

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA - UNESP

Faculdade de Engenharia- campus de Ilha Solteira

MARIANA LOPES NOGUEIRA

**Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor para Bancada
Experimental de Trocador de Calor Casco-Tubo**

Ilha Solteira

2025

Mariana Lopes Nogueira

**Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor para Bancada
Experimental de Trocador de Calor Casco-Tubo**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentada à
Universidade Estadual Paulista (UNESP), Facul-
dade de Engenharia, Ilha Solteira, para obtenção
do título de Bacharelem Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof^o Dr. Elóy Esteves Gasparin

Ilha Solteira
2025

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

N778d Nogueira, Mariana Lopes.
Determinação do coeficiente global de transferência de calor para bancada experimental de trocador de calor casco-tubo / Mariana Lopes Nogueira. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2025
33 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. Transferência de calor. 2. Trocador de calor casco-tubo. 3. Coeficiente global de transferência. 4. Fator de correção. 5. Incerteza experimental.

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 Bancada Experimental de Trocador de Calor Casco-Tubo

ALUNO: MARIANA LOPES NOGUEIRA RA: 201051508

Orientador: PROF. DR. ELÓY ESTEVES GASPARIN

Aprovado (X) – Reprovado () pela Comissão Examinadora

Nota obtida: 9.0

Comissão Examinadora:

Prof. _____
Presidente (Orientador)

Prof. _____
Me. Laís Stocco Bandini

Prof. _____
Me. Carlineia Marciana Dos Santos Pereira

_____ *Assinatura do Aluno*

Documento assinado digitalmente
gov.br ELÓY ESTEVES GASPARIN
Data: 13/10/2025 05:03:53-0300
Verifique em <https://validar.it.gov.br>

Documento assinado digitalmente
gov.br LAÍS STOCO BANDINI
Data: 08/10/2025 15:03:10-0300
Verifique em <https://validar.it.gov.br>

Documento assinado digitalmente
gov.br CARLINEIA MARCIANA DOS SANTOS PEREIRA
Data: 08/10/2025 16:20:36-0300
Verifique em <https://validar.it.gov.br>

Documento assinado digitalmente
gov.br MARIANA LOPES NOGUEIRA
Data: 08/10/2025 11:32:08-0300
Verifique em <https://validar.it.gov.br>

Ilha Solteira (SP) 08 de Outubro de 2025

Dedico este trabalho à Deus.

AGRADECIMENTOS

A Ti, Senhor, toda honra, toda glória e todo louvor.

Tudo o que sou e tudo o que conquistei vem de Ti. Este trabalho, antes de ser meu, é Teu — nasceu do Teu querer, foi feito com a força que vem de Ti e é dedicado inteiramente para a Tua glória. Cada ideia, cada linha escrita, cada conquista: tudo é fruto da Tua graça e fidelidade.

Sou também profundamente grata pelas pessoas que o Senhor colocou no meu caminho: minha família, meu esposo e meus amigos da faculdade, que foram expressão viva do Teu cuidado, me apoiando, incentivando e caminhando ao meu lado até aqui.

A Ti eu devolvo, em gratidão, o que o Senhor me confiou.

“Eis que venho para fazer, ó Deus, a Tua vontade.”

Salmos 40:8

“Porque d’Ele, por Ele e para Ele são todas as coisas. A Ele seja a glória para sempre. Amém.”

Romanos 11:36

RESUMO

Trocadores de calor são equipamentos fundamentais na indústria, promovendo a transferência de energia térmica entre fluidos em diferentes temperaturas, com aplicações que vão desde sistemas HVAC até processos químicos e geração de energia. Entre os diversos modelos existentes, o trocador do tipo casco e tubo se destaca pela robustez, eficiência e versatilidade, sendo amplamente utilizado em refinarias, usinas e indústrias de transformação. A avaliação de seu desempenho envolve, frequentemente, o coeficiente global de transferência de calor (U_0), parâmetro que consolida as resistências térmicas presentes no processo e orienta tanto análises experimentais quanto o dimensionamento de novos equipamentos. Este trabalho teve como objetivo determinar, por meio de abordagem teórica e experimental, o coeficiente global de transferência de calor em um trocador de calor do tipo casco e tubo instalado em bancada experimental, tendo a água como fluido de trabalho. A metodologia envolveu a coleta de dados de temperatura e vazão por sensores integrados ao sistema, possibilitando o cálculo de U_0 experimental e a comparação com valores teóricos obtidos a partir de correlações clássicas. Os resultados evidenciaram diferenças significativas entre os valores experimentais e teóricos de U_0 , especialmente nas maiores vazões do fluido frio, atribuídas a simplificações adotadas nos modelos, perdas térmicas não contabilizadas e imperfeições no escoamento. Para reduzir essa discrepância, aplicou-se o fator de correção (F) adequado à configuração de passes do trocador, resultando em valores corrigidos (U_{0C}) mais próximos dos experimentais, principalmente para condições intermediárias de operação. A análise de incertezas, implementada em MATLAB, revelou que a vazão mássica do fluido quente é a principal fonte de variabilidade, respondendo por mais de 88% da variância total, enquanto as incertezas associadas às temperaturas apresentaram contribuição secundária. A comparação com a literatura mostrou que os valores médios de U_0 obtidos situam-se dentro da faixa típica de $1,2 \times 10^3$ a $1,8 \times 10^3$ W/m²·K para trocadores de calor casco-tubo operando com água, confirmando a confiabilidade do procedimento experimental, mesmo diante das limitações da instrumentação e do controle de escoamento. Em síntese, o trabalho demonstrou a viabilidade de determinar experimentalmente o desempenho térmico de trocadores casco-tubo em condições reais de operação, validando a metodologia adotada e fornecendo subsídios para futuras investigações e aplicações industriais.

Palavras-chave: transferência de calor; trocador de calor casco-tubo; coeficiente global de transferência; fator de correção; incerteza experimental.

ABSTRACT

Heat exchangers are essential devices in industry, promoting the transfer of thermal energy between fluids at different temperatures, with applications ranging from HVAC systems to chemical processes and power generation. Among the various existing models, the shell-and-tube heat exchanger stands out for its robustness, efficiency, and versatility, being widely used in refineries, power plants, and processing industries. The performance evaluation often involves the overall heat transfer coefficient (U_0), a parameter that consolidates the thermal resistances present in the process and guides both experimental analyses and the design of new equipment. This study aimed to determine, through theoretical and experimental approaches, the overall heat transfer coefficient of a shell-and-tube heat exchanger installed in a laboratory test bench, using water as the working fluid. The methodology included collecting temperature and flow rate data using sensors integrated into the system, allowing the calculation of the experimental U_0 and comparison with theoretical values obtained from classical correlations. The results showed significant differences between the experimental and theoretical U_0 values, especially at higher cold-fluid flow rates, attributed to simplifications in the models, unaccounted heat losses, and flow imperfections. To reduce this discrepancy, a correction factor (F) appropriate to the exchanger pass configuration was applied, resulting in corrected values (U_{0C}) closer to the experimental results, particularly for intermediate operating conditions. The uncertainty analysis, implemented in MATLAB, revealed that the hot-fluid mass flow rate is the main source of variability, accounting for more than 88% of the total variance, while temperature-related uncertainties had a secondary contribution. Comparison with the literature showed that the average U_0 values obtained fall within the typical range of 1.2×10^3 to 1.8×10^3 W/m²·K for shell-and-tube heat exchangers operating with water, confirming the reliability of the experimental procedure despite instrumentation and flow control limitations. In summary, the study demonstrated the feasibility of experimentally determining the thermal performance of shell-and-tube heat exchangers under real operating conditions, validating the adopted methodology and providing a basis for future research and industrial applications.

