

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL**  
**INQUI - INSTITUTO DE QUÍMICA**  
**ENGENHARIA QUÍMICA**

**ESTUDO DE DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR E  
VALIDAÇÃO DE MODELO MATEMÁTICO EM ESCALA  
LABORATORIAL E INDUSTRIAL**

Giulianne Karoline Cardoso Bizerra

Campo Grande – MS

2024

Giulianne Karoline Cardoso Bizerra

**ESTUDO DE DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR E  
VALIDAÇÃO DE MODELO MATEMÁTICO EM ESCALA  
LABORATORIAL E INDUSTRIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Instituto de Química como requisito básico para a conclusão do Curso na Universidade Federal de Mato Grosso do Sul – UFMS, campus Cidade Universitária, como requisito para obtenção do título de bacharel em Engenharia Química.

Orientador (a): Professor Dr. Sérgio Carvalho de Araújo

Campo Grande - MS

2024

**Giulianne Karoline Cardoso Bizerra**

**ESTUDO DE DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR E VALIDAÇÃO DE  
MODELO MATEMÁTICO EM ESCALA LABORATORIAL E INDUSTRIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso aprovado pela Banca Examinadora para obtenção do Grau de Bacharel, no Curso de Engenharia Química da Universidade da Universidade Federal de Mato Grosso do Sul.

Campo Grande, 06 de dezembro de 2024.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Sérgio Carvalho de Araújo – Doutorado - UFMS – Orientador

---

Profa. Patrícia Cristina de Araújo Puglia de Carvalho – Doutorado - UFMS

---

Prof. Celso Murilo dos Santos – Doutorado - UFMS

**“Se você não sabe para onde quer ir, qualquer caminho serve.” - Alice no País das Maravilhas.**

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, acima de tudo, por cuidar de todos os detalhes e por ser a minha força.

Aos familiares e amigos que contribuíram com cada etapa no meu trajeto, pelo apoio e incentivo para me fortalecer, de alguma maneira, nesta jornada acadêmica. Em especial, à Maya, minha filha, por me guiar nos verdadeiros objetivos e sentido da vida.

À instituição Universidade Federal de Mato Grosso do Sul pelo suporte acadêmico e pelas instalações fornecidas, fundamentais para a conclusão da minha graduação.

Ao meu orientador Prof.º Dr. Sérgio Carvalho de Araújo, pela condução desde o início na graduação e apoio neste processo, fundamentais para meu desenvolvimento pessoal e acadêmico.

Em geral, a todos os meus professores que, de alguma forma, auxiliaram-me na construção deste trabalho e no decorrer do curso, pelas contribuições durante as disciplinas cumpridas, servindo como fontes de inspiração para mim.

## RESUMO

Trocadores de calor são equipamentos que atuam na manipulação de cargas térmicas entre correntes de processo, buscando eficiência energética e economia de recursos. O presente trabalho teve como objetivo analisar o desempenho de trocadores de calor do tipo casco e tubos em duas escalas distintas: laboratorial e industrial, com foco na validação do modelo matemático de Bell-Delaware. O problema central abordado foi a necessidade de validar experimentalmente e assegurar a coerência entre o projeto e a operação, mitigando falhas no desempenho térmico dos trocadores de calor e garantindo que as expectativas de eficiência sejam atingidas. Para atingir esses objetivos, adotou-se uma metodologia que envolveu, inicialmente, a definição dos parâmetros de operação dos equipamentos, para avaliar seus desempenhos em diferentes condições operacionais e, posteriormente, a aplicação do método de Bell-Delaware. Além disso, foram realizadas análises estatísticas no ambiente do software MiniTab, visando determinar e interpretar os perfis do controle de propriedades físicas ao longo do equipamento, identificando tendências, variabilidades e correlações entre os parâmetros operacionais. Os resultados obtidos demonstraram que o método Bell-Delaware apresenta alta precisão na determinação da área de troca térmica de trocadores de calor industriais, com diferenças mínimas em relação aos valores registrados nas informações técnicas dos equipamentos. Isso evidencia a confiabilidade do método para projetos industriais, reforçada pela compatibilidade entre os resultados do software SolidWorks e as estimativas teóricas. Entretanto, o protótipo em escala laboratorial revelou limitações significativas em termos de desempenho térmico e hidráulico. O padrão mais adequado para o processo foi determinado comparando os resultados das simulações e dos testes experimentais. As análises permitiram identificar os fatores críticos que afetam a eficiência, como perdas térmicas, falhas no isolamento e variações de pressão e temperatura. A integração de simulações computacionais, otimizações estatísticas e dados experimentais contribuiu para uma compreensão mais profunda do comportamento térmico e fluidodinâmico, permitindo a validação do modelo matemático e a proposição de soluções de engenharia para otimizar o desempenho do trocador de calor.

---

Palavras-chave: Trocador de Calor. Modelagem e Simulação. Otimização. Eficiência Térmica. Análise Termofluidodinâmica.

## ABSTRACT

Heat exchangers are crucial equipment for managing thermal loads between process streams, aiming at energy efficiency and resource savings. This study aimed to analyze the performance of shell-and-tube heat exchangers at two different scales: laboratory and industrial, with a focus on validating the Bell-Delaware mathematical model. The central problem addressed was the need for experimental validation to ensure consistency between design and operation, mitigating thermal performance failures and guaranteeing that efficiency expectations are met. To achieve these objectives, the methodology adopted initially involved defining the operational parameters of the equipment to assess their performance under different conditions. Subsequently, the Bell-Delaware method was applied. Additionally, statistical analyses were performed using MiniTab software to determine and interpret the control profiles of physical properties across the equipment, identifying trends, variabilities, and correlations among operational parameters. The results showed that the Bell-Delaware method exhibits high accuracy in determining the heat transfer area of industrial heat exchangers, with minimal differences compared to the values recorded in the technical data of the equipment. This highlights the method's reliability for industrial projects, reinforced by the compatibility between the SolidWorks software results and theoretical estimates. However, the laboratory-scale prototype revealed significant limitations in thermal and hydraulic performance. The most suitable process standard was determined by comparing the simulation results with experimental tests. The analyses identified critical factors affecting efficiency, such as thermal losses, insulation failures, and variations in pressure and temperature. The integration of computational simulations, statistical optimizations, and experimental data provided a deeper understanding of the thermal and fluid dynamic behavior, enabling the validation of the mathematical model and the proposal of engineering solutions to optimize heat exchanger performance.

---

Keywords: Heat Exchanger. Modeling and Simulation. Optimization. Thermal Efficiency. Thermofluidynamic Analysis.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 4.1 – Modelo das correntes de Tinker.....	7
Figura 5.1 – Fluxograma de metodologia.....	11
Figura 5.2 – Projeto do trocador de calor: a) Desenho externo; b) Desenho interno; c) Cotações.....	12
Figura 5.3 – Interior do casco: a) Ordenação dos tubos; b) Corte da chicana; c) Espaçamentos dos tubos.....	13
Figura 5.4 – a) Casco de PVC e tubo restante para fazer as chicanas; b) Perfurações das chicanas.....	14
Figura 5.5 – Estrutura interna com as chicanas para inserção dos tubos de cobre.....	14
Figura 5.6 – Estrutura interna do trocador de calor finalizada.....	15
Figura 5.7 – Casco e tubos montados e vedados.....	15
Figura 5.8 – Adaptadores de entrada e saída dos fluidos conectados e vedados.....	15
Figura 5.9 – Casco e tubos montados e vedados.....	16
Figura 5.10 – (a) Reservatórios de água; (b) Bomba submersa para água quente; (c) Ebulidor.....	16
Figura 5.11 – Sistema do protótipo de trocador de calor casco e tubos.....	17
Figura 5.12 – Fluxograma de realização das práticas experimentais.....	18
Figura 6.1- Experimentos I e II na vazão 5,4 (L/min).....	21
Figura 6.2- Experimentos III e IV na vazão 5,4 (L/min).....	21
Figura 6.3- Experimentos V e VI na vazão 7,2 (L/min).....	22
Figura 6.4- Experimentos VII e VIII na vazão 7,2 (L/min).....	23
Figura 6.5 – Fluxograma de processo.....	28
Figura 6.6 – Dados de design de um trocador industrial.....	29
Figura 6.7 – Heatmap da correlação de Spearman.....	30

Figura 6.8 – Variações do controlador de temperatura.....	31
Figura 6.9 – Variações do controlador de temperatura: a) Feedback.....	32
Figura 6.10 – Variações do controlador de temperatura: b) Setpoint.....	33
Figura 6.11 – Método Bell-Delaware: Escala industrial.....	35
Figura 6.12 - Campos de temperatura para representação industrial.....	36

## LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1- Materiais utilizados na construção do protótipo.....	13
Tabela 5.2- Especificidades do protótipo de trocador de calor.....	17
Tabela 5.3 - Planejamento fatorial $2^3$ .....	20
Tabela 6.1 – Capacidade calorífica dos fluidos.....	22
Tabela 6.2 - Propriedades de condução de calor dos fluidos.....	23
Tabela 6.3 - Condições de operação otimizadas.....	24
Tabela 6.4 - Condições de operação.....	25
Tabela 6.5 – Dados físico-químicos dos fluidos.....	26
Tabela 6.6 - Condições de operação.....	28
Tabela 6.7 - Condições de operação variadas.....	34
Tabela 1.1 – Padrão de especificações das chicanas.....	45
Tabela 1.2 – Constantes para o arranjo dos tubos de $30^\circ$ .....	46
Tabela 1.3 – Constantes tabeladas de acordo com o diâmetro externo do tubo.....	47
Tabela 1.4 – Abertura diametral casco-chicana em função do diâmetro nominal do casco.....	48
Tabela 1.5 – Diâmetro do bocal em função do diâmetro do casco.....	50
Tabela 1.6 – Valores de $l_i$ e $l_o$ .....	50
Tabela 1.7 – Constantes $b_1$ , $b_2$ , $b_3$ e $b_4$ .....	54

## LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

TEMA – Tubular Exchanger Manufacturers Association

CFD – Computacional fluid Dynamics/ Dinâmica dos fluidos computacionais

K – Condutividade térmica

MLDT - Diferença de Temperatura Média Logarítmica

mm – Milímetro

nm – Nanômetro

$\mu\text{m}$  - Micrômetro

Re – Número de Reynolds

A - Área média de transferência de calor [ $\text{m}^2$ ]

