2</b> | <b>Incerteza Tipo B . . . . .</b>                                                | <b>21</b> |
| <b>2.7.3</b> | <b>Incerteza Combinada . . . . .</b>                                             | <b>22</b> |
| <b>2.7.4</b> | <b>Sensibilidade de Incerteza . . . . .</b>                                      | <b>22</b> |
| 2.8          | Equações das Incertezas . . . . .                                                | 22        |
| <b>3</b>     | <b>RESULTADOS E DISCUSSÃO . . . . .</b>                                          | <b>24</b> |
| 3.1          | Resultados medidos . . . . .                                                     | 24        |
| 3.2          | Resultados calculados . . . . .                                                  | 24        |
| <b>3.2.1</b> | <b>Análise de Sensibilidade das Incertezas em <math>U</math> . . . . .</b>       | <b>25</b> |
| 3.3          | DISCUSSÕES . . . . .                                                             | 26        |
| <b>4</b>     | <b>CONCLUSÃO . . . . .</b>                                                       | <b>27</b> |

## 1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para promover a troca de energia térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas. Eles são empregados em uma ampla variedade de aplicações, tais como produção de energia, processos químicos, refrigeração e recuperação de calor, entre outros (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com sua geometria de construção. Os principais tipos são: de tubos, de placas e de superfície estendida. Os trocadores de calor do tipo tubular são compostos por tubos circulares, nos quais um fluido escoar no interior dos tubos e o outro, externamente a eles. Dentro desse grupo, há ainda as seguintes classificações: duplo tubo, casco e tubo, e tubo espiral. Os trocadores de calor de placas são constituídos por placas finas que criam canais de escoamento para os fluidos. Eles podem ser subdivididos em: com juntas, placas espirais e placas lamelares. Por fim, os trocadores de calor de superfície estendida são dispositivos que utilizam aletas fixadas à superfície primária (tubos ou placas), com o objetivo de ampliar a área de troca térmica, geralmente no lado em que o fluido escoante é gasoso. Esses podem ser divididos em trocadores de placas com aletas e tubos com aletas (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

Para satisfazer as necessidades decorrentes do aumento populacional no planeta em relação à demanda de energia, bem como da elevação dos padrões individuais de conforto, um crescimento contínuo do consumo energético é inevitável. Mesmo com a tendência contemporânea de utilização de fontes renováveis, a maior parte da energia gerada ainda provém da queima de combustíveis fósseis, resultando na emissão de grandes volumes de gases de efeito estufa (GEE). Estima-se que cerca de 6.000.000.000 toneladas de  $CO_2$  equivalente tenham sido emitidas nos Estados Unidos em 2020, segundo a Agência de Proteção Ambiental norte-americana. Desse total, 89,0% foram decorrentes da queima de combustíveis fósseis em diversos setores. A Agência Europeia do Ambiente relatou um cenário semelhante, no qual 77% das emissões de GEE foram atribuídas ao setor energético e 9% à indústria. Para mitigar essas emissões, os planos da União Europeia incluem a exigência de aumentar a eficiência energética em 32,5% até 2030. Uma das medidas que viabilizam esse objetivo é a melhoria da recuperação de energia térmica, possível por meio do uso mais amplo de trocadores de calor compactos e eficientes, nos quais se aplicam métodos modernos de intensificação da transferência de calor (ARSENYEVA; TOVAZHNYANSKY; APUSTENKO; KLEMEŁ; VARBANOV, 2023).

Um dos tipos de trocadores de calor compacto mais eficientes e amplamente utilizados na indústria é o trocador de calor de placas (PHE). Os princípios de construção e operação dos PHEs estão bem descritos em diversos livros. O número total de artigos indexados no banco de dados da SCOPUS com as palavras *plate heat exchanger* no título e no resumo, publicados entre 1956 e 2022, foi de 8112, dos quais mais da metade nos últimos 10 anos. O primeiro crescimento expressivo de publicações ocorreu após a crise energética da década de 1970, e o

aumento tem sido intenso nos anos recentes. Em 2020, foram publicados cerca de 500 artigos, o dobro em comparação com 10 anos antes. Esse panorama demonstra o crescimento do interesse na pesquisa dessa área promissora e a relevância desse tipo de trocador de calor no cenário mundial (ARSENYEVA; TOVAZHNYANSKY; KAPUSTENKO; KLEMEŁ; VARBANOV, 2023).

Trocadores de calor de placas (PHEs) são amplamente utilizados em diferentes operações de transferência de calor aplicadas em processos industriais e são comumente projetados com superfícies de canal corrugadas. Esse recurso resulta em um aprimoramento do desempenho térmico pelo aumento da área de troca e pela indução de mistura/turbulência no fluido de trabalho. Para potencializar a troca de calor, os canais corrugados são geralmente empregados no design das placas. Graças a esse formato, é possível projetar ângulos de ondulação de aproximadamente 25°, com defletores na superfície do canal e escoamento em contracorrente. A capacidade de mistura dos dois fluidos (quente e frio) é intensificada, e ambos são expostos a uma área de superfície muito maior ao se espalharem sobre as placas. Assim, as características de transferência de calor diferem significativamente das de placas planas. Esse tipo de canal corrugado interrompe a camada limite térmica e, conseqüentemente, aumenta o coeficiente de transferência de calor por convecção (MURUGESAN; BALASUBRAMANIAN, 2012).

Superfícies de transferência de calor são componentes importantes na conversão de energia e sistemas de utilidades. O calor advindo fluido quente transfere-se para o fluido frio por meio da superfície de troca de calor, sendo essa uma superfície sólida. As principais funções de uma superfície de troca de calor são aquecimento, resfriamento e recuperação de energia. A recuperação de energia é um caminho efetivo para economia de energia e redução dos gases do efeito estufa. Um dos trocadores de calor de superfície típico são os trocados de placas (PHEs) (BORJIGIN et al., 2025).

A questão econômica é um dos fatores mais importantes para o design de um trocador de calor. Trocadores de calor do tipo casco tubo são amplamente usados em muitas indústrias diferentes. Além disso, trocadores de placas com juntas foram introduzidos para simplificar a tarefa de limpeza na indústria alimentícia. Notavelmente, a gama de aplicações de trocadores de calor tem se desenvolvido. Atualmente, em condições especiais e apropriadas, esse trocador de calor podem ser boas alternativas aos trocadores do tipo casco tubo (HAJABDOLLAHI; NADERI; ADIMI, 2016).

Além disso, Hajabdollahi, Naderi e Adimi (2016) mostraram na sua pesquisa de otimização de trocadores de calor que os resultados ideais revelaram uma redução de 13% no custo total do trocador de placas paralelas quando comparado com o trocador de calor casco-tubo. Em uma situação ideal, o primeiro apresenta um custo operacional maior enquanto seu investimento é menor.

Gulenoglu et al. (2014) mostrou um aprimoramento das características térmicas e hidráulicas com a diminuição do tamanho das placas. As corrugações e as propriedades geométricas das placas ajudam o regime de escoamento se tornar turbulento mesmo em vazões baixas e isso

aumenta a transferência de calor entre as seções quente e fria do trocador.