Keywords: heat transfer; shell-and-tube heat exchanger; overall heat transfer coefficient; correction factor; experimental uncertainty.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	Bancada experimental da ALGETEC com identificação dos principais componentes.	17
Figura 2	Trocador de calor casco-tubo utilizado no experimento.	18
Figura 3	Esquema ilustrativo do trocador de calor casco-tubo com escoamento contracorrente.	19
Figura 4	Tela principal do software de aquisição e controle utilizado na bancada experimental.	20
Figura 5	Fluxograma da metodologia experimental.	21
Figura 6	Gráfico do fator de correção F para trocador de calor casco-tubo com um ou dois passes ou múltiplos de dois passes, obtido a partir de (Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012).	26

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados experimentais coletados.	25
Tabela 2 – Coeficiente global de transferência de calor experimental e teórico para diferentes vazões do fluido frio.	25
Tabela 3 – Valores do coeficiente global de transferência de calor corrigido (U_{0C}) e erro experimental ($E\%$) para diferentes vazões do fluido frio.	26
Tabela 4 – Contribuições percentuais das fontes de incerteza na variância de U_0 (por condição).	29
Tabela 5 – Cálculos intermediários por condição experimental: calor transferido Q , diferenças de temperatura características (ΔT_1 , ΔT_2 , ΔT_{lm}) e área efetiva derivada A_i	33

LISTA DE SÍMBOLOS

T_{in}	Temperatura de entrada (°C)
T_{out}	Temperatura de saída (°C)
T_1	Temperatura de entrada do fluido quente (°C)
T_2	Temperatura de saída do fluido quente (°C)
T_3	Temperatura de entrada do fluido frio (°C)
T_4	Temperatura de saída do fluido frio (°C)
c_p	Calor específico do fluido (kJ/kg.K)
μ	Viscosidade dinâmica do fluido (N.s/m ²)
k	Condutividade térmica do fluido (W/m.K)
ρ	Densidade do fluido (kg/m ³)
Pr	Número de Prandtl (adimensional)
U_0	Coefficiente global de transferência de calor (W/m ² .K)
\dot{m}_c	Vazão mássica do fluido frio (kg/s)
\dot{m}_h	Vazão mássica do fluido quente (kg/s)
U_{0C}	Coefficiente global de transferência de calor corrigido (W/m ² .K)
ΔT_{lm}	Diferença média logarítmica de temperatura
F	Fator de correção para um trocador de calor casco-tubo de um ou dois passes;

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	OBJETIVOS	15
3	MATERIAIS E MÉTODOS	16
3.1	Bancada Experimental	16
3.1.1	Especificações do Trocador de Calor Casco-Tubo	17
3.1.2	Software de Aquisição e Controle de Dados	19
3.2	Procedimento Experimental	20
3.3	Equações Utilizadas	20
3.4	Incertezas e Limitações	24
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	25
4.1	Apresentação dos Resultados	25
4.2	Análise dos Resultados	25
4.2.1	Incertezas Experimentais	27
4.2.2	Comparação com a Literatura	29
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	30
	REFERÊNCIAS	31
	APÊNDICE A – ANÁLISE DETALHADA DE INCERTEZAS (CÁLCULOS)	32

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor desempenham um papel essencial no setor industrial, pois promovem a transferência de energia térmica entre dois fluidos a diferentes temperaturas. Essa função os torna indispensáveis em aplicações como climatização e refrigeração em sistemas HVAC (aquecimento, ventilação e ar-condicionado), processos químicos e petroquímicos, além da geração e recuperação de energia térmica (Shah; Sekulić, 2003; Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012). Entre os diversos modelos disponíveis, o trocador do tipo casco e tubo destaca-se por sua robustez, eficiência térmica e versatilidade, sendo amplamente utilizado em refinarias, usinas de energia e indústrias de transformação (Ghanbarian et al., 2021).

Para avaliar o desempenho desses equipamentos, o método Efetividade–Número de Unidades de Transferência (Efetividade–NTU) é amplamente empregado, pois permite estimar a eficiência da troca de calor sem a necessidade de detalhes completos do projeto físico (Incropera et al., 2007). Embora este trabalho não tenha construído o gráfico Efetividade–NTU, tal metodologia serviu como base conceitual, sobretudo para a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U_0), parâmetro central na análise da eficiência térmica de trocadores (Rohani; Bahrami, 2020; Benedetti; Pandolfi; Gennaro, 2018).

Conforme (Çengel; Ghajar, 2015), o coeficiente global de transferência de calor (U_0) reúne em um único parâmetro as resistências térmicas por convecção e condução, calculado em relação à área externa de troca. Esse coeficiente é dominado pelo menor coeficiente convectivo, que atua como gargalo para a transferência de energia, limitando o desempenho do equipamento. Além disso, em geometrias mais complexas, como quando há aletas ou paredes de maior espessura, a distinção entre áreas internas e externas torna ainda mais relevante a utilização de U_0 como parâmetro consolidado.

Dessa forma, o coeficiente global de transferência de calor sintetiza as interações físicas envolvidas na troca térmica, incluindo resistências convectivas, condução e resistências adicionais, como incrustações e imperfeições geométricas. Sua determinação precisa é crucial não apenas para caracterizar o comportamento térmico real do equipamento, mas também para validar modelos teóricos e orientar o dimensionamento de novos trocadores. A comparação entre resultados experimentais e teóricos de U_0 constitui, portanto, etapa fundamental para reduzir incertezas e aprimorar a eficiência energética em aplicações práticas.

A determinação precisa do coeficiente global de transferência de calor (U_0) em trocadores do tipo casco e tubo (STHEs) é essencial para análises robustas e modelos de otimização. Nesse sentido, estudos recentes têm destacado o papel do aprimoramento passivo da transferência de calor, visando aumentar a compactação dos trocadores, reduzir o consumo de materiais e fluidos de trabalho, além de minimizar custos operacionais e impactos ambientais. Por exemplo, (Küçük, 2023) demonstram que a redução do diâmetro hidráulico dos tubos pode elevar U_0 em até 6,6 vezes, evidenciando a forte influência das características geométricas sobre o desempenho

térmico.

De modo semelhante, (Agrebi; Tashtoush; Guizani, 2025) analisaram trocadores de serpentina helicoidal em sistemas de armazenamento térmico solar, ressaltando como variações de vazão e diferença de temperatura impactam diretamente o coeficiente global. A integração entre análises experimentais e simulações numéricas reforça a importância de abordagens híbridas para compreender o comportamento térmico de diferentes configurações.

Outro exemplo relevante é o estudo de (Wang; Dong; Ni, 2025) sobre trocadores coaxiais para sistemas geotérmicos. Os autores introduzem a métrica de intensidade líquida de troca de calor (q), que relaciona transferência térmica e consumo energético da bomba, propondo uma visão integrada da eficiência. Esse enfoque mostra a relevância de se considerar simultaneamente parâmetros operacionais e geométricos para otimizar U_0 , o que dialoga diretamente com a análise deste trabalho.

No cenário industrial, o trabalho de (Xie et al., 2007) merece destaque ao aplicar Redes Neurais Artificiais (RNA) na previsão do desempenho de trocadores casco-tubo. Esse tipo de modelo supera limitações das correlações empíricas tradicionais, oferecendo previsões mais precisas e adaptáveis a diferentes condições de operação. Além de reduzir custos e aumentar a confiabilidade, as RNAs permitem melhoria contínua a partir de novos dados, ampliando o potencial de otimização de U_0 .

Em síntese, a revisão da literatura demonstra que a determinação de U_0 é peça-chave tanto para a análise experimental quanto para o desenvolvimento de metodologias de projeto e otimização. Os estudos revisados evidenciam a importância das características geométricas e operacionais na eficiência térmica, bem como a relevância de integrar métodos experimentais, numéricos e avançados, como as RNAs. Esses referenciais fornecem suporte sólido para o desenvolvimento do presente trabalho, colaborando para a construção de soluções mais eficientes e confiáveis na área de trocadores casco-tubo.