C - Capacidade Calorífica [ $\text{W/k}$ ]

$C_p$  - Calor específico [ $\text{J/Kg.k}$ ]

D - Diâmetro [ $\text{m}$ ]

$f$  - Fator de Atrito

h - Coeficiente de transferência de Calor [ $\text{W/m. k}$ ]

k - Condutividade Térmica [ $\text{W/m.k}$ ]

L - Comprimento do Tubo [ $\text{m}$ ]

$\dot{m}$  - Vazão mássica [ $\text{kg/s}$ ]

Nu - Número de Nusselt

Pr - Número de Prandtl

$Q_{\text{méd}}$  - Taxa média de transferência de calor [ $\text{W}$ ]

q - Taxa de transferência de calor [ $\text{W}$ ]

$q''$  - Fluxo de calor [ $\text{W/m}^2$ ]

$q_{\text{máx}}$  - Taxa de transferência de calor máxima [W]

Re - Número de Reynolds

V - Velocidade média [m/s]

U - Coeficiente Global de Transferência de Calor [W/m<sup>2</sup> . k]

T - Temperatura [°C]

$\Delta P$  - Perda de carga [Pa]

$\rho$  - Massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>2. JUSTIFICATIVA .....</b>	<b>3</b>
<b>3. OBJETIVOS .....</b>	<b>4</b>
<b>3.1 GERAL .....</b>	<b>4</b>
<b>3.2 ESPECÍFICOS .....</b>	<b>4</b>
<b>4. ASPECTOS TEÓRICOS .....</b>	<b>5</b>
<b>4.1 MÉTODO BELL-DELAWARE .....</b>	<b>7</b>
<b>4.2 FERRAMENTAS AUXILIARES .....</b>	<b>9</b>
<b>4.2.1 Correlação de Spearman.....</b>	<b>9</b>
<b>4.2.2 MiniTab Statistical Software 22.....</b>	<b>10</b>
<b>4.2.3 SolidWorks Manage 2024 .....</b>	<b>10</b>
<b>5. METODOLOGIA DA PESQUISA .....</b>	<b>11</b>
<b>5.1 CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO.....</b>	<b>11</b>
<b>5.2 DESENVOLVIMENTO PRÁTICO LABORATORIAL.....</b>	<b>18</b>
<b>5.2.1 Materiais.....</b>	<b>18</b>
<b>5.2.2 Métodos.....</b>	<b>18</b>
<b>5.2.3 Planejamento experimental.....</b>	<b>20</b>
<b>6. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>21</b>
<b>6.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>21</b>
<b>6.2 RESULTADOS ANALÍTICOS .....</b>	<b>25</b>
<b>6.2.1 Aplicação do Método Bell-Delaware .....</b>	<b>25</b>
<b>6.2.1.1 Escala laboratorial .....</b>	<b>25</b>
<b>6.2.1.2 Escala Industrial .....</b>	<b>28</b>
<b>6.2.2 Análise de Desempenho e Simulação.....</b>	<b>30</b>
<b>7. CONCLUSÕES.....</b>	<b>37</b>
<b>8. REFERÊNCIAS.....</b>	<b>38</b>
<b>APÊNDICE 1 - Metodologia de Cálculo para Trocadores de Calor Casco e Tubos (Método Bell-Delaware).....</b>	<b>41</b>
<b>1 Modelagem numérica analítica.....</b>	<b>41</b>
<b>1.1 Cálculos iniciais .....</b>	<b>41</b>

<b>1.2 Cálculo dos coeficientes de transmissão de calor por convecção.....</b>	<b>43</b>
<b>1.2.1 Lado tubo.....</b>	<b>43</b>
<b>1.2.2 Lado casco.....</b>	<b>44</b>
<b>1.3 Cálculo da área necessária.....</b>	<b>51</b>
<b>1.4 Cálculo das perdas de carga .....</b>	<b>52</b>
<b>1.4.1 Lado Tubo.....</b>	<b>52</b>
<b>1.4.2 Lado casco.....</b>	<b>53</b>

## **1. INTRODUÇÃO**

Os trocadores de calor são utilizados para transmitir energia térmica de um sistema para a sua vizinhança ou entre o próprio sistema. Eles podem ser classificados de várias maneiras, como pelo modo de operação, pela quantidade e natureza dos fluidos utilizados, pela maneira que é construído e outros fatores (ARAUJO, 2002).

Conforme a NBR 11696, os trocadores de calor foram classificados em relação ao seu tipo de construção, como: duplo-tubo, serpentina, placas, resfriados a ar, rotativo regenerativo os que foram citados são os mais encontrados na indústria, assim como o trocador de calor tipo casco e tubo (ABNT, 1991).

No caso do tipo casco e tubos, este design consiste em duas partes principais: o casco, que é a carcaça externa que envolve os tubos internos, e os tubos, que são condutores. Em ambos os lados circulam os fluidos (SAUNDERS, 1988). Essa estrutura oferece uma área de superfície significativa para a transferência de calor, sendo fundamental em aplicações na indústria química, como papel e celulose (HAN, 2014).

Para examinar o funcionamento e elaborar o design dos trocadores de calor, inúmeros procedimentos têm sido divulgados por variados autores ao longo dos anos (SAUNDERS, 1988).

O projeto de um trocador de calor envolve duas etapas principais: o projeto térmico e o projeto hidráulico (FERZIGER, 2002). O projeto térmico, realizado primeiro, dimensiona o equipamento para garantir a transmissão do calor necessária, ajustando parâmetros geométricos para atender requisitos como temperaturas de saída, vazão, restrições dimensionais e custos. Já o projeto hidráulico, feito posteriormente, considera a perda de carga no sistema, assegurando eficiência no bombeamento e evitando custos operacionais excessivos. (KUPPAN, 2000; YANG, 2014).

As metodologias utilizadas para o projeto deste tipo de equipamentos estão baseadas nas diferenças de temperaturas, como é o caso do método de Bell-Delaware, que considera os diferentes tipos de vazamentos existentes entre tubos e chicanas, entre cascos e chicanas, os diferentes tipos de escoamentos no interior do trocador e ainda as diferenças entre escoamentos com baixas e altas velocidades.

Este trabalho avaliou o desempenho de modelos matemáticos aplicados ao cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor em trocadores de casco e tubo, tanto em escala industrial quanto laboratorial. Foram realizadas comparações entre os valores teóricos calculados pelo modelo de Bell-Delaware e os dados especificados no projeto dos

equipamentos, verificando a aderência do modelo às condições reais de operação. Para isso, utilizou as equações descritas do método de Bell-Delaware (1960), baseado nas correntes de fluxos descritas por Tinker (1958).

Ferramentas auxiliares como o uso de softwares especializados e modelos analíticos possibilitam a avaliação precisa e eficiente do desempenho térmico desses dispositivos. Os modelos analíticos oferecem soluções matemáticas simplificadas, facilitando a compreensão teórica e a rápida avaliação do desempenho térmico (COSTA ET AL, 2018).

## **2. JUSTIFICATIVA**

Os trocadores de calor desempenham um papel fundamental em processos industriais que envolvem transferência de calor. Entre os diferentes tipos de trocadores, o modelo casco e tubos destaca-se pela sua versatilidade e eficiência. Para projetar estes equipamentos, foram desenvolvidos, ao longo das décadas, métodos matemáticos. Ainda utilizados, esses modelos permitem compreender e prever os fenômenos térmicos e fluidodinâmicos envolvidos em sua operação.

Nesse contexto, surge a seguinte pergunta orientadora para esta pesquisa: Como os métodos de modelagem matemática podem ser aplicados no projeto de trocadores de calor casco e tubos em escala laboratorial e industrial, e de que forma a precisão do modelo matemático pode ser comparada com as condições de projeto e realidade operacional?

A motivação da escolha do método Bell-Delaware foi devido a este ser uma metodologia que se aproxima mais da realidade, visto que leva em conta fatores de correção devido a diferentes situações.

O estudo do desempenho térmico desses trocadores de calor, por meio de metodologias, assegura a coerência entre as condições de projeto e a realidade operacional dos equipamentos. Também, contribui para desafios crescentes no monitoramento de processos industriais pela eficiência energética e sustentabilidade, destacando-se como um dos principais motivadores para esta pesquisa.

As contribuições deste trabalho estão voltadas ao desenvolvimento das competências e habilidades requeridas do profissional da área de Engenharia Química, como aprofundamento em aspectos técnicos de operações unitárias, incluindo o funcionamento, aplicação e detalhamento das partes de equipamentos de troca térmicas, e de conceitos básicos de controle de processos industriais.

As conclusões esperadas deste trabalho têm o potencial de ressaltar a importância teórica da aplicação do método Bell-Delaware em estudos de projetos de trocadores de calor, pela aplicabilidade prática e proximidade dos resultados calculados com os aspectos físicos reais.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1 GERAL**

Analisar o desempenho do método Bell-Delaware para projetos de trocadores de calor em escalas distintas.

#### **3.2 ESPECÍFICOS**

- Apresentar as partes constituintes de um trocador de calor, enfatizando as dimensões básicas do equipamento.
- Descrever a construção do protótipo.
- Utilizar o Modelo Matemático de Bell-Delaware no cálculo da área de troca térmica de trocadores de calor em escala laboratorial e industrial.
- Desenvolver cálculos baseados em dados históricos de instrumentos para avaliar a aplicação do método em condições reais de operação.
- Utilizar o software SolidWorks no cálculo da área de troca térmica de um trocador de calor industrial.
- Realizar uma comparação dos resultados da modelagem matemática e da simulação, quanto à proximidade com os aspectos técnicos de projeto industrial.

#### **4. ASPECTOS TEÓRICOS**

A ciência da termodinâmica estuda as formas pelas quais a energia é transferida e as interações entre o sistema e o meio em que está inserida. Essa interação pode ser chamada de trabalho ou de calor. A transferência de calor é um fenômeno intrínseco à natureza, fundamental para entender como a energia térmica se move entre diferentes meios e estuda os mecanismos de transporte de calor e a determinação da temperatura distribuída dos fluxos de calor. Esses mecanismos são chamados de convecção, condução e radiação (INCROPERA et al, 2008; AKYUREK et al, 2018).