O aprimoramento das superfícies de transferência de calor evoluiu ao longo dos anos e constitui o foco principal na indústria de trocadores de calor. Superfícies aprimoradas geram maiores coeficientes de transferência térmica em comparação com superfícies lisas. Esse aprimoramento pode ser obtido pela adição de superfícies estendidas (como aletas) ou pelo uso de superfícies interrompidas (como corrugações). Os trocadores de calor de placas destacam-se por sua viabilidade econômica e alta eficiência, sendo amplamente difundidos em diversos mercados. Apresentam baixo custo, flexibilidade, facilidade de manutenção e desempenho térmico elevado. O design consolidado das placas é o fator determinante para essa eficiência. Além disso, os padrões de corrugação, que promovem escoamento turbulento, não apenas aumentam a eficiência, mas também conferem ao equipamento um efeito autolimpante, reduzindo a formação de incrustações (ELMAATY; KABEELB; MAHGOUBC, 2017).

Esse tipo de trocador também proporciona excelentes condições fitossanitárias, principalmente devido aos materiais empregados na construção das placas e das juntas, como o aço inoxidável, que assegura resistência à corrosão, facilidade de higienização e segurança no contato com produtos bioquímicos. Além da escolha dos materiais, sua configuração construtiva permite a realização de limpeza de forma rápida e diretamente no local de operação (Clean-In-Place – CIP). Por fim, graças à sua estrutura robusta e ao uso de juntas adequadas, a probabilidade de vazamentos é significativamente reduzida, o que contribui para evitar a contaminação cruzada entre os fluidos.

Essa classe de trocador possui excelentes características de transferência de calor, permitindo construções menores do que as atingidas com trocadores do tipo casco-tubo, devido a sua grande área de transferência de calor em um corpo pequeno. Além disso, é possível aumentar essa área adicionando mais placas. Com essas vantagens e com o desenvolvimento na tecnologia dos materiais, atualmente é possível usar essa classe de trocadores para processos químicos e de potência. Muito embora essa classe de trocadores sejam muito utilizadas na troca de calor entre líquidos e líquidos, há uma grande tendência em usá-los em aplicações de evaporação e condensação para plantas de conversão de energia (ABU-KHADER, 2012).

Por outro lado, trocadores de calor estão sujeitos a diferentes condições operacionais em função da variedade de fluidos utilizados e, frequentemente, sofrem acúmulo indesejado de partículas e substâncias, resultando em incrustações. Quando isso ocorre, o desempenho térmico do trocador torna-se inferior ao projetado, devido ao aumento da resistência térmica adicional (WALLHÄUßER et al., 2012). Apesar da queda na transferência de calor, as incrustações provocam também um aumento significativo da perda de carga, sendo essa, geralmente, a principal causa de retirada do equipamento da operação.

No setor alimentício, a incrustação em trocadores de calor compromete o aquecimento completo do produto, ocasionando perdas e exigindo processos de limpeza. Esse procedimento costuma ser demorado, oneroso e, muitas vezes, pouco adaptável às diferentes condições de incrustação (WALLHÄUßER et al., 2012).

Como é difícil prever antecipadamente o acúmulo de incrustações ao longo do tempo, realiza-se o monitoramento simultâneo dos processos para, por meio de modelos preditivos, definir estratégias de limpeza em momentos adequados. Esse monitoramento possibilita prever a condição do equipamento em relação ao acúmulo de depósitos, funcionando como ferramenta de manutenção preditiva. Um método experimental para determinação da incrustação utiliza parâmetros de temperatura e transferência de calor. Nesse método, as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio são medidas rotineiramente. À medida que a incrustação se desenvolve, a transferência de calor diminui e a temperatura de saída do fluido frio é reduzida. Se for necessária uma temperatura fixa de saída do fluido frio, a temperatura do fluido quente precisa ser elevada para compensar. Esse comportamento pode ser utilizado para mensurar a presença e a extensão de incrustações: quanto maior o aumento da temperatura do fluido de aquecimento, maior a formação de depósitos (WALLHÄÜBER; HUSSEIN; BECKER, 2012).

A transferência de calor em trocadores de calor geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que os separa. Na análise desses equipamentos, é recomendado trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), que representa a contribuição de todos os mecanismos de troca térmica. A taxa de transferência de calor entre dois fluidos em um ponto do trocador depende da magnitude da diferença de temperatura local, a qual varia ao longo do equipamento. Para fins de análise, é geralmente mais conveniente utilizar a diferença de temperatura média logarítmica (DTML), que corresponde à diferença de temperatura média entre os dois fluidos ao longo de todo o trocador (BRABIN; ANANTH, 2025).

Nesse sentido, (MURUGESAN; BALASUBRAMANIAN, 2012). concluíram que o aumento da vazão mássica, com o consequente incremento da velocidade de escoamento, leva à elevação tanto do coeficiente global quanto dos coeficientes individuais de transferência de calor.

## 1.1 OBJETIVO

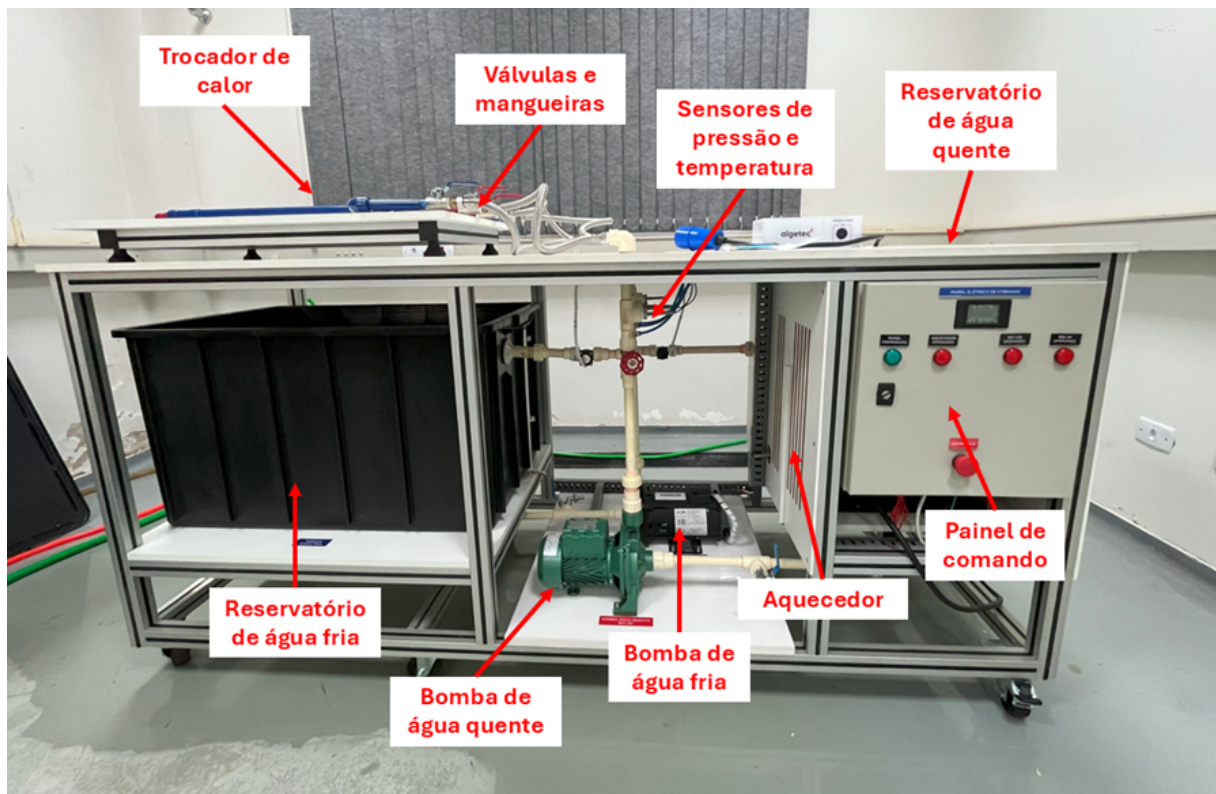
Diante disso, esse trabalho tem como objetivo obter, experimentalmente, o coeficiente global de transferência de calor de uma bancada didática com trocador de calor do tipo placas paralelas em diferentes condições operacionais, e comparar com o coeficiente global de transferência de calor obtido por meio de correlações da literatura.