2 OBJETIVOS

Diante desse contexto, o presente trabalho tem como objetivo determinar, por meio de abordagem teórica e experimental, o coeficiente global de transferência de calor (U_0) em um trocador de calor do tipo casco e tubo, instalado em uma bancada experimental. A partir dos dados obtidos por sensores acoplados ao sistema, foram realizados cálculos térmicos que possibilitaram a comparação entre os valores teóricos e experimentais de U_0 , fornecendo uma análise do desempenho térmico do trocador em condições reais de operação. Essa abordagem visa validar a metodologia de análise empregada e oferecer subsídios para futuras aplicações em projetos e estudos térmicos no contexto industrial.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para realizar a análise proposta, foi escolhida a Bancada Didática de Trocadores de Calor. Esta escolha se justifica pela capacidade do equipamento em reproduzir de forma controlada os principais fenômenos térmicos e hidráulicos do trocador do tipo casco-tubo, possibilitando a coleta de dados precisos por meio de sensores integrados e sistema de aquisição em tempo real. Além de sua versatilidade, a bancada atende às demandas didáticas e de pesquisa da universidade, oferecendo um ambiente experimental adequado para validar modelos teóricos e aprofundar o conhecimento sobre o desempenho térmico dos trocadores de calor. Assim, a bancada se configura como uma ferramenta essencial para o desenvolvimento deste trabalho e para futuras investigações na área.

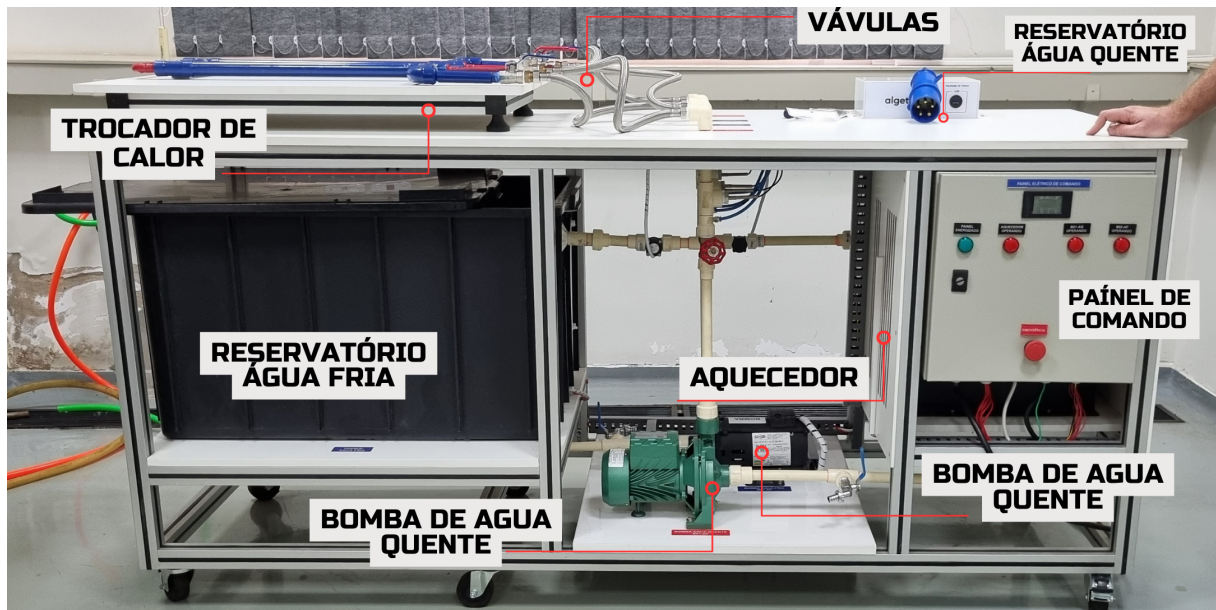
3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

Os experimentos foram realizados utilizando a Bancada Didática de Trocadores de Calor. Essa bancada é composta por uma subestação — unidade de serviço base — que fornece água quente e fria com controle de temperatura e vazão, além de permitir a conexão com diferentes tipos de trocadores, incluindo os modelos casco e tubo, de placas e concêntrico. O sistema conta com sensores de temperatura e vazão, além de um software de aquisição de dados em tempo real.

A escolha dessa bancada se deu pela sua capacidade de simular condições reais de operação com flexibilidade didática, permitindo a realização de análises térmicas e comparação entre dados teóricos e experimentais. Para este estudo, foi utilizado o módulo *casco e tubo*, por sua ampla aplicabilidade industrial e complexidade térmica relevante.

A Figura 1 apresenta a bancada experimental utilizada, com os principais componentes identificados. O sistema conta com um trocador de calor casco-tubo, que constitui o módulo principal responsável pela transferência de calor entre os fluidos quente e frio, um reservatório de água quente, destinado a armazenar e manter a água aquecida para o escoamento no lado quente do trocador, e um reservatório de água fria, que armazena a água que circula no lado frio do sistema. A circulação da água entre os reservatórios e o trocador é garantida por bombas hidráulicas, enquanto sensores de temperatura, posicionados nas entradas e saídas dos dois fluxos, permitem o monitoramento contínuo das temperaturas dos fluidos. Além disso, sensores de vazão registram a vazão mássica em ambos os circuitos, válvulas de controle possibilitam o ajuste da vazão e o direcionamento do fluxo nos diferentes pontos do sistema, e um software de aquisição realiza a leitura e o registro em tempo real dos dados coletados pelos sensores.

Figura 1 – Bancada experimental da ALGETEC com identificação dos principais componentes.



Fonte: Autoria própria.

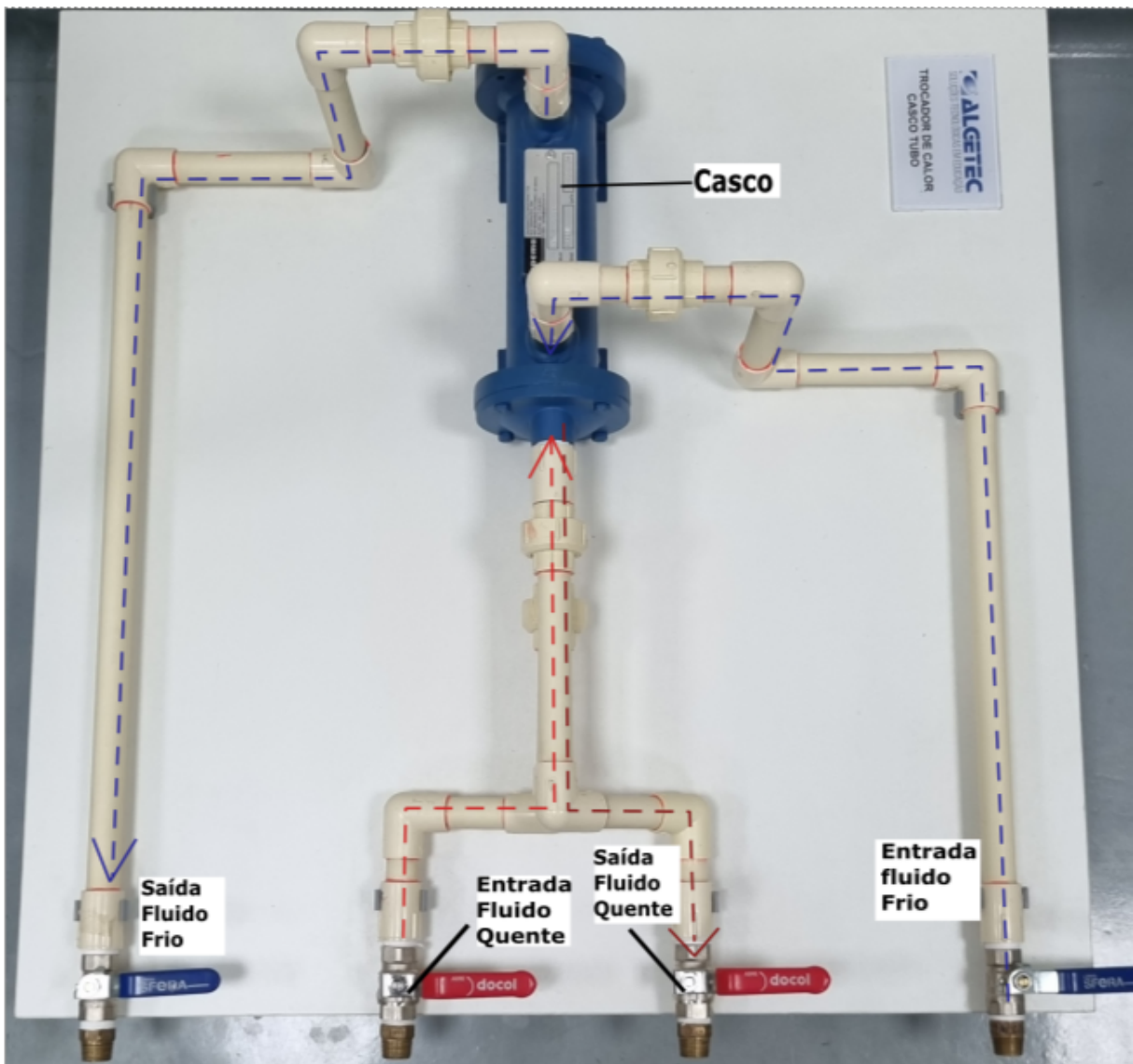
3.1.1 Especificações do Trocador de Calor Casco-Tubo