Os trocadores de calor são dispositivos fundamentais em sistemas térmicos que facilitam a transferência de calor entre dois fluidos em diferentes temperaturas. (KREITH et al., 2014). Tais, promovem eficiência térmica em diversos processos industriais e aplicações, e podem ser usados para aquecimento ou resfriamento de fluidos, na produção de energia, na recuperação de calor em processos e no processamento químico (ÇENGEL et al., 2012; KREITH et al., 2014; INCROPERA et al., 2008).

Esses equipamentos são baseados nos princípios fundamentais da transferência de calor e nas equações derivadas dos fenômenos de transporte. Sua estrutura se divide em diferentes partes principais: casco, tubos, chicanas, bocais de entrada e saída, feixe de tubos, espelho, cabeçotes e materiais de vedação.

O casco é o invólucro externo cilíndrico que contém os fluidos e suporta os componentes internos do trocador. Ele direciona o fluxo do fluido pelo lado externo dos tubos, promovendo a troca de calor com o fluido que circula no interior dos tubos. É fabricado com materiais resistentes à pressão e corrosão, dependendo da aplicação (KERN, 1950).

Os tubos são condutos internos por onde um dos fluidos circula. Eles são os principais elementos de troca térmica, responsáveis pela condução do calor entre o fluido do lado interno e o fluido no casco. Geralmente, são fabricados de materiais metálicos de alta condutividade térmica, como cobre ou aço inoxidável (TEMA, 1999).

As chicanas são placas internas instaladas no lado do casco para redirecionar o fluxo do fluido em uma trajetória zig-zague. Elas aumentam a turbulência, melhorando o coeficiente de transferência de calor, e fornecem suporte estrutural ao feixe de tubos, reduzindo a vibração e aumentando a durabilidade do equipamento (KUPPAN, 2000).

Os bocais são aberturas no casco ou nos espelhos para entrada e saída dos fluidos. Eles garantem o direcionamento adequado dos fluidos para os lados do casco e dos tubos, sendo projetados para suportar as pressões e vazões operacionais (INCROPERA; DEWITT, 2008).

O feixe de tubos é o conjunto de tubos dispostos paralelamente dentro do casco. Esse componente é responsável por maximizar a área de troca térmica, aumentando a eficiência do equipamento. Pode ser fixo ou removível para facilitar a manutenção (TEMA, 1999).

O espelho é a placa onde os tubos estão fixados em suas extremidades. Ele separa o fluido no lado dos tubos do fluido no casco, garantindo vedação e direcionamento adequado do fluxo. É projetado para suportar altas pressões e minimizar vazamentos (KERN, 1950).

Os cabeçotes são componentes localizados nas extremidades do trocador de calor que fecham o lado dos tubos, permitindo a reversão ou entrada e saída do fluido no interior dos mesmos. Também servem para acessar os tubos durante a manutenção (KUPPAN, 2000).

As vedações são materiais instalados entre componentes como espelhos e tampas para evitar vazamentos de fluidos. Geralmente, são feitas de materiais resistentes a temperaturas e pressões elevadas, como borracha ou polímeros especiais (TEMA, 1999).

Os trocadores de calor utilizam os três mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. No contexto de trocadores de calor, os dois primeiros são os mais relevantes. A condução é o fenômeno que ocorre através das paredes dos tubos e é descrita pela Lei de Fourier, onde  $q$  é o fluxo de calor,  $k$  é a condutividade térmica,  $A$  é a área de transferência de calor e  $dT/dx$  é o gradiente de temperatura (INCROPERA; DEWITT, 2008).

$$q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (\text{Eq. 1})$$

A convecção ocorre devido ao movimento do fluido no lado do tubo e do casco. É descrita pela equação de Newton para transferência de calor, onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A$  é a área e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura média logarítmica (TEMA, 1999).

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 2})$$

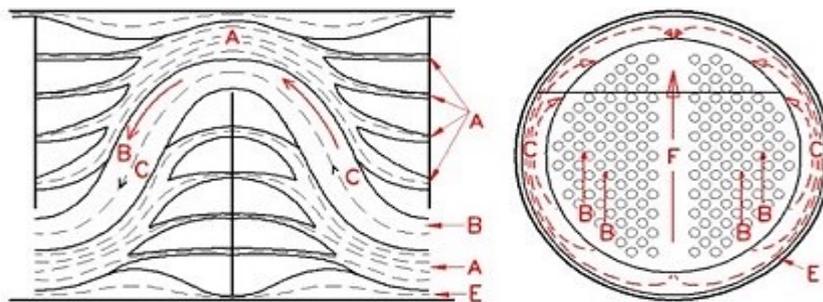
#### 4.1 MÉTODO BELL-DELAWARE

Neste tópico, estão descritas como o método semi-analítico Bell-Delaware pode estar relacionado à análise de eficiência dos trocadores de calor, e suas equações relacionadas estão descritas detalhadamente no APÊNDICE 1.

Após a coleta e análise dos dados do equipamento existente, estes são aplicados ao método semi-analítico de Bell-Delaware, que utiliza interações e equações termodinâmicas para calcular os principais parâmetros de projeto. Esses resultados permitem iniciar o detalhamento mecânico do trocador de calor, considerando normas específicas, como a TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), que estabelece diretrizes para a definição dos parâmetros geométricos em trocadores casco e tubos.

O método de Bell-Delaware é uma evolução do modelo proposto por Tinker em 1958, que dividiu o escoamento no casco em cinco correntes distintas, como ilustrado na Figura 4.1. Desenvolvido por Bell em 1963, o método combina abordagens analíticas e correlações semiempíricas, tornando-se amplamente utilizado para problemas envolvendo geometrias e condições de contorno complexas. Ele considera fatores de correção aplicados ao coeficiente de atrito para bancos de tubos ideais e ao coeficiente de transferência de calor, abrangendo desde escoamentos laminares até regiões de transição.

Figura 4.1- Modelo das correntes de Tinker.



Fonte: Bell e Mueller, 2001.

Legenda: Corrente A: Vazamentos através das folgas existentes entre os tubos e as chicanas; Corrente B: Escoamento cruzado através do feixe de tubos (corrente principal); Corrente C: Corrente que contorna o feixe de tubos; Corrente D: Vazamentos através das folgas existentes entre chicanas e o casco; Corrente E: Escoamentos através dos canais devido às divisões de passagem.

A abordagem analítica do método Bell-Delaware permite selecionar configurações ideais para trocadores de calor, garantindo que os fluxos mássicos atinjam as mudanças desejadas de temperatura e que as temperaturas de saída sejam previstas com precisão. Além

disso, pode-se analisar perdas de carga e eficiência térmica, contribuindo para otimização do equipamento em diferentes condições operacionais.

Estas correntes interagem umas com as outras, demandando um equacionamento complexo, o que inviabiliza o cálculo rigoroso do escoamento real. No entanto, o método do Bell-Delaware é baseado em dados experimentais sobre o desempenho termofluidodinâmico, onde se estudou o escoamento do fluido e a troca de calor em bancos de tubos ideais. Partindo do comportamento ideal teórico, alguns estudos elaborados investigaram o fenômeno da separação das correntes de fluido sobre a influência do vazamento casco-chicana na eficiência térmica de trocadores de calor com diferentes distâncias entre elas.

No trabalho de Bell (1960), são definidos os fatores de correção para as correlações de transferência de calor em um escoamento ideal e o modelo para perda de carga no casco. Taborek (1980) traz o detalhamento do método de Bell-Delaware que apresenta a equação do coeficiente de transferência de calor real no casco e a equação de perda de carga, respectivamente.

Para iniciar o cálculo termodinâmico através do respectivo método devem ser avaliadas as condições de processo, como as temperaturas de entrada ( $T_1, t_1$ ) e saída ( $T_2, t_2$ ) de cada fluido e suas vazões mássicas ( $m_q, m_f$ ). Dessas seis variáveis, ao menos, cinco costumam ser conhecidas, no qual a sexta é obtida pelo balanço de energia global. Deve-se também obter, para os dois fluidos, as propriedades físicas necessárias para o projeto, como massa específica ( $\rho$ ), viscosidade dinâmica ( $\mu$ ), condutividade térmica ( $k$ ) e o calor específico ( $c_p$ ).

O método baseia-se essencialmente em determinar, após a inserção de todos os dados necessários, a área disponível para a troca térmica no trocador e a área requerida para realizar a transferência de calor planejada.

A abordagem considera fatores que descrevem a transferência de calor e as perdas de pressão em feixes de tubos ideais, ajustados pelas distorções introduzidas pela presença de chicanas, e devido a vazamentos e by-passes através das folgas, cada corrente que atravessa esses espaços é corrigida por fatores que ajustam os cálculos de transferência de calor para o comportamento real do escoamento no feixe de tubos. (BIZZO, 2007).

No início do projeto é especificado uma perda de carga máxima ( $\Delta P_{máx}$ ) que cada corrente pode ter. As propriedades físicas são avaliadas separadamente, recorrendo a correlações e parâmetros fixos apresentadas no APÊNDICE 1 .

## 4.2 FERRAMENTAS AUXILIARES

### 4.2.1 Correlação de Spearman

A correlação de Spearman é uma medida estatística não-paramétrica que avalia a força e a direção de uma relação monotônica entre duas variáveis (MYERS et al., 2010). Diferentemente do coeficiente de correlação de Pearson, que analisa relações lineares, Spearman utiliza os rankings dos dados, o que o torna adequado para situações em que os pressupostos de linearidade e normalidade não são atendidos (FIELD, 2013). O coeficiente de correlação de Spearman ( $\rho$ ) varia entre -1 e +1, classificado assim:

- +1: relação monotônica positiva perfeita (quando uma variável aumenta, a outra também sempre aumenta);
- -1: relação monotônica negativa perfeita (quando uma variável aumenta, a outra sempre diminui);
- 0: ausência de relação monotônica.

Para realizar a análise, inicialmente foram extraídos os valores de diferentes códigos de identificação individual de variáveis de uma plataforma de gestão de dados, utilizando dados capturados do processo e armazenados. Os dados foram configurados para registros horários ao longo de dois meses, organizados em colunas de uma planilha no Excel.