## 2 METODOLOGIA

### 2.1 OBJETO DE ESTUDO

Para o desenvolvimento deste trabalho foi utilizada a Bancada Didática Para Estudos em Trocadores de Calor (AG-TRC) da empresa ALGETEC. Ela conta com vários equipamentos e sensores, integrados a um software, que permite o desenvolvimento do experimento e a aquisição de dados. A Figura 1 apresenta a bancada e identifica os principais equipamentos que a compõe.

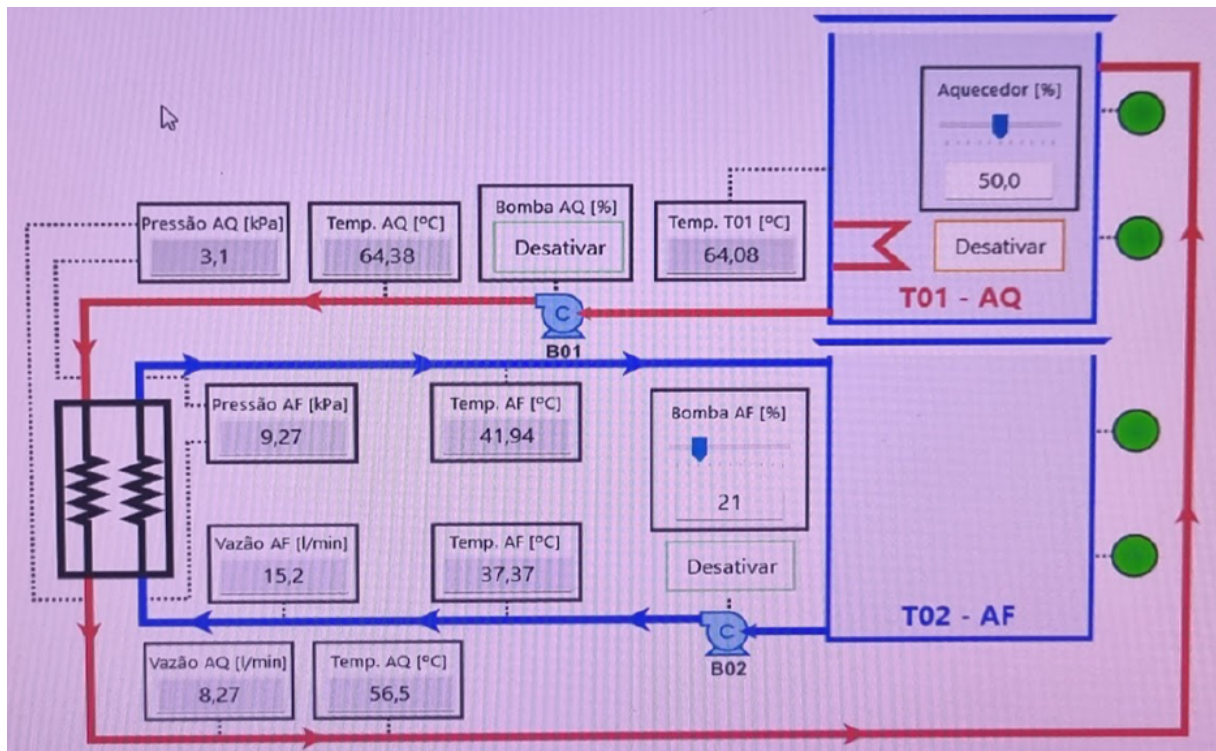
Figura 1 – Esquema da bancada experimental utilizada



Fonte: Próprio autor

Os diversos sensores e o software da bancada permitem monitorar, em tempo real, as temperaturas da linha de água fria e quente na entrada e saída do trocador, a vazão volumétrica na linha de água fria e de água quente, o diferencial de pressão no trocador de calor na linha de água quente e de água fria e também a temperatura da água no reservatório de água fria. Além disso, o software possibilita o acionamento da bomba de água quente, o acionamento e o ajuste da potência da bomba de água fria, além da operação e do ajuste do aquecedor. Todas essas informações são iterativas e mostradas da interface do software da bancada, o qual é mostrado na Figura 2.

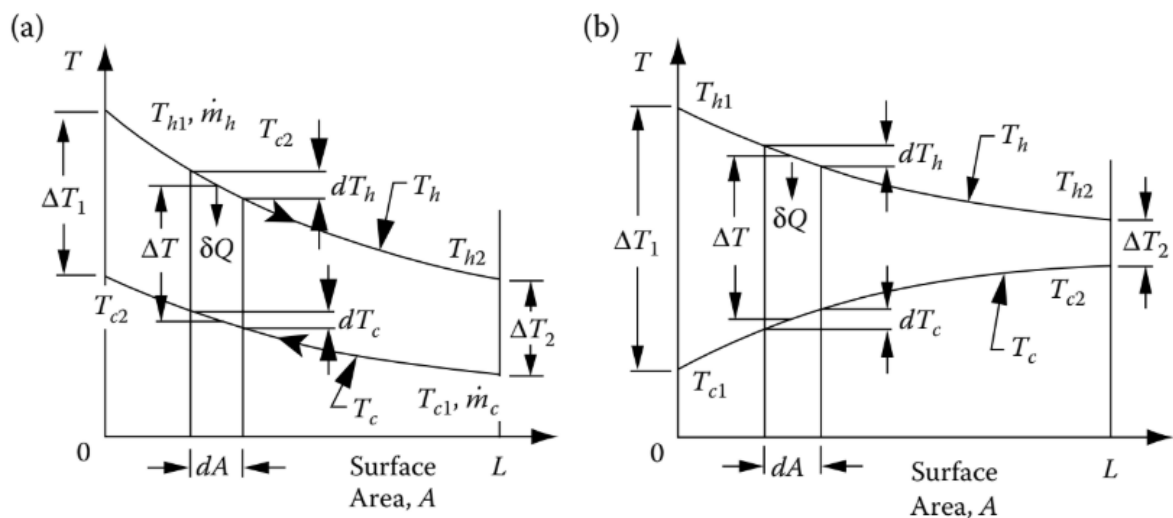
Figura 2 – Tela de informações fornecida pelos sensores via aplicativo



Fonte: Próprio autor

O módulo de trocador de calor utilizado para esse experimento é o do tipo placas paralelas (PHE), conforme mostrado na Figura 4, operando com fluxo contracorrente. A Figura 3 indica a diferença do comportamento das temperaturas dos fluidos quente e frio para os escoamentos contracorrente e paralelo. Nesse caso, opta-se pelo modelo contracorrente por ele ser mais eficiente, visto que ele possui um  $\Delta T_m$  maior.