O trocador de calor do tipo casco e tubo é composto por um casco cilíndrico externo que envolve um tubo, configurando uma estrutura clássica amplamente utilizada em aplicações industriais. Nos trocadores de calor do tipo casco-tubo, o escoamento dos fluidos não ocorre de forma puramente contracorrente ou paralela. Devido à configuração construtiva, com passes de tubos e a presença de defletores, o escoamento apresenta regiões em paralelo e outras em contracorrente. Por esse motivo, aplica-se o fator de correção F , que ajusta a diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) para representar adequadamente as condições reais de operação.

O arranjo experimental permite a inversão dos sentidos de escoamento, possibilitando que o fluido quente percorra o interior dos tubos e o fluido frio circule pelo casco, ou vice-versa.

A Figura 2 apresenta o trocador de calor casco-tubo utilizado nos experimentos, com identificação dos principais componentes e indicação do trajeto dos fluidos quente e frio.

Figura 2 – Trocador de calor casco-tubo utilizado no experimento.

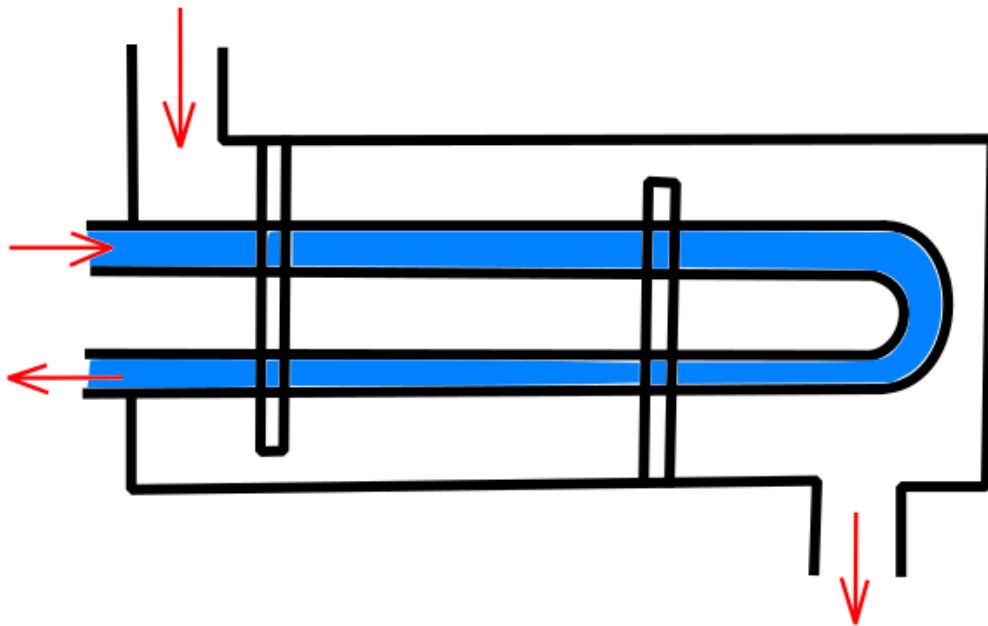


Fonte: Autoria própria.

A Figura 3 apresenta um esquema ilustrativo do trocador de calor casco-tubo utilizado nos experimentos, evidenciando a disposição interna do equipamento e o trajeto dos fluidos. No arranjo adotado, a água quente escoo pelo interior do casco, enquanto a água fria circula pelo interior dos tubos, em sentido oposto ao fluxo quente.

O esquema foi desenvolvido com o objetivo de representar visualmente o princípio de funcionamento do trocador, destacando as entradas e saídas de ambos os fluidos, bem como a separação física entre os circuitos quente e frio. As setas indicam o sentido do escoamento, permitindo uma melhor compreensão da dinâmica térmica envolvida no processo de troca de calor.

Figura 3 – Esquema ilustrativo do trocador de calor casco-tubo com escoamento contracorrente.



Fonte: Autoria própria.

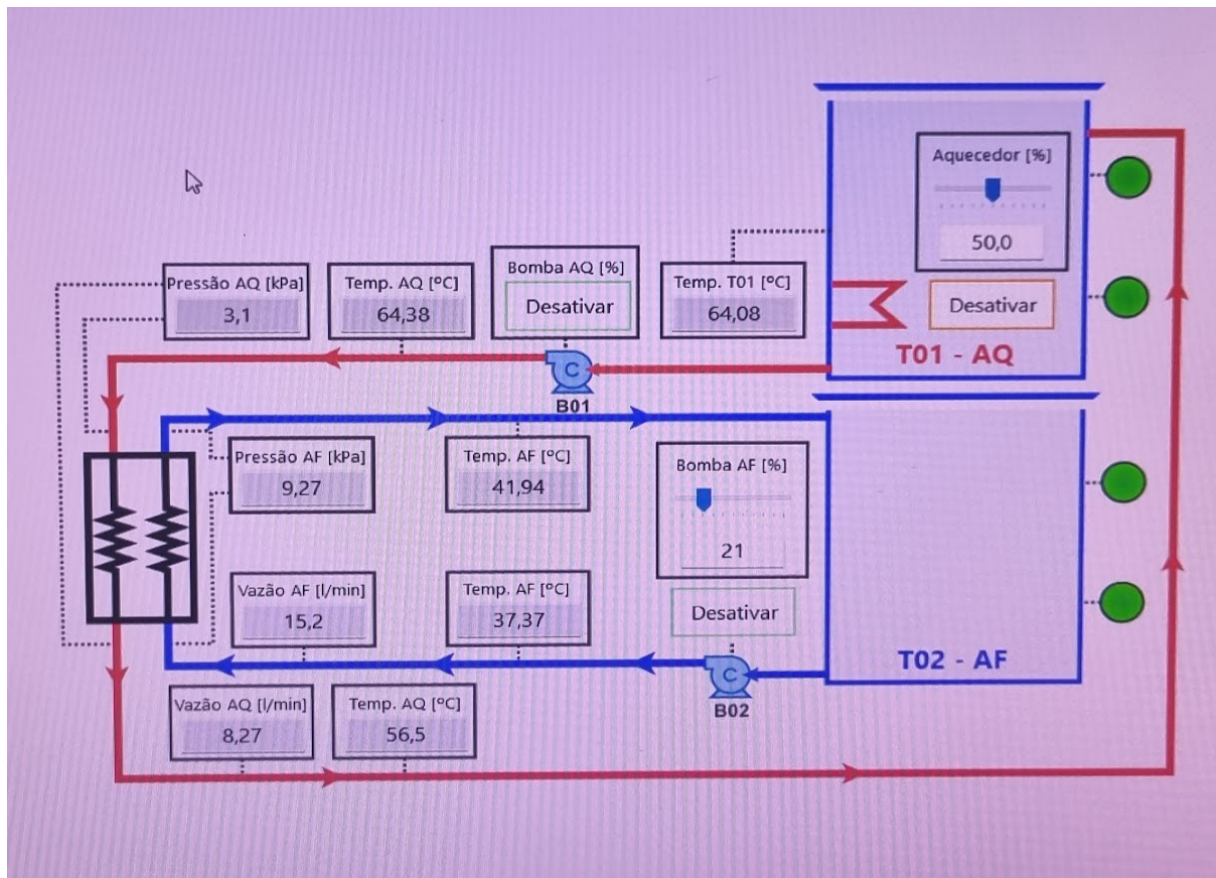
3.1.2 Software de Aquisição e Controle de Dados

O software utilizado na bancada experimental apresenta uma interface gráfica que exibe informações essenciais para o monitoramento e controle do trocador de calor casco-tubo.