Com esses dados, utilizou-se um código em Python para calcular a matriz de correlação de Spearman. A matriz representa a relação entre todas as combinações possíveis dessas variáveis. Por fim, foi criado um heatmap, uma visualização gráfica onde as cores facilitam a interpretação dos coeficientes.

Na literatura estatística, é comum classificar os valores do coeficiente de correlação da seguinte forma:

- 0,0 a 0,3: correlação fraca ou inexistente;
- 0,3 a 0,5: correlação moderada;
- 0,5 a 0,7: correlação forte;
- 0,7 a 1,0: correlação muito forte (MYERS et al., 2010).

Adotar o valor absoluto de 0,5 como referência para uma boa correlação é, portanto, interpretado como suficientemente representativo de uma associação consistente entre as variáveis.

#### 4.2.2 MiniTab Statistical Software 22

O Minitab é um programa de computador proprietário voltado para fins estatísticos utilizado em empresas num nível mais avançado de utilização, tendo funções mais específicas voltadas para gerenciamento. Ele oferece uma gama de ferramentas para análise de variáveis, como gráficos descritivos, testes de hipóteses, regressões e cálculo de correlações, sendo essencial para a modelagem e interpretação de dados (MONTGOMERY, 2013).

No trabalho, os dados foram importados para o programa utilizando uma licença da versão MiniTab Workspace, pertencente a uma empresa de papel e celulose, onde foram aplicados métodos estatísticos como modelos de regressão. Na metodologia aplicada, o software MiniTab foi empregado para realizar a análise dos dados relacionados ao controlador de temperatura do trocador de calor, com o objetivo de avaliar as flutuações de temperatura e a resposta do controlador, para desenvolver uma modelagem matemática confiável.

#### 4.2.3 SolidWorks Manage 2024

O SolidWorks é um software de modelagem tridimensional (3D) que pode realizar simulação por volumes finitos. A ferramenta integra módulos como o Flow Simulation, que possibilita simulações de dinâmica de fluidos computacional (CFD) para prever o comportamento de fluidos e transferências de calor em modelos físicos complexos (DASSAULT SYSTÈMES, 2021).

O modelo de turbulência RANS -  $k$ - $\epsilon$  (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) emprega uma abordagem de simulação para descrever o comportamento médio do fluxo de fluido, complementada pela equação de energia cinética turbulenta ( $k$ ) e pela taxa de dissipação turbulenta ( $\epsilon$ ) (VERSTEEG, 2007).

Neste trabalho, foi realizada uma simulação com o objetivo de avaliar visualmente o perfil de temperatura ao longo do equipamento e quantificar o calor trocado, a fim de ser calculada a área de troca térmica, pela equação de projeto:

$$q = U_D \cdot A \cdot \Delta t \quad (\text{Eq. 3})$$

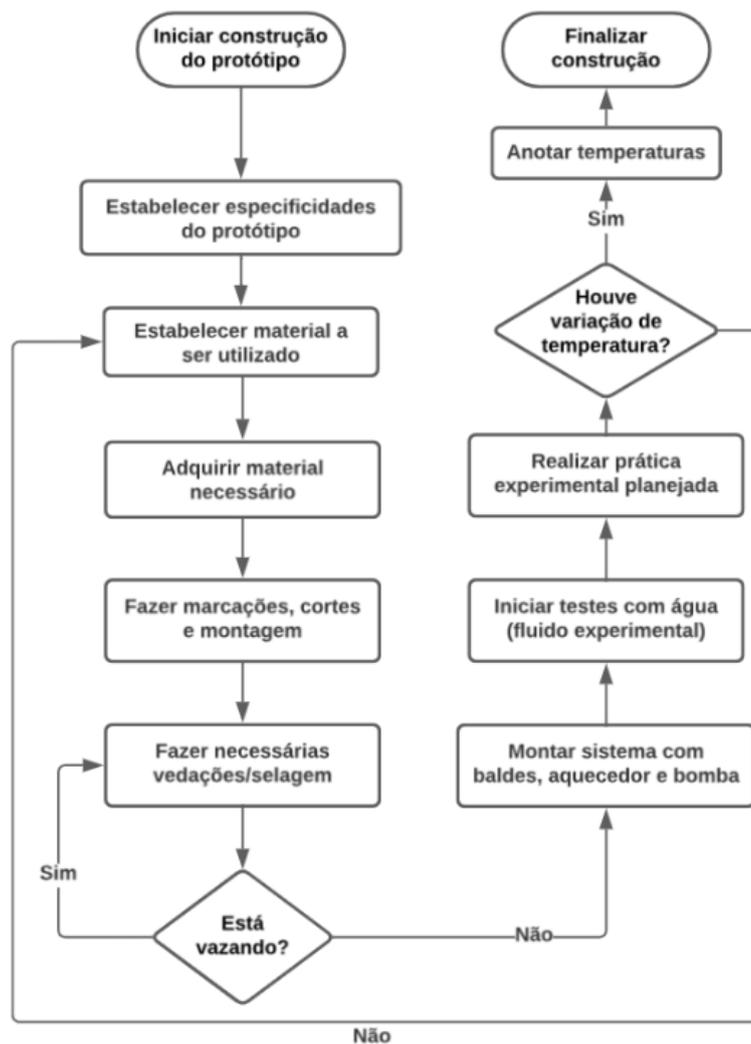
O tipo de licença utilizada neste trabalho foi SolidWorks Manage Editor, pertencente a uma empresa de papel e celulose.

## 5. METODOLOGIA DA PESQUISA

### 5.1 CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO

Neste tópico, estão descritas as dimensões e especificações detalhadas do trocador de calor, incluindo características como tamanho, formato, materiais utilizados e disposição dos componentes internos. Além disso, são apresentados os passos seguidos para a montagem do protótipo do trocador (Figura 5.1), abrangendo desde a seleção dos materiais até a montagem propriamente dita, destacando-se aspectos como a inserção dos tubos e chicanas e a fixação do casco. Essas informações são essenciais para compreender a estrutura física do protótipo e o processo de sua construção, fornecendo uma base sólida para as análises e experimentos realizados posteriormente.

Figura 5.1 – Fluxograma de metodologia.

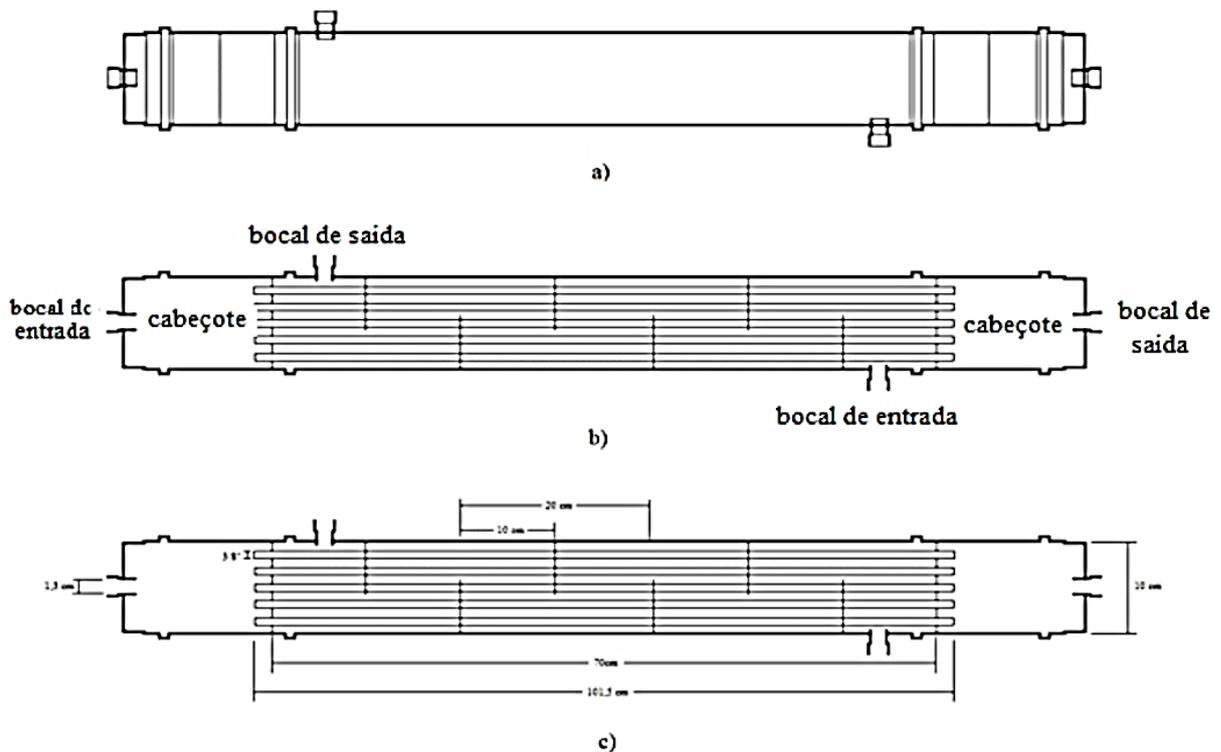


Fonte: Autoria própria, 2024.

Primeiro, foi realizado o projeto do trocador de calor quanto à sua estrutura, contendo as informações básicas e os elementos principais constituintes, como casco, tubos e chicanas.

Na Figura 5.2, foi apresentado o desenho externo do trocador de calor (a), o desenho interno (b) e as cotações (c) de tamanho e distância dos elementos.

Figura 5.2 – Projeto do trocador de calor: a) Desenho externo; b) Desenho interno; c) Cotações.

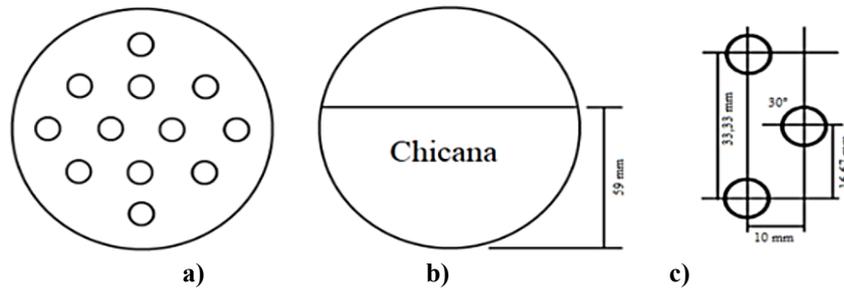


Fonte: Costa et al, 2018.