Figura 3 – Variação da temperatura dos fluidos no escoamento: (a) contracorrente; (b) paralelo.



Fonte: KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012 (adaptado)

Figura 4 – Trocador de calor utilizado para o desenvolvimento do experimento



Fonte: Próprio autor

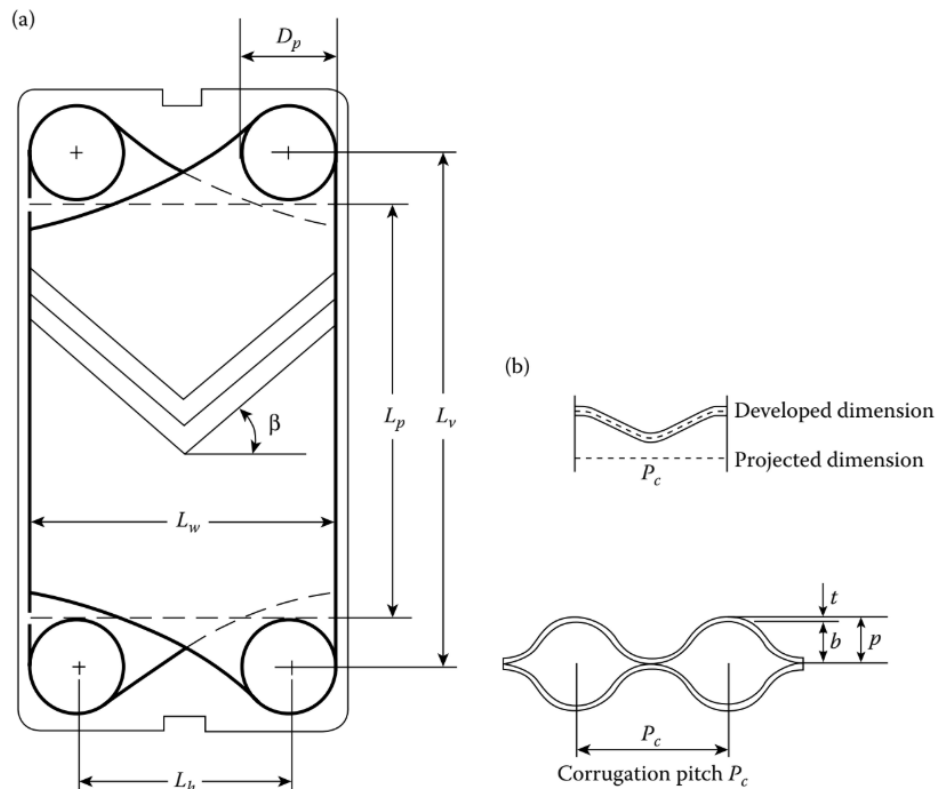
A Tabela 1 apresenta as características do PHE utilizado no experimento. Os valores de espessura da placa, ângulo de chevron e diâmetro da porta foram determinados a partir de considerações realizadas pelo experimentador com base em trocadores comerciais e na literatura consultada. A Figura 5 mostra os detalhes geométricos da placa, evidenciando algumas variáveis mostradas na Tabela 1.

Tabela 1 – Especificações do trocador de calor utilizado no experimento

|                                            |              |
|--------------------------------------------|--------------|
| Material da Placa                          | Aço AISI 304 |
| Espessura da Placa ( $mm$ )                | 1            |
| $l_w$ ( $mm$ )                             | 65           |
| Ângulo de Chevron ( $^\circ$ )             | 30           |
| Área Total ( $m^2$ )                       | 0,24         |
| Diâmetro de Porta ( $mm$ )                 | 3            |
| Número de Placas                           | 20           |
| Número de Passes                           | 1            |
| Condutividade Térmica da Placa ( $W/m.K$ ) | 16,2         |

Fonte: Próprio autor

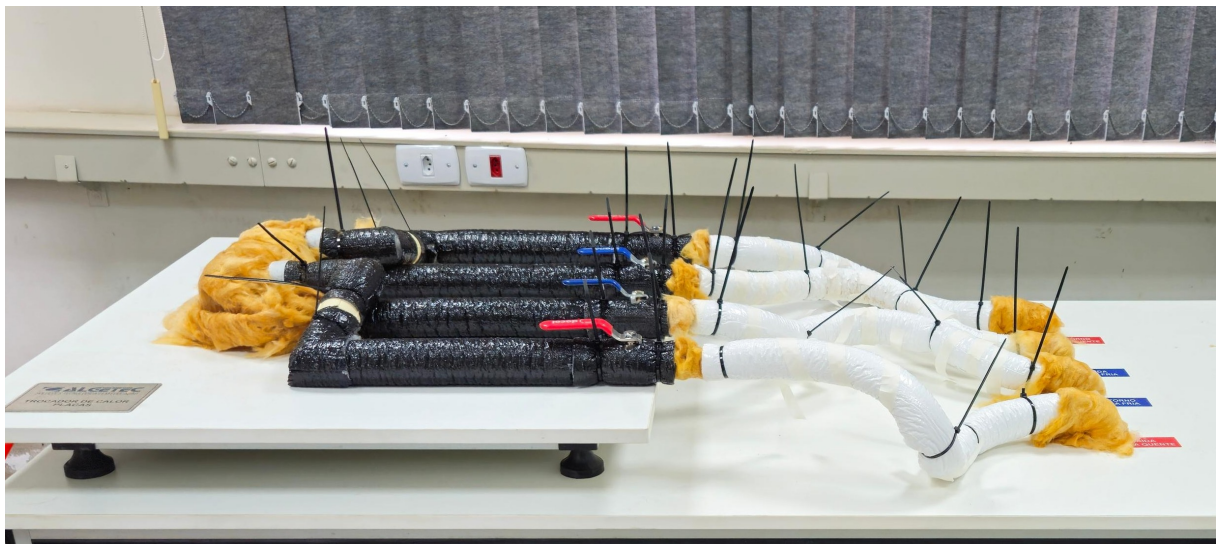
Figura 5 – Detalhes das variáveis da placa do trocador de placas



Fonte: KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012 (adaptado)

A fim de obter maior qualidade e exatidão no resultado do experimento, decidiu-se isolar todas as tubulações, mangueiras e o trocador de calor em si para minimizar a transferência de calor dos fluidos frio e quente para o ar durante a realização do experimento. Diante disso, utilizou-se lã de vidro e um material esponjoso composto de polietileno para fazer a isolamento, conforme a Figura 6.