Na tela principal, há um esquema simplificado do trocador, destacando os pontos de entrada e saída dos fluidos quente e frio, facilitando a visualização do trajeto e das medições em tempo real.

As principais funcionalidades do software incluem o controle da vazão da bomba do fluido frio (AF), que pode ser regulada em percentual para permitir a variação da vazão conforme as necessidades do experimento, e o controle do aquecedor, também ajustável em percentual, possibilitando a regulação da temperatura do fluido quente. A bomba do fluido quente (AQ) pode ser apenas ligada ou desligada, sem ajuste percentual de vazão. O sistema ainda realiza o monitoramento das pressões manométricas na entrada do fluido quente e na saída do fluido frio, bem como a medição das temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos, obtidas por sensores estrategicamente posicionados para garantir precisão nas medições. Além disso, há o monitoramento das vazões do fluido quente e do fluido frio, sendo o sensor do fluido frio instalado na entrada do trocador e o do fluido quente na saída. O software (Figura 4) também indica o funcionamento do aquecedor por meio de sensores que sinalizam seu estado de operação (ativo ou inativo) e dispõe de uma função de calibração das temperaturas, permitindo ajustes que asseguram a confiabilidade dos dados coletados.

Figura 4 – Tela principal do software de aquisição e controle utilizado na bancada experimental.



Fonte: Autoria própria.

3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

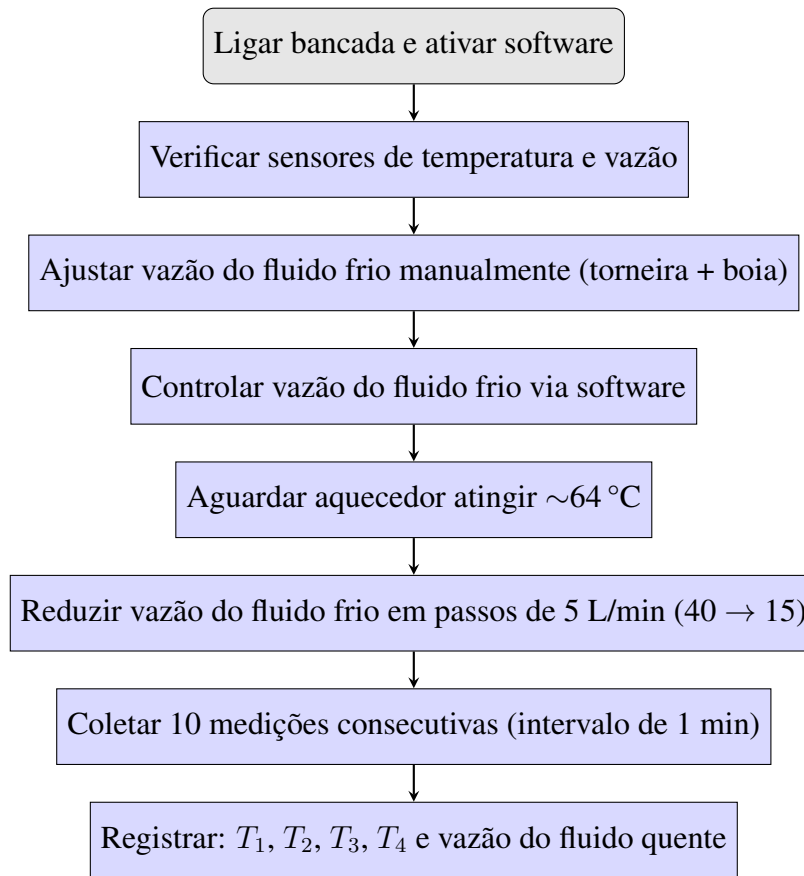
O procedimento experimental foi conduzido com o objetivo de determinar o coeficiente global de transferência de calor (U_0) em um trocador de calor casco-tubo, operando em regime permanente e escoamento em contracorrente. Para facilitar a compreensão da sequência adotada durante os ensaios, a Figura 5 apresenta um fluxograma que sintetiza as principais etapas do experimento, desde a preparação inicial da bancada até a coleta e o registro dos dados necessários para a análise.

O fluxograma da Figura 5 sintetiza as etapas do procedimento experimental. Inicialmente, a bancada foi ligada e o software de aquisição ativado, possibilitando a verificação do correto funcionamento dos sensores de temperatura e vazão.

3.3 EQUAÇÕES UTILIZADAS

Com base nos dados obtidos experimentalmente, foi possível calcular o coeficiente global de transferência de calor a partir dos dados experimentais (U_0), utilizando as equações clássicas de balanço de energia e transferência de calor, apresentadas por (Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012).

Figura 5 – Fluxograma da metodologia experimental.



Fonte: Autoria própria.

Inicialmente, determina-se a taxa de transferência de calor com base nas propriedades do fluido quente:

$$Q = (\dot{m}c_p)_h(T_{h1} - T_{h2}) \quad (1)$$

Nessa equação, \dot{m} é a vazão mássica do fluido quente, c_p é o calor específico a pressão constante, T_1 é a temperatura de entrada e T_2 a de saída do fluido quente. O valor de Q representa a quantidade de calor transferido por unidade de tempo.

A diferença média logarítmica de temperatura (ΔT_{lm}) entre os dois fluidos no trocador é obtida por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2)$$

Em que ΔT_1 e ΔT_2 são as diferenças de temperatura entre os fluidos nas extremidades do trocador.

Sabendo-se a área de troca térmica A do equipamento e aplicando a equação geral da transferência de calor, tem-se:

$$Q = U_0 A \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3)$$

Isolando U_0 , obtém-se a expressão para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor definido a partir dos valores experimentais:

$$U_0 = \frac{Q}{\Delta T_{lm} \cdot A}. \quad (4)$$

No presente trabalho, como o trocador de calor casco-tubo utilizado possui apenas um tubo interno, a sua simplicidade permitiu que fossem empregadas equações típicas de um trocador de calor do tipo duplo tubo, apresentadas por (Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012) para a determinação do coeficiente global de transferência de calor teórico. Primeiramente, o comprimento equivalente do trocador é obtido pela relação entre a área externa e o perímetro externo do tubo:

$$L = \frac{A_0}{\pi \times D_e} \quad (5)$$

A área de escoamento para o fluido é calculada por:

$$A_{fluxo} = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (6)$$

O número de Reynolds, necessário para caracterizar o regime de escoamento, é dado por:

$$Re_{h,c} = \frac{\rho u_{h,c} d}{\mu_{h,c}} \quad (7)$$

onde, para o fluido quente, considera-se d_i e, para o fluido frio, d_e .

O fator de atrito é obtido pela seguinte expressão:

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (8)$$

Com isso, o número de Nusselt para o fluido quente é calculado como:

$$Nu_h = \frac{(f/2) Re_h Pr_h}{1 + 1,87(f/2)^{1/2}(Pr_h - 1)} \quad (9)$$

Da mesma forma, o fator de atrito para o fluido frio é obtido por:

$$f = (3,64 \log Re_b - 3,28)^{-2} \quad (10)$$

e o número de Nusselt correspondente é:

$$Nu_c = \frac{(f/2) Re_c Pr_c}{1 + 1,87(f/2)^{1/2}(Pr_c - 1)} \quad (11)$$

O coeficiente convectivo individual é então obtido a partir do número de Nusselt:

$$h = \frac{Nu \times k}{d} \quad (12)$$

Finalmente, o coeficiente global de transferência de calor é calculado considerando as resistências térmicas em série:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + R_p \quad (13)$$

Como mencionado anteriormente, foram utilizadas equações referentes a um trocador de calor do tipo **duplo tubo**. Para esta análise, considerou-se o **fator de correção** F proposto por (Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012), com base na **eficiência de temperatura** P , calculada pela Equação 14:

$$P = \frac{T_4 - T_1}{T_1 - T_3} \quad (14)$$

Para a análise gráfica, também foi utilizado o valor da média de $\dot{m}c_p$ do fluido frio em relação ao fluido quente, conhecido como capacidade **térmica relativa**, definido como:

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{T_1 - T_2}{T_4 - T_3} \quad (15)$$

Com estes valores, determinou-se o fator de correção F e, utilizando a Equação 16, foi possível realizar a análise do coeficiente global de transferência de calor:

$$U_{0C} = \frac{(\dot{m}c_p)_c(T_4 - T_3)}{AF\Delta T_{lm}} \quad (16)$$

A escolha das equações apresentadas se justifica pelo fato de o trocador de calor em estudo ser do tipo casco-tubo de tubo único. Essa configuração, pela sua simplicidade geométrica, permite que as correlações clássicas de um trocador do tipo tubo duplo sejam aplicadas de forma adequada. Como existe apenas um tubo inserido no casco, o escoamento no lado interno e no espaço anular pode ser tratado de maneira análoga ao escoamento interno e externo do tubo em um sistema tubo-duplo.