Para melhor visualização do interior do casco, também foi feito o projeto da ordenação dos tubos do trocador de calor (Figura 5.3a), bem como o corte da chicana (Figura 5.3b) e os espaçamentos dos tubos centrais (Figura 5.3c).

A adaptação ocorreu por meio da diminuição dos número de tubos do projeto utilizado como base para o desenvolvimento do protótipo neste estudo.

Figura 5.3 – Interior do casco: a) Ordenação dos tubos; b) Corte da chicana; c) Espaçamentos dos tubos.



Fonte: Adaptado de Costa et al, 2018.

Para realizar os procedimentos de montagem, foram necessários os seguintes materiais listados a seguir (Tabela 5.1):

**Tabela 5.1-** Materiais utilizados na construção do protótipo.

1,5 m Tubo de PVC (100mm);

9 m Tubo de cobre (3/8");

3 m Barra roscada (1/4");

40 porcas sextavada e arruelas lisa (1/4");

4 Adaptadores Rosca Externa para Mangueira (1/2");

4 Abraçadeiras;

8 m Mangueira (1/2");

2 Tampa cega cano (100mm);

Durepoxi;

Resina epóxi;

2 Bombas submersas;

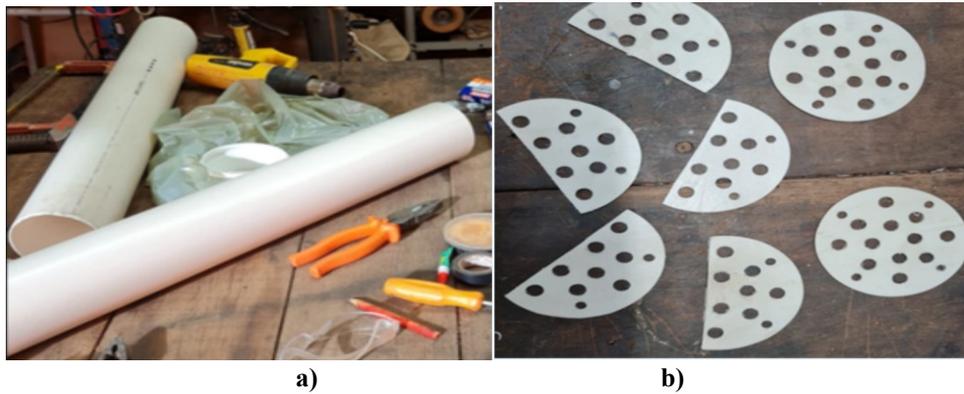
Ebulidor;

2 Baldes.

Fonte: Autoria própria, 2023.

Para ser o casco do trocador, foi cortado 100 cm de tubo de PCV e os 50 cm restantes foi reservado para a preparação das 6 chicanas (Figura 5.4a), no qual o PVC passou por um processo de aquecimento e modelação para ficar plano, e nele foram feitas marcações para o recorte das chicanas internas e das tampas inicial e final, com os furos.

Figura 5.4 – a) Casco e chicanas de PVC; b) Perfurações das chicanas.



Fonte: Autoria própria, 2023.

Neste, foram realizados os furos nas chicanas e tampas de acordo com as marcações, para possibilitar a passagem dos tubos de cobre (Figura 5.4b).

Posteriormente, os tubos de cobre foram cortados a 74 cm cada, totalizando 12 tubos de cobre. As hastes de ferro foram cotadas a 76 cm cada e colocadas nas 4 extremidades das chicanas, para fortalecer a estrutura e facilitar o encaixe dos tubos. Elas foram fixadas com as porcas e arruelas, separando cada chicana a 10 cm de distância umas das outras (Figura 5.5). E por fim, foi colocado os tubos de cobre em cada furo das chicanas, finalizando a parte interna do trocador de calor (Figura 5.6).

Figura 5.5 – Estrutura interna com as chicanas para inserção dos tubos de cobre.



Fonte: Autoria própria, 2023.

Figura 5.6 – Estrutura interna do trocador de calor finalizada.



Fonte: Autoria própria, 2023

Posteriormente, a estrutura interna foi inserida dentro do casco de PVC e foi selada com durepoxi para prevenir quaisquer vazamentos (Figura 5.7). Também foram feitos dois furos no casco para a entrada e saída do fluido frio, e dois furos nos cabeçotes para a entrada e saída do fluido quente. Nesses furos foram inseridos os adaptadores de 20 mm para o encaixe com a mangueira de 13 mm, onde selados com durepoxi (Figura 5.8).

Figura 5.7 – Casco e tubos montados e vedados.



Fonte: Autoria própria, 2023.

Figura 5.8 – Adaptadores de entrada e saída dos fluidos conectados e vedados.



Fonte: Autoria própria, 2023.

O comprimento do casco é maior do que o comprimento dos tubos para que nele fosse possível ter espaço para o fluido quente preencher simultaneamente todos os tubos de cobre, deixando o trocador com 101,5 cm de comprimento (Figura 5.9).

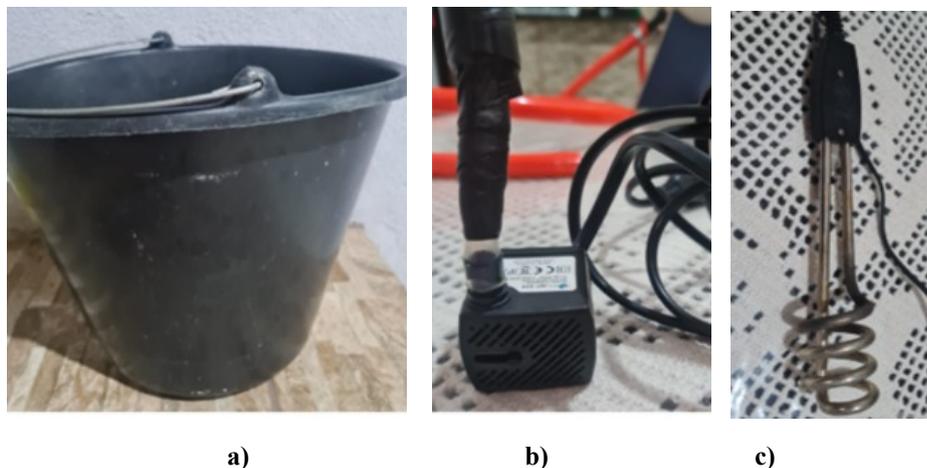
Figura 5.9 – Casco e tubos montados e vedados.



Fonte: Autoria própria, 2023.

Como reservatório foram utilizados 2 baldes de plásticos de 12 L cada, um para a água quente e outro para a água fria (Figura 5.10a). As bombas submersas de 12V e vazão de 240 L/h também foram utilizadas, uma para o fluido quente e outra para o fluido frio (Figura 5.10b). E para o aquecimento do fluido, foi utilizado o ebulidor (Figura 5.10c).

Figura 5.10 – (a) Reservatórios de água; (b) Bomba submersa para água quente; (c) Ebulidor.



Fonte: Autoria própria, 2023.

Então, o sistema completo do protótipo de trocador de calor do tipo casco e tubos é ilustrado na Figura 5.11 abaixo. Observa-se que o trocador inicial projetado apresenta um comprimento superior ao teórico (trabalho de referência utilizando outro material para o casco) para alcançar a mesma capacidade de troca de calor.

Figura 5.11 – Sistema do protótipo de trocador de calor casco e tubos.



Fonte: Autoria própria, 2023.

Essa discrepância decorre do não atingimento de uma eficiência total de 100% no equipamento, devido a perdas inerentes ao processo. Esses aspectos são cruciais para compreender não apenas o funcionamento do trocador, mas também suas limitações e áreas potenciais de melhoria, para futura otimização.

Na tabela abaixo estão inseridas as dimensões e especificidades deste protótipo de trocador de calor, com base nas medidas utilizadas para sua construção.

**Tabela 5.2-** Especificidades do protótipo de trocador de calor.

Descrição	Medidas	Unidades
Número de tubos (n)	12	
Ângulo entre os tubos	30° alternados	
Número de chicanas	8	
Comprimento dos tubos	74	cm
Comprimento do casco	100	cm
Diâmetro interno dos tubos internos	0,893	cm
Diâmetro externo dos tubos internos	0,953	cm
Espessura da parede dos tubos internos	0,60	mm
Diâmetro interno do casco	9,98	cm
Diâmetro externo do casco	10,16	cm
Espessura da parede do casco	1,8	mm
Material dos tubos	Cobre	
Material do casco	PVC	

Fonte: Autoria própria, 2023.