Figura 6 – Trocador de calor e suas tubulações isoladas com lã de vidro e esponjoso de polietileno



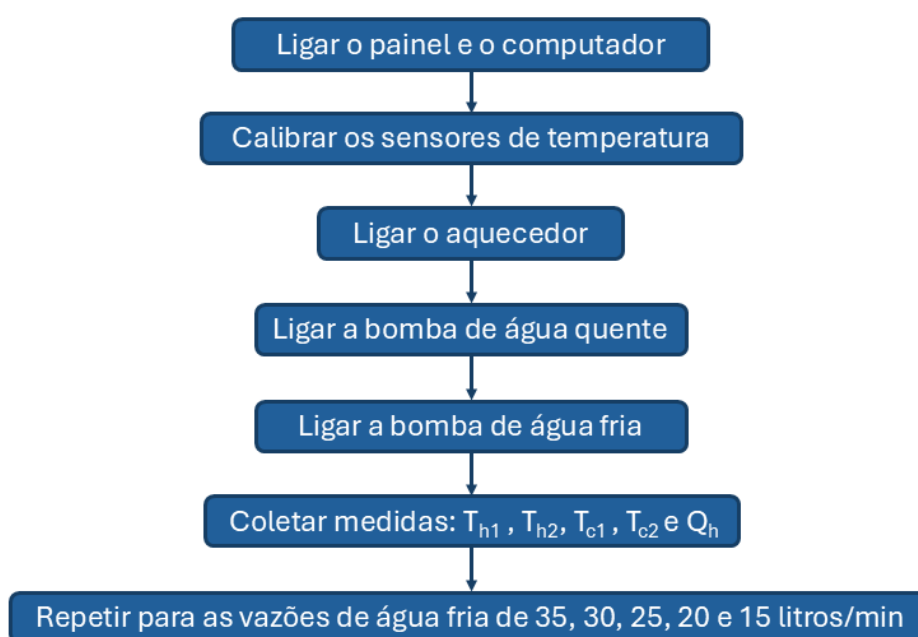
Fonte: Próprio autor

## 2.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O procedimento experimental tem início com a energização do painel de controle da bancada e a inicialização do computador com o software de monitoramento, estabelecendo a conexão entre o programa e os sensores da bancada. Em seguida, realiza-se a calibração dos sensores de temperatura no software com o auxílio de um termômetro de bulbo. Após a calibração, o aquecedor e as bombas de circulação de água quente e fria são acionados. A vazão da água quente é ajustada para 10 litros/min, enquanto a da água fria é inicialmente regulada em 40 litros/min. Aguarda-se, então, até que a temperatura do tanque de água quente atinja e se estabilize em  $65^{\circ}\text{C}$ , garantindo que a bancada opere em regime permanente. Nesse ponto, procede-se à coleta de dez medições das temperaturas de entrada e saída da água quente e fria, bem como da vazão de água quente. O mesmo procedimento é repetido para as vazões de água fria ajustadas para 35, 30, 25, 20 e 15 litros/min.

A Figura 7 apresenta um fluxograma do procedimento experimental realizado.

Figura 7 – Fluxograma do procedimento experimental realizado



Fonte: Próprio autor

## 2.3 EQUAÇÕES BÁSICAS PARA O PROJETO DE UM TROCADOR DE CALOR

O termo trocador de calor, embora englobe diversas categorias, será estudado como um recuperador de energia térmica. Diante disso, serão apresentadas a aplicação e a dedução de algumas equações.

Da primeira lei da termodinâmica para um sistema aberto, sob condições de fluxo constante e em estado estacionário, com mudanças de energia potencial e cinética desprezíveis, a mudança

de entalpia de uma das correntes de fluido é

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}di \quad (1)$$

na qual  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $i$  é a entalpia específica e  $\delta\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor. Integrando a Equação 1, tem-se a Equação 2

$$\dot{Q} = \dot{m}(i_2 - i_1) \quad (2)$$

na qual  $i_1$  e  $i_2$  são, respectivamente, a entalpia de entrada e de saída do fluxo de escoamento. Além disso, a Equação 2 pode ser escrita de duas formas:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h(i_{h1} - i_{h2}) \quad (3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c(i_{c2} - i_{c1}) \quad (4)$$

Os subscritos  $h$  e  $c$  se refere aos fluidos quente e frio, respectivamente. Já os subscritos 1 e 2 designam a entrada e saída do fluido. Se os fluidos não sofrerem mudança de fase e tiverem calores específicos constantes com  $di = c_p dT$ , então as Equações 3 e 4 podem ser reescritas como mostrado nas Equações 5 e 6. A diferença de temperatura de entrada e saída dos fluidos quente e frio é dada pelas Equações 7 e 8.

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p_h} (T_{h1} - T_{h2}) \quad (5)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{c2} - T_{c1}) \quad (6)$$

$$\Delta T_h = T_{h1} - T_{h2} \quad (7)$$

$$\Delta T_c = T_{c2} - T_{c1} \quad (8)$$

nas quais as vazões mássica,  $\dot{m}_h$  e  $\dot{m}_c$ , são dadas em  $kg/s$ ; o calor específico a pressão constante,  $c_{p_h}$  e  $c_{p_c}$ , é dado em  $J/kg.K$ ,  $\Delta T_h$ ,  $\Delta T_c$  e as temperaturas  $T_{h1}$ ,  $T_{h2}$ ,  $T_{c1}$  e  $T_{c2}$  devem ser fornecidas em  $^{\circ}C$ . Dessa forma, a taxa de transferência de calor,  $\dot{Q}$  será dada em  $W$ .

A diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio ( $\Delta T = T_h - T_c$ ) varia de acordo com a posição no dentro do trocador. Portanto, na análise da transferência de calor de trocador de calor é conveniente estabelecer um valor médio apropriado da diferença de temperatura dos fluidos quente e frio. Assim, a taxa de transferência de calor pode ser determinada de acordo com a Equação 9.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (9)$$

na qual  $A$  é a área total de transferência de calor, dada em  $m^2$ ;  $U$  é o coeficiente médio geral de transferência de calor com base nessa área, dado em  $W/kg.K$ .  $\Delta T_m$  é função de  $T_{h1}$ ,  $T_{h2}$ ,  $T_{c1}$  e  $T_{c2}$ , dado em  $^{\circ}C$ .

## 2.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

As paredes dos trocadores de calor geralmente são fabricadas de um único material, podendo ter um revestimento ou uma camada protetora contra corrosão. Além disso, a superfície dessas paredes tende a adquirir a uma resistência adicional a transferência de calor que aumenta com o tempo. Pode ser uma camada muito fina de oxidação ou, no outro extremo, um depósito de crosta espessa, como a resultante de um refrigerante de água salgada em condensadores de vapor. No entanto, embora esse efeito de incrustação seja muito importante no projeto de um trocador de calor, o mesmo não foi considerado neste trabalho por se tratar de um trocador de calor novo.