As correlações utilizadas para o cálculo do número de Reynolds, fator de atrito e número de Nusselt são amplamente adotadas na literatura para estimar coeficientes convectivos em escoamentos internos, permitindo determinar com boa aproximação os coeficientes de transferência de calor convectivos (h_h e h_c). A partir desses coeficientes individuais, e considerando ainda a resistência da parede do tubo (R_p), é possível obter o coeficiente global de transferência de calor (U_0).

3.4 INCERTEZAS E LIMITAÇÕES

De acordo com as recomendações do (International Organization for Standardization, 1993), as incertezas associadas às medições foram tratadas de forma sistemática. Para os dados experimentais coletados, foi utilizada a **Incerteza Padrão Tipo B**, a qual é estimada com base em informações previamente conhecidas sobre o instrumento de medição ou sobre o processo, como valores de calibração, especificações do fabricante ou resultados de várias medições em condições repetidas.

A incerteza padrão do tipo B foi determinada pela seguinte expressão:

$$u(x) = \frac{a}{\sqrt{3}} \quad (17)$$

em que a representa o desvio padrão associado à incerteza de cada grandeza medida.

Para os valores calculados a partir das medições experimentais, não é suficiente considerar apenas a incerteza individual de cada parâmetro. Nesses casos, é necessário propagar as incertezas das variáveis de entrada para as variáveis dependentes. Assim, utilizou-se a **Incerteza Combinada**, que leva em conta a contribuição de cada variável medida na incerteza do resultado final. Essa abordagem é baseada no método da propagação de incertezas, definido por:

$$[u_c(y)]^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (18)$$

em que f representa a função que relaciona as variáveis de entrada x_i com a variável de saída y . A derivada parcial $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ expressa a sensibilidade do resultado final em relação a cada variável de entrada, enquanto $u(x_i)$ corresponde à incerteza padrão associada a cada medição.

Dessa forma, a incerteza combinada fornece uma medida mais realista da confiabilidade dos resultados, considerando simultaneamente os efeitos de todas as fontes de incerteza presentes nos experimentos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção, apresentam-se os dados coletados experimentalmente para diferentes condições de operação do trocador de calor, conforme descrito na Seção 3.2 (Procedimento Experimental). Os resultados incluem as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, bem como a vazão mássica do fluido quente.

Os valores médios obtidos estão organizados na Tabela 1, que resume os resultados dos ensaios realizados.

Tabela 1 – Dados experimentais coletados.

\dot{m}_c (L/min)	\dot{m}_h (kg/s)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)
40	0,16 ± 0,06	64,50 ± 0,79	54,70 ± 0,56	34,90 ± 0,83	37,30 ± 1,04
35	0,16 ± 0,06	64,99 ± 1,16	55,78 ± 0,65	36,77 ± 0,41	39,43 ± 0,27
30	0,15 ± 0,06	64,56 ± 0,53	55,82 ± 0,32	37,58 ± 0,18	40,35 ± 0,17
25	0,15 ± 0,06	64,50 ± 0,47	55,98 ± 0,31	37,80 ± 0,06	40,99 ± 0,11
20	0,15 ± 0,06	64,07 ± 0,33	55,88 ± 0,20	37,65 ± 0,10	41,40 ± 0,53
15	0,15 ± 0,06	64,29 ± 0,39	56,43 ± 0,27	37,49 ± 0,14	42,24 ± 0,69

Fonte: Autoria própria.

4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os valores do coeficiente global de transferência de calor experimental (U_0) e teórico estão apresentados na Tabela 2. As propriedades termofísicas da água, utilizadas nos cálculos de U_0 , foram determinadas para cada condição experimental, considerando as temperaturas médias e vazões medidas, conforme metodologia descrita em (Incropera et al., 2007).

Tabela 2 – Coeficiente global de transferência de calor experimental e teórico para diferentes vazões do fluido frio.

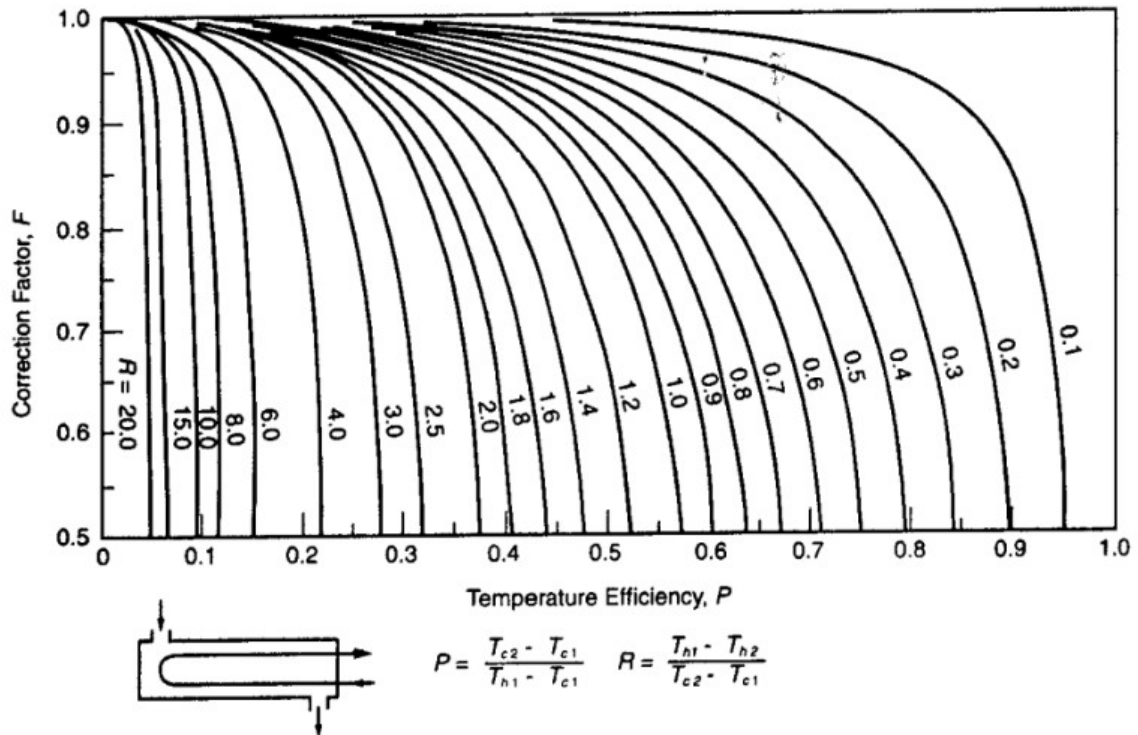
\dot{m}_c (L/min)	U_0 experimental $10^3 \text{ W/m}^2.\text{K}$	U_0 teórico $10^3 \text{ W/m}^2.\text{K}$	Erro relativo (%) (%)
40	3,23 ± 1,74	1,46	48,77
35	2,78 ± 1,31	1,42	49,79
30	2,66 ± 1,10	1,35	49,98
25	2,51 ± 1,05	1,36	46,97
20	2,48 ± 1,04	1,24	51,46
15	2,34 ± 0,97	1,12	53,53

Fonte: Autoria própria.