## 5.2 DESENVOLVIMENTO PRÁTICO LABORATORIAL

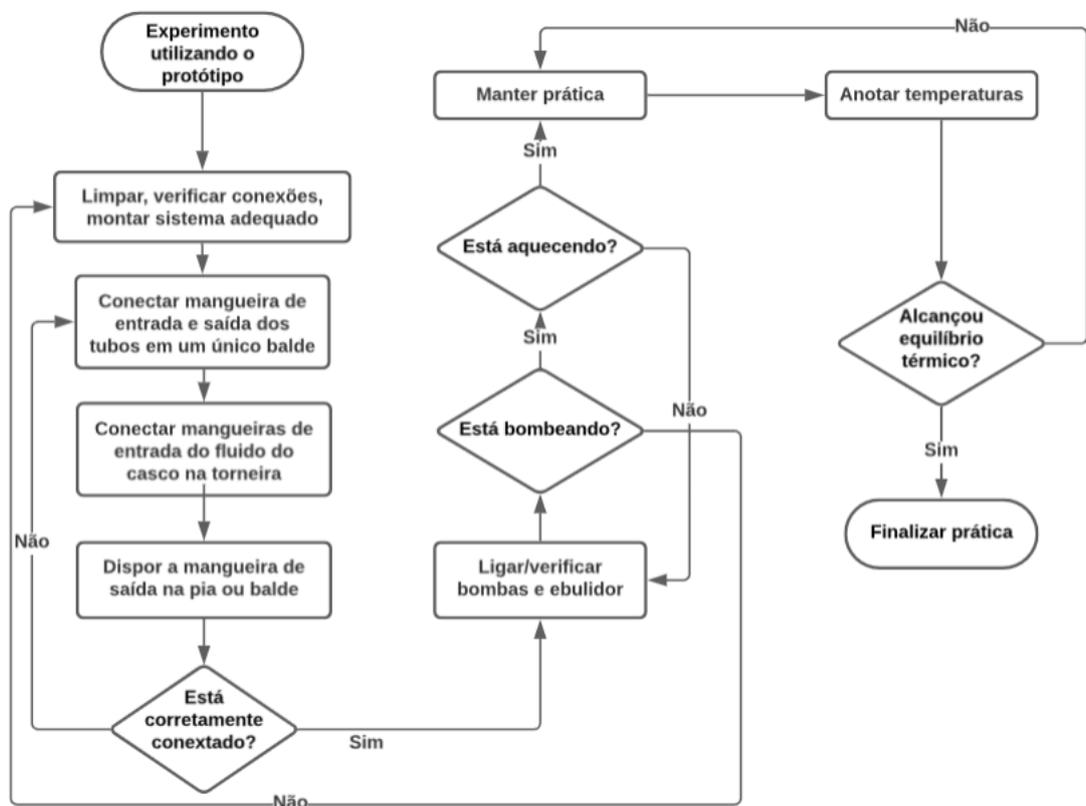
### 5.2.1 Materiais

- Trocador de Calor tubular do tipo Casco e Tubos (protótipo);
- 2 recipientes (tanques/baldes);
- Aquecedores (ebulidores);
- Fluidos;
- Termômetro.

### 5.2.2 Métodos

Antes de iniciar o experimento, o protótipo deve ser preparado de acordo com as especificações do procedimento experimental, incluindo limpeza, verificação das conexões e montagem dos componentes necessários. É importante também a escolha dos fluidos que serão utilizados no experimento.

Figura 5.12 – Fluxograma de realização das práticas experimentais.



Fonte: Autoria própria, 2023.

Deve-se, inicialmente, encher um recipiente (balde) com um fluido e, em seguida, aquecê-lo, como por meio da inserção do ebulidor e ligá-lo. Neste recipiente, devem estar as mangueiras de entrada e saída do fluido quente. Em outro recipiente, coloca-se a mangueira de saída do fluido frio, sendo a alimentação da mangueira ligada à torneira.

Para operação, inicia-se o fluxo dos fluidos através do interior do casco e dos tubos, deste modo, deve-se ligar as bombas ou torneiras para as alimentações necessárias, certificando-se que o fluido de aquecimento esteja com a saída de reciclo inserida corretamente no mesmo recipiente para que permaneça cheio e o processo contínuo, conforme Figura 5.11.

Para o procedimento, é importante que o sistema alcance o equilíbrio térmico, isto é, deve-se esperar para que as temperaturas de entrada e saída permaneçam constantes.

Assim, devem ser monitoradas continuamente as condições de operação, registrando dados em intervalos regulares pré-definidos.

Após a conclusão do experimento, deve-se realizar a desmontagem do trocador de calor e limpeza dos componentes conforme necessário, pois ajuda a garantir a integridade do equipamento e a prepará-lo para experimentos futuros.

### 5.2.3 Planejamento experimental

A princípio, realizou-se um planejamento fatorial para encontrar as melhores condições de operação para simulação do protótipo, com finalidade de investigar e compreender como diferentes variáveis afetaram no experimento. Por meio deste, é possível analisar múltiplas variáveis simultaneamente, identificar interações entre elas e otimizar o processo de forma eficiente.

No planejamento deste trabalho representado na Tabela 5.3, as variáveis avaliadas foram: os fluidos aquecidos e escoados pelos tubos, tipo de escoamento (o arranjo de correntes em paralelo e contracorrente) e vazão volumétrica deste. Os fluidos utilizados de forma alternada foram: álcool etílico (etanol) e água deionizada. As vazões volumétricas foram determinadas por um controlador de vazão. Alguns experimentos foram realizados em duplicata.

**Tabela 5.3 - Planejamento fatorial 2<sup>3</sup>.**

Fatores				Níveis	
Ensaio	Vazão	Fluido	Arranjo	Inferior(-1)	Superior(1)
I	1	1	1	Água	Álcool
II	1	1	-1		
III	1	-1	1		
IV	1	-1	-1	Contracorrente	Paralelo ou Concorrente
V	-1	1	1		
VI	-1	1	-1		
VII	-1	-1	1	7,2 (L/min)	5,4 (L/min)
VIII	-1	-1	-1		

Fonte: Autoria própria, 2023.

Os experimentos foram realizados conforme a descrição deste tópico. A estrutura do protótipo para realização foi montada conforme Figura 5.11. Esses níveis representam as condições dos fatores selecionados, e a variação entre eles permite avaliar o efeito individual e conjunto (interações) dos fatores sobre a variável de resposta.

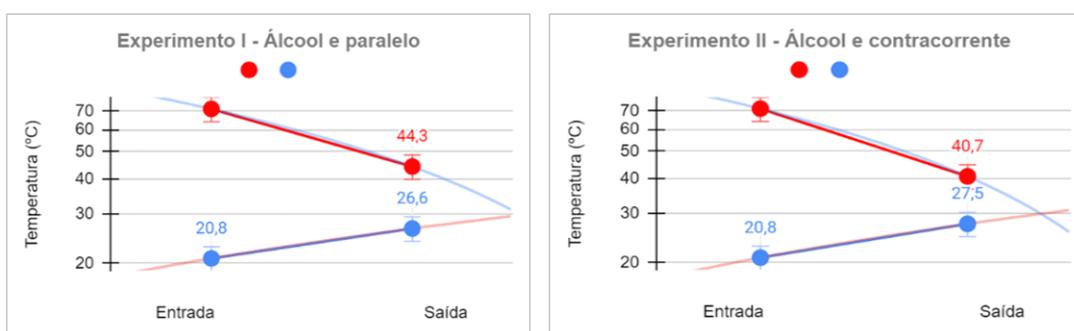
## 6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 6.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Com base na metodologia descrita, o procedimento prático laboratorial (Item 5.2) guiou os experimentos deste trabalho, feitos conforme o planejamento fatorial (Item 5.2.3). Os dados foram retirados por meio de anotações ao longo do desenvolvimento das práticas. Alguns experimentos foram realizados em duplicata.

Os resultados obtidos segundo o planejamento experimental são apresentados nas Figuras 6.1 e 6.2.

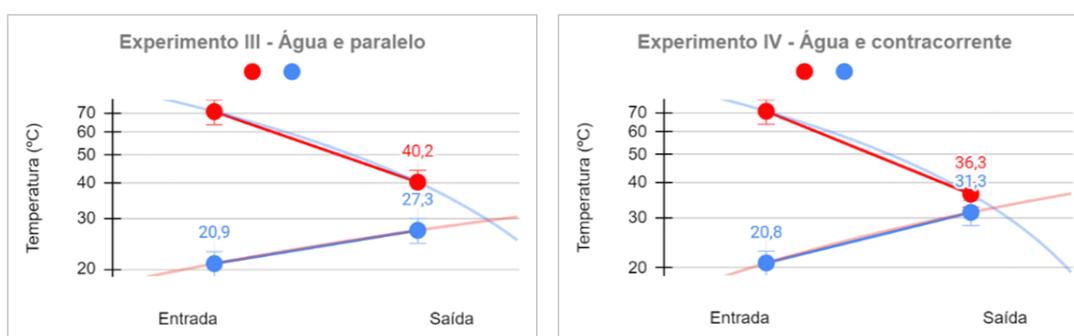
Figura 6.1- Experimentos I, II na vazão 5,4 (L/min).



Fonte: Autoria própria, 2024.

Os experimentos I e II foram realizados com álcool a vazão fixa, variando o arranjo. Pode-se inferir por meio da diferença de temperatura nas linhas de saída dos fluidos que, quanto maior proximidade entre os valores houver, maior transferência de calor houve ao longo do dispositivo. Neste caso, a distância entre as temperaturas no arranjo em contracorrente foi menor, indicando maior troca térmica.

Figura 6.2- Experimentos III e IV na vazão 5,4 (L/min).



Fonte: Autoria própria, 2024.

De maneira semelhante, a Figura 6.2 possui os experimentos realizados com a vazão fixa e arranjo alternado. Para a água, o arranjo em contracorrente favoreceu uma maior troca térmica ao longo do protótipo nas práticas realizadas.

Como podemos observar na Figura 6.1 e Figura 6.2, ao fixar a vazão e alternar os fluidos e o arranjo de operação, evidencia-se a influência do sentido do escoamento e das características dos fluidos na troca térmica.

Tanto o álcool quanto a água demonstraram maior eficiência na troca térmica quando utilizados no arranjo contracorrente, devido ao melhor aproveitamento do gradiente térmico ao longo do equipamento. Apesar das diferenças na capacidade calorífica e calor específico, com a água apresentando valor superior ao álcool, mostrado na Tabela 6.1, ambos os fluidos maximizaram a troca de calor em condições similares.

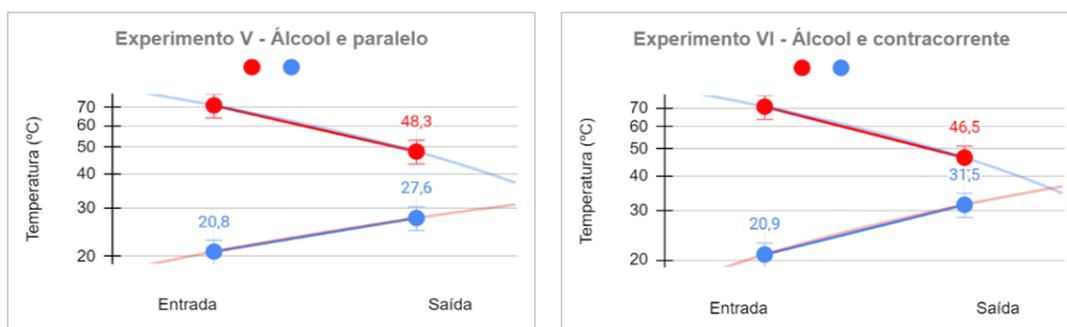
**Tabela 6.1 – Capacidade calorífica dos fluidos.**

Água	4,18	kJ/(kg·K)
Álcool etílico	2,44	kJ/(kg·K)

Fonte: BIRD et al, 1982.