Desse modo, para um trocador com paredes limpas, o coeficiente global de transferência de calor,  $U$  é calculado de acordo com a Equação 10.

$$U = \frac{1}{R_t A} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (10)$$

## 2.5 MÉTODO PARA ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR DTML

Na análise de transferência de calor de trocadores de calor, a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}$  é a variável de interesse primária. Pelo método da diferença de temperatura média logarítmica,  $\dot{Q}$ , é dado pelas Equações 11 e 12.

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \left( \frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}} \right)} \quad (11)$$

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (12)$$

na qual  $\Delta T_1$  é a diferença de temperatura entre os dois fluidos em um lado do trocador, Equação 13, e  $\Delta T_2$  é a diferença de temperatura entre os dois fluidos no outro lado do trocador, Equação 14.

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} \quad (13)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} \quad (14)$$

Em comparação com a Equação 9 nota-se que a diferença de temperatura média entre os fluidos quente e frio, ao longo de todo comprimento do trocador de calor, é dada pela Equação 15.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \quad (15)$$

que é chamado de DTML (diferença de temperatura média logarítmica). Dessa forma, a taxa de transferência de calor total entre o fluido quente o fluido frio em um arranjo contracorrente é dado pela Equação 16

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (16)$$

## 2.6 ESTIMATIVA TEÓRICA DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR $U$

A estimativa teórica do coeficiente de transferência de calor em trocadores de calor de placas envolve a diversas correlações já disponíveis na literatura. Diante disso, a partir das correlações fornecidas no Capítulo 11 de Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), escolheu-se, para a determinação do número de Nusselt, a correlação de Muley e Manglik, conforme mostrada na Equação 17.

Equação de Muley e Manglik: Placas de chevron com  $\beta = 30^\circ$

$$Nu = \begin{cases} 0,572Re^{0,5}Pr^{\frac{1}{3}}(\mu/\mu_w)^{0,14} & 0 \leq Re \leq 210 \\ 0,1096Re^{0,78}Pr^{\frac{1}{3}}(\mu/\mu_w)^{0,14} & Re > 800 \end{cases} \quad (17)$$

Além disso, abaixo são apresentadas as equações utilizadas para determinação dos parâmetros necessários para determinação do número de Reynolds, a partir dos dados fornecidos na Tabela 1 e dos dados coletados experimentalmente.

Número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \nu}{k} \quad (18)$$

Número Efetivo de Placas

$$N_e = N_t - 2 \quad (19)$$

Número de Canal por Placa

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 \times N_p} \quad (20)$$

Vazão Mássica por Canal

$$\dot{m}_{cp} = \frac{\dot{m}}{N_{cp}} \quad (21)$$

Velocidade da Massa

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}_{ch}}{A_{ch}} \quad (22)$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{G_{ch} \times D}{\mu} \quad (23)$$

Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

$$h = Nu \times k \times \frac{1}{D} \quad (24)$$

Coeficiente Global de Transferência de Calor

$$U = \frac{1}{(1/h_h) + (1/h_c) + (t/k)} \quad (25)$$

## 2.7 TIPOS DE INCERTEZAS

Para a avaliação das incertezas existentes no processo experimental, utilizou-se a incerteza Tipo A, Tipo B e a Combinada.

### 2.7.1 Incerteza Tipo A

Quando a grandeza medida  $q$  varia aleatoriamente e são feitas  $n$  observações independentes e sob as mesmas condições, utiliza-se a Incerteza-padrão Tipo A. A Equação 26 fornece como é calculada a Média Aritmética  $\bar{q}$  de um conjunto de  $n$  observações.

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (26)$$

As observações individuais  $q_k$  diferem em valor devido a variações aleatórias nos efeitos aleatórios. A Variância,  $\sigma^2$ , é dada pela Equação 27.

$$\sigma^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (q_j - \bar{q})^2 \quad (27)$$

A raiz quadrada positiva da estimativa de variância fornece o Desvio Padrão  $\sigma$ , também chamado de Incerteza-padrão Tipo A, que é dado conforme a Equação 28.

$$\sigma(q_k) = \sqrt{\sigma^2} \quad (28)$$

### 2.7.2 Incerteza Tipo B

Quando a estimativa de medida não é feita através de observações repetidas, a variância estimada  $u^2(x_i)$  e/ou a incerteza-padrão é avaliada por julgamento científico baseado em todas

as informações disponíveis sobre a variabilidade da grandeza. Nesse caso, utilizando a função de distribuição de probabilidade retangular, a Incerteza-padrão Tipo B é dada pela Equação 29, na qual todas as ocorrências dentro de um intervalo  $[-a, a]$  têm a mesma probabilidade de acontecer.

$$u^2(x_i) = \frac{a^2}{3} \quad (29)$$

### 2.7.3 Incerteza Combinada

A Incerteza-Padrão Combinada é utilizada quando uma função  $y = (x_1, x_2, \dots, x_N)$  de várias variáveis  $x_1, x_2, \dots, x_N$  todas as variáveis  $x_i$  são independentes. A Equação 30 indica como ela é determinada.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \times u^2(x_i) \quad (30)$$

### 2.7.4 Sensibilidade de Incerteza

Para determinar a contribuição da incerteza de uma variável na incerteza total, utiliza-se a Equação 31.

$$\text{Contribuição}_i(\%) = 100 \times \frac{\left( \frac{\partial U}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2}{\sum_i \left( \frac{\partial U}{\partial x_j} \delta x_j \right)^2} \quad (31)$$

## 2.8 EQUAÇÕES DAS INCERTEZAS

As Equações 32 e 33 apresenta o cálculo da incerteza da taxa de transferência de calor para o fluido quente e frio,  $u(\dot{Q}_h)$  e  $u(\dot{Q}_c)$ , a partir da aplicação da Incerteza-Padrão Combinada, Equação 30.

$$u(\dot{Q}_h) = \sqrt{[(c_{ph} \times \Delta T_h)^2 \times (u(\dot{m}_h))^2 + (\dot{m}_h \times c_{ph})^2 \times (u(\Delta T_h))^2]} \quad (32)$$

$$u(\dot{Q}_c) = \sqrt{[(c_{pc} \times \Delta T_c)^2 \times (u(\dot{m}_c))^2 + (\dot{m}_c \times c_{pc})^2 \times (u(\Delta T_c))^2]} \quad (33)$$

A incerteza da diferença de temperatura do fluido quente e frio,  $u(\Delta T_h)$  e  $u(\Delta T_c)$ , é dada pelas Equações 34 e 35, respectivamente.

$$u(\Delta T_h) = \sqrt{(u(T_{h1}))^2 + (u(T_{h2}))^2} \quad (34)$$

$$u(\Delta T_c) = \sqrt{(u(T_{c2}))^2 + (u(T_{c1}))^2} \quad (35)$$

A incerteza de  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$ , é dada pelas Equações 36 e 37, respectivamente.

$$u(\Delta T_1) = \sqrt{(u(T_{h1}))^2 + (u(T_{c2}))^2} \quad (36)$$

$$u(\Delta T_2) = \sqrt{(u(T_{h2}))^2 + (u(T_{c1}))^2} \quad (37)$$

A incerteza da diferença de temperatura média logarítmica  $u(\Delta T_{ml})$  é dada pela Equação 38.