Com base nos fatores de correção obtidos a partir do gráfico da Figura 6, foi possível determinar o coeficiente global de transferência de calor corrigido (U_{0C}), que considera o efeito

do fator de correção para diferentes configurações de passes no casco e no tubo.

Figura 6 – Gráfico do fator de correção F para trocador de calor casco-tubo com um ou dois passes ou múltiplos de dois passes, obtido a partir de (Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012).



Fonte: (Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012).

Legenda: Gráfico utilizado para determinação do fator de correção F , considerando diferentes configurações de passes no casco e no tubo.

Os valores de U_{0C} corrigidos e os erros experimentais correspondentes estão apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Valores do coeficiente global de transferência de calor corrigido (U_{0C}) e erro experimental ($E\%$) para diferentes vazões do fluido frio.

\dot{m}_c (L/min)	U_{0C} $10^3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	Erro relativo (%)
40	4,71	45,87
35	2,84	2,37
30	2,73	2,95
25	2,71	7,66
20	2,89	16,65
15	2,62	12,06

Fonte: Autoria própria.

Os resultados obtidos mostram uma diferença significativa entre os valores experimentais do coeficiente global de transferência de calor (U_0) e os valores teóricos calculados. Essa

discrepância, observada principalmente nas maiores vazões do fluido frio, pode ser atribuída a diversos fatores, incluindo simplificações adotadas nas equações teóricas, perdas térmicas não consideradas e imperfeições no escoamento dentro do trocador de calor casco-tubo.

Ao aplicar o fator de correção F , conforme determinado a partir do gráfico da Figura 6, os valores corrigidos do coeficiente de transferência (U_{0C}) apresentaram uma aproximação mais consistente com os resultados experimentais. Essa correção leva em conta o efeito do número de passes do casco e do tubo, bem como as características reais de escoamento, reduzindo assim a superestimação dos valores teóricos.

Observa-se que, para vazões mais altas ($\dot{m}_c = 40 \text{ L/min}$), o fator de correção aumenta significativamente U_0 , aproximando-o do valor experimental. Para vazões intermediárias, a diferença entre o valor corrigido e o experimental é menor, indicando que o modelo de dupla tubulação simplificado, combinado com o fator de correção, consegue representar adequadamente o comportamento do trocador.

No entanto, ainda existem pequenas discrepâncias para vazões mais baixas ($\dot{m}_c = 15 - 20 \text{ L/min}$), possivelmente decorrentes de efeitos de estratificação térmica, perdas por radiação e convecção externas, ou pequenas variações na medição das temperaturas e vazões. Esses fatores destacam a importância de considerar incertezas experimentais ao interpretar os resultados.

Além disso, a análise dos erros relativos apresentada na Tabela 3 evidencia que, embora a aplicação do fator de correção melhore significativamente a concordância com os dados experimentais, o modelo ainda apresenta limitações para reproduzir perfeitamente o comportamento real do trocador de calor, especialmente em condições extremas de operação.

Em síntese, a aplicação do fator de correção mostra-se essencial para reduzir as diferenças entre os valores teóricos simplificados e os resultados experimentais, reforçando a necessidade de ajustes empíricos ou considerações adicionais de escoamento e geometria ao projetar ou analisar trocadores de calor reais.

4.2.1 Incertezas Experimentais

Os valores experimentais do coeficiente global de transferência de calor (U_0) apresentam incertezas relativamente elevadas, conforme mostrado na Tabela 2. Essa variabilidade é esperada, considerando as dificuldades inerentes à medição de temperaturas e ao controle do escoamento em experimentos desse tipo. Pequenas flutuações na vazão do fluido ou imprecisões nos sensores podem gerar diferenças significativas nos resultados de U_0 .

Apesar dessas incertezas, os valores médios obtidos permanecem dentro de limites aceitáveis para a bancada experimental utilizada. Além disso, a correlação teórica se encontra dentro da faixa de variação dos dados experimentais, indicando que, embora a precisão de cada ponto individual seja limitada, os resultados estão coerentes com a expectativa teórica.

Devido às limitações da bancada, dos instrumentos e do procedimento experimental, não é possível mapear com alta resolução todas as condições de operação do trocador. Para estudos futuros, recomenda-se a realização de experimentos adicionais com instrumentação mais precisa

ou métodos alternativos de medição, visando reduzir as incertezas e aumentar a confiabilidade dos dados.

Análise de Sensibilidade das Incertezas em U_0

Para identificar as variáveis que mais contribuem para a incerteza em U_0 , realizou-se uma análise de sensibilidade numérica. A partir da expressão

$$U_0 = \frac{Q}{A \Delta T_{lm}}, \quad Q = (\dot{m}c_p)_h(T_{h1} - T_{h2}),$$

as derivadas parciais em relação às variáveis medidas ($\dot{m}_h, T_{h1}, T_{h2}, T_{c1}, T_{c2}$) foram estimadas por diferença finita central, considerando as incertezas experimentais informadas na Tabela 1 como perturbações.

A incerteza combinada foi calculada segundo

$$\delta U \approx \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial U}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2},$$

e a contribuição percentual de cada variável para a variância total é

$$\text{Contribuição}_i(\%) = 100 \cdot \frac{\left(\frac{\partial U}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2}{\sum_j \left(\frac{\partial U}{\partial x_j} \delta x_j \right)^2}.$$

Os cálculos foram implementados em MATLAB, permitindo automatizar a avaliação das derivadas numéricas e das incertezas combinadas para todas as condições experimentais. A análise mostrou que a incerteza na vazão mássica do fluido quente (\dot{m}_h) domina a variabilidade de U_0 , contribuindo tipicamente entre 88% e 99% da variância total. As incertezas nas temperaturas de processo apresentam contribuições significativamente menores.

Portanto, para reduzir a incerteza em U_0 , recomenda-se priorizar a melhoria da medição da vazão por meio da calibração do sensor, uso de medidores mais precisos, aplicação de médias temporais ou adoção de métodos de referência — e aumentar o número de réplicas experimentais. Além disso, a implementação de análises do tipo *Monte Carlo* é fortemente recomendada, uma vez que esse método consiste em realizar um grande número de simulações aleatórias baseadas nas distribuições de probabilidade das variáveis de entrada, permitindo avaliar o impacto de incertezas, efeitos não lineares e possíveis acoplamentos entre variáveis de forma estatisticamente robusta.

Detalhes completos dos cálculos numéricos e das contribuições individuais das variáveis estão apresentados no Apêndice A.

A Tabela 4 mostra, para cada condição experimental, a participação relativa de cada variável medida ($\dot{m}_h, T_{h1}, T_{h2}, T_{c1}, T_{c2}$) na variância total estimada de U_0 . Nota-se que a incerteza dominante está associada à determinação da vazão mássica, enquanto as temperaturas apresentam contribuição secundária.

Tabela 4 – Contribuições percentuais das fontes de incerteza na variância de U_0 (por condição).

\dot{m}_c (L/min)	\dot{m}_h (%)	T_{h1} (%)	T_{h2} (%)	T_{c1} (%)	T_{c2} (%)
40	93.33	2.83	3.30	0.26	0.27
35	88.58	6.58	4.75	0.07	0.02
30	97.28	1.47	0.96	0.03	0.27
25	98.70	0.66	0.54	0.00	0.09
20	97.79	1.01	1.04	0.01	0.16
15	97.79	1.01	1.04	0.01	0.16

4.2.2 Comparação com a Literatura

Os valores experimentais do coeficiente global de transferência de calor (U_0) obtidos neste trabalho foram comparados com resultados reportados na literatura para trocadores de calor do tipo casco-tubo operando com água como fluido. Por exemplo, estudos como (Shah; Sekulić, 2003; Çengel; Ghajar, 2015; Kakaç H. Liu; Pramuanjaroenkij, 2012) indicam valores de U_0 típicos entre $1,2 \times 10^3$ e $1,8 \times 10^3$ W/m².K para condições de vazão e diferença de temperatura semelhantes às utilizadas na bancada experimental.