Comparando os valores obtidos entre si, os resultados foram favorecidos com o uso de água desmineralizada aquecida no interior dos tubos, evidenciando sua melhor utilização quando comparada ao uso do álcool etílico que, por sua vez, obteve valores inferiores.

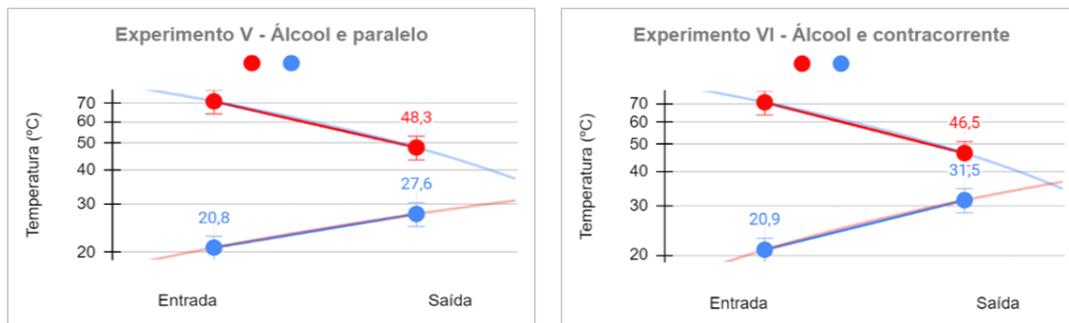
Figura 6.3- Experimentos V, VI na vazão 7,2 (L/min).



Fonte: Autoria própria, 2024.

Os experimentos V, VI, VII e VIII foram realizados em uma vazão no interior dos tubos diferente dos experimentos I, II, III e IV, sendo tal maior que a anterior. Ao realizar os experimentos V e VI, observa-se que a diferença de temperatura entre as saídas dos fluidos foi menor no experimento VI com a configuração em contracorrente.

Figura 6.4- Experimentos VII, VIII na vazão 7,2 (L/min).



Fonte: Autoria própria, 2024.

Como podemos observar na Figura 6.4, semelhante aos experimentos anteriores, embora ambos os fluidos tenham mostrado melhor desempenho em contracorrente, a água superou o álcool em eficiência térmica nesse arranjo.

Tabela 6.2 - Propriedades de condução de calor dos fluidos.

Fluido	Calor específico ( $c_p$ )	Unidades
Água deionizada	4,18	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Álcool etílico	2,44	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$

Fonte: BIRD et al, 1982.

Como podemos observar na Tabela 6.2 a água deionizada possui um calor específico significativamente maior do que o álcool etílico, o que favorece uma taxa de transferência de calor mais rápida por condução quando utilizada.

Analogamente, a configuração contracorrente possui maior diferença de temperatura média logarítmica ao longo do trocador e consequente melhor aproveitamento do gradiente de temperatura disponível, resultando em uma transferência de calor mais eficiente em comparação com a configuração em paralelo.

Analisando os valores resultantes dos experimentos apresentados nas Figuras 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4, pode-se observar que a condição de maior eficiência de troca térmica foi a que utilizou a vazão de 7,2 (L/min), com água deionizada aquecida e em arranjo contracorrente. Tal fato pode ser justificado pelas propriedades físicas dos fluidos, pela melhor eficácia da configuração e pela maior taxa de fluxo para o trocador de calor avaliado.

Além disso, vazões mais altas de escoamento no interior dos tubos resultam em maior turbulência do fluido, o que aumenta a taxa de convecção e, conseqüentemente, a transferência de calor entre o fluido e a superfície do tubo. A turbulência promove a mistura mais eficaz do fluido próximo à parede do tubo, diminuindo a camada limite térmica e aumentando a taxa de transferência de calor.

Portanto, para as etapas posteriores de simulação, os parâmetros operacionais adotados foram obtidos pelo experimento VIII, devido à sua maior troca de calor.

Para maximizar a eficiência do trocador de calor, é essencial ajustar a vazão do fluido quente para um valor ideal, otimizando a transferência de calor e permitindo que o fluido frio atinja temperaturas mais elevadas dentro das condições operacionais.

Inicialmente, foi elaborada uma tabela com os dados experimentais de temperatura, a partir dos quais se calculou a troca de calor no experimento. Para melhorá-la, definiu-se um valor superior de troca de calor como meta, aplicando-se as ferramentas Goal Seek e Solver para determinar a vazão ideal do fluido quente que atendesse às demandas.

O Goal Seek (ou “Atingir Meta”) no Excel ajusta automaticamente o valor de uma célula de entrada para alcançar um resultado específico em outra célula, com base em uma fórmula inserida.

Com a troca de calor otimizada, foi possível calcular um novo valor para a temperatura de saída do fluido frio, registrados na Tabela 6.3.

**Tabela 6.3 - Condições de operação otimizadas.**

<b>Propriedades</b>	<b>Valor otimizado</b>	<b>Unidades (SI)</b>
Temperatura de saída do fluido frio ( $t_2$ )	43	$^{\circ}\text{C}$
Vazão mássica de entrada do fluido quente ( $m_q$ )	0,103	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Calor trocado ( $Q_1$ )	13000	$\frac{\text{J}}{\text{s}}$

Fonte: Autoria própria, 2024.

## 6.2 RESULTADOS ANALÍTICOS

### 6.2.1 Aplicação do Método Bell-Delaware

#### 6.2.1.1 Escala laboratorial

A princípio, foram estabelecidas as condições de operação (Tabela 6.4), os dados físico-químicos para os fluidos quente e frio com base nestas condições (Tabela 6.5), e os parâmetros adicionais.

Também, pela literatura, tem-se o valor indicado por Kern de perda de carga máxima ( $\Delta P_{m\acute{a}x}$ ) de 0,67 bar, e o coeficiente global de transferência de calor adotado ( $U_D$ ), de acordo com Perry, deve estar na faixa de 250 a 500, portanto, o valor a ser utilizado é 350, pois é um valor médio que permite uma maior flexibilidade para ajustes.

**Tabela 6.4 - Condições de operação.**

Propriedades	Valores	Unidades (SI)
Temperatura de entrada do fluido quente ( $T_1$ )	70,0	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de entrada do fluido frio ( $T_2$ )	20,8	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de saída do fluido quente ( $t_1$ )	40,5	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de saída do fluido frio ( $t_2$ )	43	$^{\circ}\text{C}$
Vazão mássica de entrada do fluido quente ( $m_q$ )	0,103	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Vazão mássica de entrada do fluido frio ( $m_f$ )	0,111	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Fonte: Autoria própria, 2024.

Segundo dados da literatura, o fator combinado de incrustação para os dois fluidos em questão é de 0,0048 e os parâmetros estão restritos à operação com o controle de vazão no fluido quente (água deionizada a  $70^{\circ}\text{C}$ ), o qual escoa pelo interior dos tubos, e o fluido frio (água mineral a  $20^{\circ}\text{C}$ ) pelo interior do casco.

As propriedades físico-químicas foram encontradas para as temperaturas médias dos fluidos. Além disso, a temperatura de saída do fluido frio ( $t_2$ ) experimental serve de base para comparações de desempenho do trocador de calor, quando comparada ao valor calculado no projeto.

Tabela 6.5 – Dados físico-químicos dos fluidos.

Propriedades	Valores	Unidades (SI)
Viscosidade do fluido quente ( $T_1$ )	0,478	$mPa \cdot s$
Viscosidade do fluido frio ( $T_2$ )	1,002	$mPa \cdot s$
Condutividade térmica do fluido quente ( $t_1$ )	0,681	$\frac{W}{m \cdot K}$
Condutividade térmica do fluido frio ( $t_2$ )	0,596	$\frac{W}{m \cdot K}$
Calor específico do fluido quente ( $c_q$ )	4177	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Calor específico do fluido frio ( $c_f$ )	4179	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Massa específica do fluido quente ( $m_f$ )	0,983	$\frac{kg}{m^3}$
Massa específica do fluido frio ( $m_f$ )	1,000	$\frac{kg}{m^3}$

Fonte: Autoria própria, 2024.

Como o fluido utilizado tanto no casco quanto nos tubos é água, caracterizada por baixa viscosidade, e a faixa de temperatura é estreita, a variação de suas propriedades físicas pode ser considerada linear. Essa linearidade permite adotar uma abordagem simplificada no projeto, sem comprometer significativamente a precisão dos resultados.

Ao comparar o resultado obtido pelo balanço térmico (Equação 1), de 48,75 °C, com o valor medido experimentalmente, de 36,35 °C, percebe-se que a eficiência operacional do protótipo é inferior a ideal, sugerindo limitações físicas do sistema.

A área inicialmente projetada para troca térmica do protótipo é de 0,58 m<sup>2</sup>, baseada nas dimensões físicas do equipamento e em sua construção. No entanto, ao aplicar o método Bell-Delaware, a área efetiva calculada foi de apenas 0,048 m<sup>2</sup>, 92% inferior à projetada.

O fator de correção F, que depende do arranjo dos escoamentos, deve estar entre 0,75 e 0,80 para garantir a eficiência do projeto. Para o protótipo, o método Bell-Delaware resultou em um F de 0,54, indicando a necessidade de duas passagens nos tubos para atingir as temperaturas desejadas.

Adicionalmente, a perda de carga foi estimada em 3,65 bar, muito acima do limite aceitável de 0,67 bar, reforçando as limitações do projeto.

Com base nos resultados experimentais e na modelagem matemática, conclui-se que o protótipo necessita de otimizações para as condições analisadas. Os dados fornecidos pelo modelo matemático reforçam a necessidade de ajustes no projeto para melhorar seu desempenho e atender às expectativas de eficiência térmica.