$$u(\Delta T_{ml}) = \left[ \left[ \frac{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2) - 1}{(\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2))^2} \right]^2 \times (u(\Delta T_1))^2 + \left[ \frac{1 - \ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{(\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2))^2} \right]^2 \times (u(\Delta T_2))^2 \right]^{1/2} \quad (38)$$

A incerteza do coeficiente global de transferência de calor  $u(U)$  é dada pela Equação 39.

$$u(U) = \left[ \left( \frac{c_{p_h} \times \Delta T_h}{A \times \Delta T_{ml}} \right)^2 \times (u(\dot{m}_h))^2 + \left( \frac{\dot{m}_h \times c_{p_h}}{A \times \Delta T_{ml}} \right)^2 \times (u(\Delta T_h))^2 + \left( \frac{-\dot{m}_h \times c_{p_h} \times \Delta T_{th}}{A \times \Delta T_{ml}} \right)^2 \times (u(\Delta T_{ml}))^2 \right]^{1/2} \quad (39)$$

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 RESULTADOS MEDIDOS

Nesta seção são apresentados os dados medidos via procedimento experimental. A Tabela 2 apresenta a média dos valores medidos para as seis vazões volumétricas de fluido frio: 40, 35, 30, 25, 20 e 15 *litros/min*, conforme descrito no procedimento experimental. As respectivas incertezas foram calculadas a Incerteza-Padrão Tipo A e Tipo B. Inicialmente, foi obtida a Incerteza-Padrão Tipo A das dez medidas feitas para cada vazão. Em seguida, calculou-se a Incerteza-Padrão Tipo B baseando-se no equipamento utilizado para medição. Por fim, foi feita a raiz quadrada do somatório dos quadrados das Incertezas Tipo A e Tipo B, anteriormente calculadas.

Tabela 2 – Resultados experimentais obtidos

| $Q_c(l/min)$ | $Q_h(l/min)$  | $T_{h1}(C)$      | $T_{h2}(C)$      | $T_{c1}(C)$      | $T_{c2}(C)$      |
|--------------|---------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| 40           | $9,8 \pm 0,5$ | $64,12 \pm 0,54$ | $47,70 \pm 0,71$ | $44,16 \pm 0,95$ | $48,57 \pm 0,66$ |
| 35           | $9,8 \pm 0,7$ | $64,08 \pm 0,32$ | $49,89 \pm 0,51$ | $46,60 \pm 0,51$ | $50,84 \pm 0,47$ |
| 30           | $9,9 \pm 0,7$ | $63,24 \pm 0,30$ | $47,62 \pm 0,26$ | $43,20 \pm 0,20$ | $48,94 \pm 0,26$ |
| 25           | $9,8 \pm 0,5$ | $62,37 \pm 0,16$ | $47,06 \pm 0,15$ | $42,15 \pm 0,17$ | $48,73 \pm 0,15$ |
| 20           | $9,4 \pm 0,8$ | $62,30 \pm 0,09$ | $47,42 \pm 0,10$ | $41,78 \pm 0,12$ | $49,64 \pm 0,09$ |
| 15           | $9,8 \pm 0,5$ | $62,90 \pm 0,20$ | $48,63 \pm 0,08$ | $41,55 \pm 0,17$ | $51,73 \pm 0,08$ |

Fonte: Próprio autor

#### 3.2 RESULTADOS CALCULADOS

Na seção de resultados calculados, utilizou-se as equações apresentadas na metodologia, e os resultados medidos para determinar o  $U_{\text{EXPERIMENTAL}}$ . A Tabela 3 apresenta os valores intermediários necessários para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, bem como seu valor.

O calor específico a pressão constante  $c_p$  varia com a temperatura do fluido. Dessa forma, a Tabela A.6 do livro Fundamentos de Transferência de Calor e Massa (BERGMAN et al., 2014) foi consultada e, para os 6 (seis) valores de temperatura média do fluido quente utilizados, nota-se que a variação do valor de  $c_p$  é desprezível, considerando então  $c_p = 4,180 \text{ kJ/kg.K}$ .

Além disso, para efeitos de cálculos foi necessário determinar viscosidade dinâmica  $\mu$  e a condutividade térmica  $k$  da água saturada (fluido de trabalho). De acordo com a Tabela A.6 do livro Fundamentos de Transferência de Calor e Massa (BERGMAN et al., 2014), para uma temperatura de trabalho de  $330 \text{ K}$ , tem-se que  $\mu = 489 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$  e  $k = 650 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$ .

Tabela 3 – Resultados calculados

| $Q_c(l/min)$ | $\Delta T_1(C)$  | $\Delta T_2(C)$ | $DTML$          | $\dot{Q}(kW)$  | $U_{EXPERIMENTAL}(kW/m^2K)$ |
|--------------|------------------|-----------------|-----------------|----------------|-----------------------------|
| 40           | $15,55 \pm 0,85$ | $3,54 \pm 1,19$ | $4,62 \pm 0,35$ | $11,2 \pm 4,1$ | $6,54 \pm 2,43$             |
| 35           | $13,24 \pm 0,57$ | $3,29 \pm 0,72$ | $4,10 \pm 0,23$ | $9,4 \pm 3,5$  | $6,19 \pm 2,35$             |
| 30           | $14,30 \pm 0,40$ | $4,42 \pm 0,34$ | $6,39 \pm 0,13$ | $10,8 \pm 0,7$ | $4,57 \pm 1,63$             |
| 25           | $13,46 \pm 0,22$ | $4,91 \pm 0,22$ | $6,53 \pm 0,08$ | $10,5 \pm 3,7$ | $4,46 \pm 1,59$             |
| 20           | $12,66 \pm 0,13$ | $5,64 \pm 0,15$ | $6,30 \pm 0,05$ | $9,7 \pm 3,7$  | $4,16 \pm 1,59$             |
| 15           | $11,12 \pm 0,21$ | $7,08 \pm 0,18$ | $6,27 \pm 0,06$ | $9,7 \pm 3,5$  | $4,20 \pm 1,50$             |

Fonte: Próprio autor

Além disso, a partir da correlação de Muley e Manglik, dos resultados medidos experimentalmente e das características do trocador de calor utilizado, apresentadas na Tabela 1, foi realizado o cálculo o coeficiente global de transferência de calor  $U_{TEÓRICO}$ . A Tabela 4 apresenta uma comparação do entre o coeficiente global de transferência de calor experimental  $U_{EXPERIMENTAL}$  e o teórico  $U_{TEÓRICO}$ .