Embora as incertezas obtidas neste trabalho sejam relativamente elevadas (Tabela 2), os valores médios de U_0 permanecem consistentes com a faixa de valores observada na literatura. Essa concordância indica que, apesar das limitações da instrumentação e do controle do escoamento, o desempenho térmico do trocador está dentro do esperado.

Diferenças entre os resultados experimentais e os valores teóricos podem ser atribuídas a fatores como: pequenas flutuações na vazão dos fluidos, imprecisões nos sensores de temperatura, não uniformidade do escoamento, perdas térmicas não contabilizadas e simplificações nas correlações utilizadas para cálculo de U_0 . Estudos como (Júnior; Miranda; Halasz, ; Rubbo, 2014) também relatam que, em experimentos com o mesmo objeto de estudo, variações nas condições de operação e limitações da instrumentação podem resultar em incertezas significativas, reforçando que os valores obtidos aqui estão dentro do esperado para experimentos didáticos.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho atingiu seu objetivo de determinar, por meio de abordagens teórica e experimental, o coeficiente global de transferência de calor (U_0) em um trocador de calor casco-tubo instalado em bancada experimental. As medições de temperatura e vazão permitiram calcular U_0 experimentalmente, enquanto o modelo teórico simplificado forneceu uma referência para comparação. Foi observada uma diferença significativa entre os valores experimentais e teóricos de U_0 , especialmente nas maiores vazões do fluido frio, decorrente das simplificações adotadas nas equações teóricas, perdas térmicas não contabilizadas e pequenas imperfeições no escoamento. Para reduzir essa diferença, aplicou-se um fator de correção (F) adequado ao número de passes do casco e do tubo, permitindo aproximar os valores teóricos às condições reais do trocador. Os valores corrigidos (U_{0C}) mostraram boa concordância com os resultados experimentais, principalmente para vazões intermediárias, demonstrando que a metodologia de dupla tubulação simplificada, combinada com o fator de correção, consegue representar de forma satisfatória o comportamento térmico do equipamento.

A análise de incertezas revelou que a vazão mássica do fluido quente (\dot{m}_h) é a principal fonte de variabilidade em U_0 , respondendo por mais de 88% da variância total, enquanto as incertezas nas temperaturas de entrada e saída contribuem de forma significativamente menor. Os cálculos foram implementados em MATLAB, detalhados no Apêndice A, e permitiram automatizar a avaliação das derivadas numéricas, a incerteza combinada e a contribuição percentual de cada variável. A comparação com a literatura mostrou que os valores médios de U_0 obtidos estão consistentes com os resultados reportados para trocadores de calor casco-tubo operando com água, situando-se dentro da faixa típica de $1,2 \times 10^3$ a $1,8 \times 10^3$ W/m².K, reforçando a confiabilidade do procedimento experimental, mesmo considerando as limitações da instrumentação e do controle de escoamento.

Em síntese, o trabalho demonstrou que é possível determinar experimentalmente o coeficiente global de transferência de calor em um trocador casco-tubo simples com boa representatividade; que a aplicação do fator de correção é essencial para aproximar resultados teóricos simplificados das condições reais de operação; que a principal fonte de incerteza decorre da medição da vazão do fluido quente, sendo recomendada a melhoria da instrumentação e o aumento do número de réplicas experimentais; e que os resultados experimentais obtidos são coerentes com a literatura, indicando que a bancada utilizada proporciona dados confiáveis para análise de desempenho térmico. Portanto, este estudo fornece uma base sólida para futuras análises e otimizações de trocadores casco-tubo, tanto em ambientes experimentais quanto em aplicações industriais.

REFERÊNCIAS

- AGREBI, S.; TASHTOUSH, B.; GUIZANI, A. Performance analysis of helical coil heat exchangers for latent heat thermal storage in solar applications. **Energy Conversion and Management**, v. 343, p. 120205, 2025. ISSN 0196-8904. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890425007290>.
- BENEDETTI, D.; PANDOLFI, A.; GENNARO, M. **Thermal Systems Modeling and Simulation**. [S.l.]: Springer, 2018.
- GHANBARIAN, M. et al. Thermal performance of heat exchangers: A review of efficiency improvement techniques. **Energy Reports**, v. 7, p. 255–270, 2021.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. [S.l.]: Wiley, 2007.
- International Organization for Standardization. **Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement**. 1st ed. (corrected and reprinted 1995). ed. Geneva: ISO, 1993. First Edition English 1993 (corrected and reprinted, 1995). Edições em Português: 1ª ed. 1997; 2ª ed. 1998; 3ª ed. 2003. ISBN 92-67-10188-9.
- JÚNIOR, M. A. d. A. G.; MIRANDA, R. de J.; HALASZ, M. R. T. Projeto e análise de desempenho de trocador de calor duplo tubo para práticas didáticas.
- KAKAÇ H. LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **HEAT EXCHANGERS**. [S.l.]: CRC Press, 2012.
- KÜCÜK, H. The effect of minichannels on the overall heat transfer coefficient and pressure drop of a shell and tube heat exchanger: Experimental performance comparison. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 188, p. 108217, 2023. ISSN 1290-0729. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072923000789>.
- ROHANI, B.; BAHRAMI, M. Thermal performance evaluation methods for heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v. 142, p. 031701, 2020.
- RUBBO, P. N. Determinação do coeficiente global de transferência de calor de um condensador do tipo casco e tubo de um chiller por adsorção de amônia em nabr. 2014.
- SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. [S.l.]: Wiley-Interscience, 2003.
- WANG, Y.; DONG, S.; NI, L. An optimal flow rate design method for medium-deep coaxial borehole heat exchangers. **Energy**, v. 332, p. 137307, 2025. ISSN 0360-5442. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544225029494>.
- XIE, G. et al. Heat transfer analysis for shell-and-tube heat exchangers with experimental data by artificial neural networks approach. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 5, p. 1096–1104, 2007. ISSN 1359-4311. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431106002699>.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and Mass Transfer: Fundamental & Applications**. 5th. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.

APÊNDICE A – ANÁLISE DETALHADA DE INCERTEZAS (CÁLCULOS)

A partir das expressões utilizadas neste trabalho, a estimativa experimental do coeficiente global de transferência de calor foi obtida por

$$U_0 = \frac{Q}{A \Delta T_{lm}}, \quad Q = (\dot{m} c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}),$$

com

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}, \quad \Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2}, \quad \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}.$$

A área geométrica do trocador foi considerada constante e igual a $A = 0,1 \text{ m}^2$.

Para avaliar a propagação das incertezas experimentais em U_0 , utilizou-se o método de diferenças finitas centrais. Para cada grandeza medida x , foi estimada numericamente a derivada parcial

$$\frac{\partial U}{\partial x} \approx \frac{U(x + \delta x) - U(x - \delta x)}{2\delta x},$$

onde δx corresponde à incerteza absoluta associada a x .

A incerteza combinada de U_0 foi obtida a partir da soma quadrática:

$$\delta U \approx \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial U}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2},$$

enquanto a contribuição relativa de cada variável foi expressa como

$$\text{Contribuição}_i(\%) = 100 \cdot \frac{\left(\frac{\partial U}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2}{\sum_j \left(\frac{\partial U}{\partial x_j} \delta x_j \right)^2}.$$

Hipóteses adotadas:

- Calor específico da água: $c_p = 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$;
- As incertezas absolutas foram definidas a partir da Tabela de dados experimentais: para a vazão mássica quente, $\delta \dot{m}_h = 0,06 \text{ kg/s}$, e para as temperaturas, as incertezas reportadas em cada condição experimental (Tabela 1);

Tabela 5 – Cálculos intermediários por condição experimental: calor transferido Q , diferenças de temperatura características (ΔT_1 , ΔT_2 , ΔT_{lm}) e área efetiva derivada A_i .

\dot{m}_c (L/min)	Q (W)	ΔT_1 (K)	ΔT_2 (K)	ΔT_{lm} (K)
40	4.47×10^3	27.20	19.80	23.63
35	3.93×10^3	25.56	19.01	22.80
30	3.58×10^3	24.21	18.24	21.91
25	3.34×10^3	23.51	18.18	21.81
20	3.07×10^3	22.67	18.23	21.45
15	2.92×10^3	22.05	19.74	20.86