Tabela 4 – Comparação do Coeficiente Global de Transferência de Calor  $U$  Experimental e Teórico

| $Q_c(l/min)$ | $U_{Experimental}(kW/m^2.K)$ | $U_{Teórico}(kW/m^2.K)$ | Erro relativo (%) |
|--------------|------------------------------|-------------------------|-------------------|
| 40           | $6,54 \pm 2,43$              | 5,42                    | 20,8              |
| 35           | $6,19 \pm 2,35$              | 5,18                    | 19,5              |
| 30           | $4,57 \pm 1,63$              | 5,13                    | 11,0              |
| 25           | $4,46 \pm 1,59$              | 4,95                    | 10,0              |
| 20           | $4,16 \pm 1,59$              | 4,65                    | 10,4              |
| 15           | $4,20 \pm 1,50$              | 4,41                    | 4,8               |

Fonte: Próprio autor

### 3.2.1 Análise de Sensibilidade das Incertezas em U

Os valores da incerteza experimental do Coeficiente Global de Transferência de Calor ( $U$ ) foram pequenos, conforme mostram os resultados da Tabela 4. No entanto, é sempre importante entender quais são as variáveis que mais afetam essa incerteza experimental. Para isso, foi feita a Análise de Sensibilidade das Incertezas em  $U$  a fim de entender o percentual de contribuição de cada variável. A partir da Equação 31 foi possível obter esse resultado. As variáveis de interesse são:  $\dot{m}_h$ ,  $T_{h1}$ ,  $T_{h2}$ ,  $T_{c1}$ ,  $T_{c2}$  e  $\Delta T_{ml}$ , que foram obtidas das Equações 5 e 16. Dessa forma, foi possível identificar que cerca de 96% a 99% da incerteza do coeficiente global de transferência de calor advém da incerteza da vazão mássica ( $\dot{m}_h$ ). As outras variáveis apresentaram uma contribuição mínima.

### 3.3 DISCUSSÕES

Diante dos dados da Tabela 4 foi possível analisar e comparar o coeficiente global de transferência de calor experimental  $U_{\text{EXPERIMENTAL}}$  com o valor determinado por meio da correlação de Muley e Manglik,  $U_{\text{TEÓRICO}}$ . Dessa forma, observou-se resultados muito próximos, com uma tendência de erro maior quando se utiliza maiores vazões. Essa tendência pode estar relacionada com a acuracidade dos sensores de temperatura e vazão volumétrica que foram utilizados. Por se tratar de uma bancada didática, o sensoriamento existente pode não fornecer valores tão precisos e com elevada acuracidade. No entanto, destaca-se que, a partir da metodologia de incertezas utilizada, todos os valores estão dentro da incerteza experimental. Além disso, notou-se que cerca de 96 a 99% da incerteza do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) advém da incerteza da vazão mássica ( $\dot{m}_h$ ). Por fim, verificou-se que os PHEs oferecem vantagens adicionais, como facilidade de limpeza (Clean-in-Place), robustez construtiva e menor suscetibilidade à contaminação cruzada, aspectos fundamentais para setores que demandam alto padrão sanitário. Contudo, ressalta-se que a incrustação continua sendo um desafio, podendo comprometer o desempenho ao longo do tempo, o que reforça a importância de estratégias de monitoramento e manutenção preditiva.

## 4 CONCLUSÃO

O presente trabalho permitiu avaliar experimentalmente o comportamento de um trocador de calor de placas, tipo de trocador muito presente em estudos científicos, destacando a influência da vazão mássica sobre o coeficiente global de transferência de calor. Os resultados confirmaram que o aumento da vazão melhora a eficiência térmica, em função da maior turbulência e consequente intensificação da convecção nos canais corrugados, conforme foi comprovado no trabalho de Murugesan e Balasubramanian, 2012. Além disso, nota-se que a incerteza da vazão mássica contribui para mais de 95% da incerteza do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), mostrando a importância da variável (vazão mássica) quando se trabalha com trocadores de calor. Assim, o estudo contribui para o entendimento prático e acadêmico do tema, além de abrir perspectivas para trabalhos futuros envolvendo a modelagem da incrustação, o uso de fluidos não convencionais e a otimização geométrica das placas.

## REFERÊNCIAS

- AJAYI, O. O.; OGBONNAYA, S. K. Fouling phenomenon and its effect on heat exchanger: a review. **Frontiers in Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 9, n. 1, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.5098/hmt.9.31>
- ALI, Murad et al. Review of common failures in heat exchangers – Part I: Mechanical and elevated temperature failures. **Engineering Failure Analysis**. Amsterdã, p. 1-10. jan. 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104396>. Acesso em: 02 jul. 2025.
- ARSENYEVA, Olga; TOVAZHNYANSKY, Leonid; KAPUSTENKO, Petro; KLEMEŠ, Jiří Jaromír; VARBANOV, Petar Sabev. Review of Developments in Plate Heat Exchanger Heat Transfer Enhancement for Single-Phase Applications in Process Industries. **Energies**. Brno, p. 1-28. jun. 2023. Disponível em: <https://www.mdpi.com/1996-1073/16/13/4976>. Acesso em: 13 set. 2025.
- BERGMAN, Theodore L. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2014.
- BRABIN, T Aseer; ANANTH, S. Analysis of Overall Heat Transfer Coefficient and Effectiveness in Split Flow Heat Exchanger using Nano Fluids. **Journal Of Advances In Mechanical Engineering And Science**. Vallioor, p. 28-40. dez. 2025. Disponível em: <https://access.portico.org/Portico/auView?auId=ark:%2F27927%2Fphx7d5q8xs8>. Acesso em: 13 set. 2025.
- ELMAATY, Talal M. Abou; KABEELB, A.e.; MAHGOUBC, M.. Corrugated plate heat exchanger review. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**. Tanta, p. 852-860. abr. 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.266>. Acesso em: 13 set. 2025
- INMETRO. **Avaliação de dados de medição**: guia para a expressão de incerteza de medição - gum 2008. Duque de Caxias: Inmetro/Cicma/Sepin, 2012. 141 p.
- KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongton; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat Exchangers**: selection, rating, and thermal design. 3. ed. Boca Raton: Crc, 2012.
- M.P., Murugesan; R., Balasubramanian. The Effect of Mass Flow Rate on the Enhanced Heat Transfer Characteristics in A Corrugated Plate Type Heat Exchanger. **Research Journal Of Engineering Sciences**. Perundurai, p. 22-26. dez. 2012.
- WALLHÄÜBER, E.; HUSSEIN, M.A.; BECKER, T.. Detection methods of fouling in heat exchangers in the food industry. **Food Control**. Freising, p. 1-10. set. 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.foodcont.2012.02.033>. Acesso em: 02 jul. 2025.

BORJIGIN, Saranmanduh et al. Review of plate heat exchanger utilized for gases heat exchange. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**. Hohhot, p. 1-13. mar. 2025. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.115224>. Acesso em: 24 set. 2025.

HAJABDOLLAHI, Hassan; NADERI, Mehdi; ADIMI, Sima. A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint. **Applied Thermal Engineering**. Rafsanjan, p. 271-282. jan. 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.110>. Acesso em: 24 set. 2025.

GULENOGLU, Cagin et al. Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed plate heat exchangers. **International Journal Of Thermal Sciences**. Ankara, p. 249-256. jan. 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.06.012>. Acesso em: 24 set. 2025.

ABU-KHADER, Mazen M.. Plate heat exchangers: Recent advances. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**. Salt, p. 1883-1891. maio 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.009>. Acesso em: 24 set. 2025.