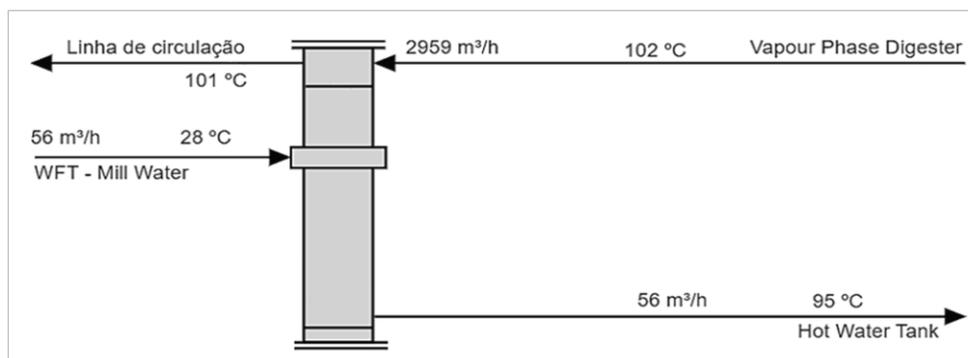
Uma estratégia viável é aprimorar o isolamento externo do trocador de calor, reduzindo as perdas térmicas para o ambiente e garantindo que uma maior quantidade de energia seja transferida diretamente entre os fluidos. Essa melhoria pode ser implementada aplicando materiais isolantes ao equipamento já montado, sem a necessidade de modificações estruturais.

Outras estratégias podem ser avaliadas, como aumentar a vazão, alterar os fluidos, dispor de outros sistemas de aquecimento e bombeamento mais aprimorados, que são alternativas viáveis para melhorar o desempenho de troca térmica do protótipo em seus experimentos laboratoriais.

### 6.2.1.2 Escala Industrial

Um trocador de calor industrial instalado em uma empresa de papel e celulose no interior do Mato Grosso do Sul foi utilizado como referência para validar o modelo matemático. Elaborou-se um fluxograma com as condições de operação projetadas para o funcionamento do equipamento.

Figura 6.5 – Fluxograma de processo.



Fonte: Autoria própria, 2024.

O coeficiente global de transferência de calor ( $U_D$ ) foi definido dentro da faixa de 50 a 75, conforme as recomendações de Perry. Considerando o projeto base do equipamento foram estabelecidas as condições de operação (Tabela 6.6).

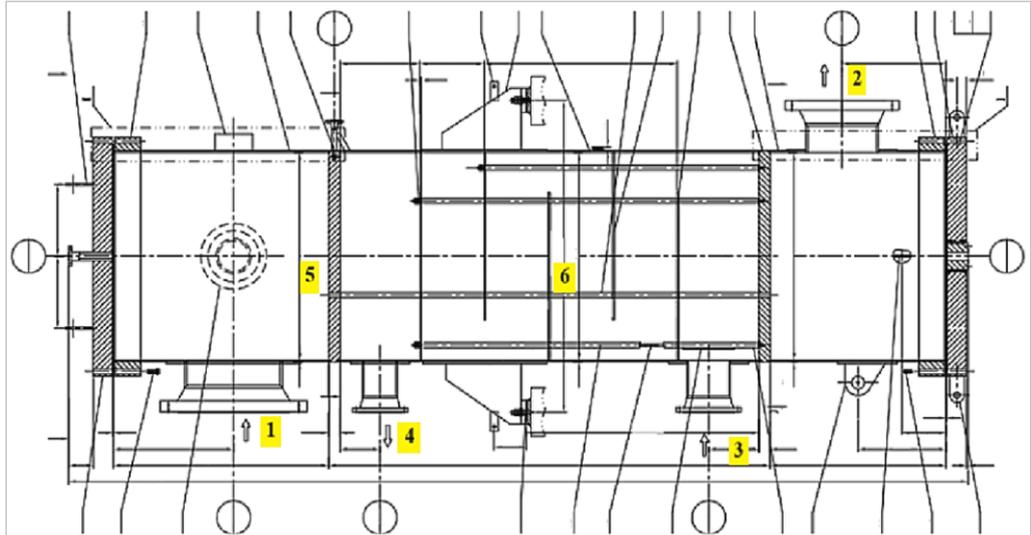
Tabela 6.6 - Condições de operação.

Propriedades	Valores	Unidades SI
Temperatura de entrada do fluido quente ( $T_1$ )	102	°C
Temperatura de entrada do fluido frio ( $T_2$ )	28	°C
Temperatura de saída do fluido quente ( $t_1$ )	101	°C
Temperatura de saída do fluido frio ( $t_2$ )	95	°C
Vazão mássica de entrada do fluido quente ( $m_q$ )	2959	$\frac{m^3}{h}$
Vazão mássica de entrada do fluido frio ( $m_f$ )	56	$\frac{m^3}{h}$

Fonte: Autoria própria, 2024.

Ao utilizar os parâmetros técnicos com os detalhamentos de projeto do fabricante do equipamento, conforme sinalizados na Figura 6.6 abaixo, foi possível aplicar o método Bell-Delaware.

Figura 6.6 – Dados de design de um trocador industrial.



Fonte: Autoria própria, 2024.

Legenda: 1: Bocal de entrada do fluido quente ; 2: Bocal de saída do fluido quente; 3: Bocal de entrada do fluido frio; 4: Bocal de saída do fluido frio; 5: Feixe de tubos; 6: Chicanas.

Conforme registrado nas informações técnicas, a área real utilizada pelo projeto é de  $226,5 \text{ m}^2$ . A área calculada pelo método Bell-Delaware é de  $238,83 \text{ m}^2$ , equivalente a 5,06% de diferença entre a área real e a área calculada. Essa proximidade de valores sugere que o modelo matemático utilizado fornece resultados consistentes com os dados de projeto, porém, é necessário garantir a confiabilidade do fato.

Baseando-se na literatura, o fator de incrustação combinado utilizado inicialmente foi de 0,0050 e o valor calculado pelo método Bell-Delaware foi de 0,0063, indicando que os fluidos em questão podem apresentar um nível de incrustação maior do que o previsto inicialmente, o que pode afetar a eficiência do sistema ao longo do tempo, e destaca a necessidade de monitoramento contínuo para minimizar impactos da incrustação.

De acordo com o método Bell-Delaware, o fator F deve ser no mínimo 0,8. Para o trocador de calor industrial, o valor obtido de 0,96 mostrando que o projeto foi desenvolvido de forma eficaz, considerando o número ideal de passagens nos tubos para atender aos objetivos térmicos estabelecidos.

A perda de carga avaliada pela abordagem matemática está em 1,54 bar, inconsistente com a literatura que impõe um valor máximo teórico de 0,67 bar.

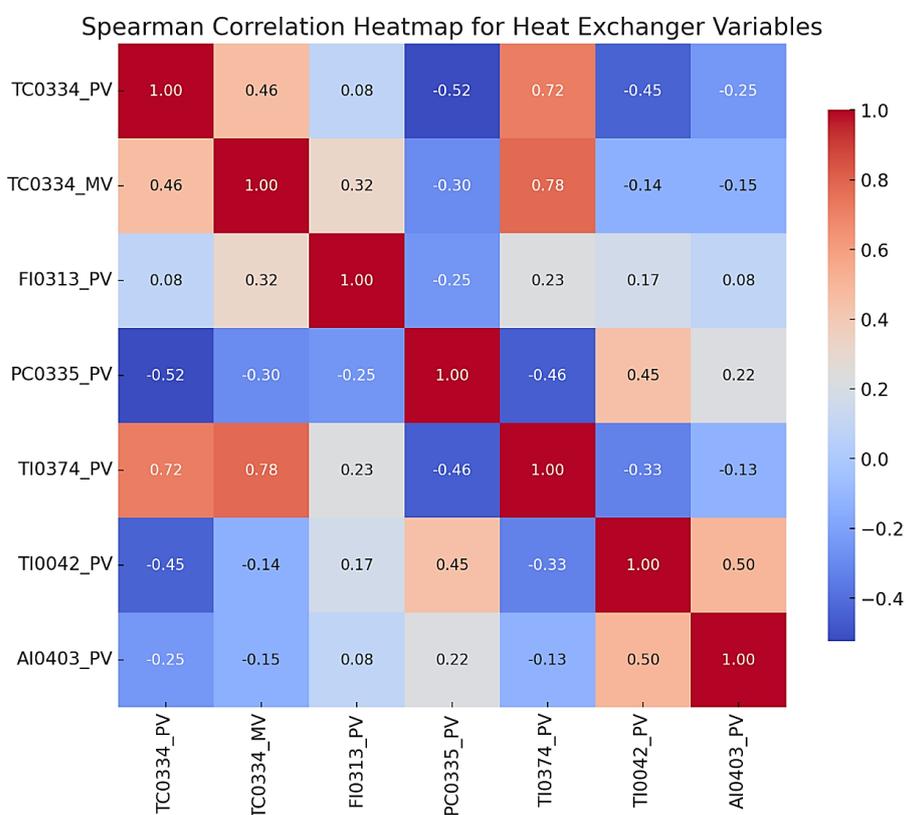
### 6.2.2 Análise de Desempenho e Simulação

Para maior confiabilidade dos cálculos, utilizou-se o método Bell-Delaware em condições de operação reais, considerando as perturbações do processo. Para tal, foram utilizados históricos de dados preditos pelo controle do processo.

Para aplicar o método, é necessário dispor de pelo menos cinco dos seis parâmetros de condições de operação. Portanto, devido à ausência de instrumentos para medir a temperatura e a vazão na linha de saída da água, foi elaborado um cálculo específico para suprir essa lacuna e garantir a viabilidade da análise.

Para melhor visualização das variáveis mapeadas para o cálculo, utilizou-se a matriz de correlação de Spearman, registrada na Figura 6.7. A Matriz de Spearman representa uma técnica auxiliar no gerenciamento de processos industriais, para mostrar como diferentes variáveis de um conjunto de dados estão correlacionadas entre si, onde valores próximos de +1 ou -1 apontam forte correlação positiva ou negativa, respectivamente, e, por outro lado, valores próximos a 0 apontam uma correlação fraca, permitindo que padrões, tendências e correlações entre variáveis sejam facilmente visualizados.

Figura 6.7 – Heatmap da correlação de Spearman.



Fonte: Autoria própria, 2024.

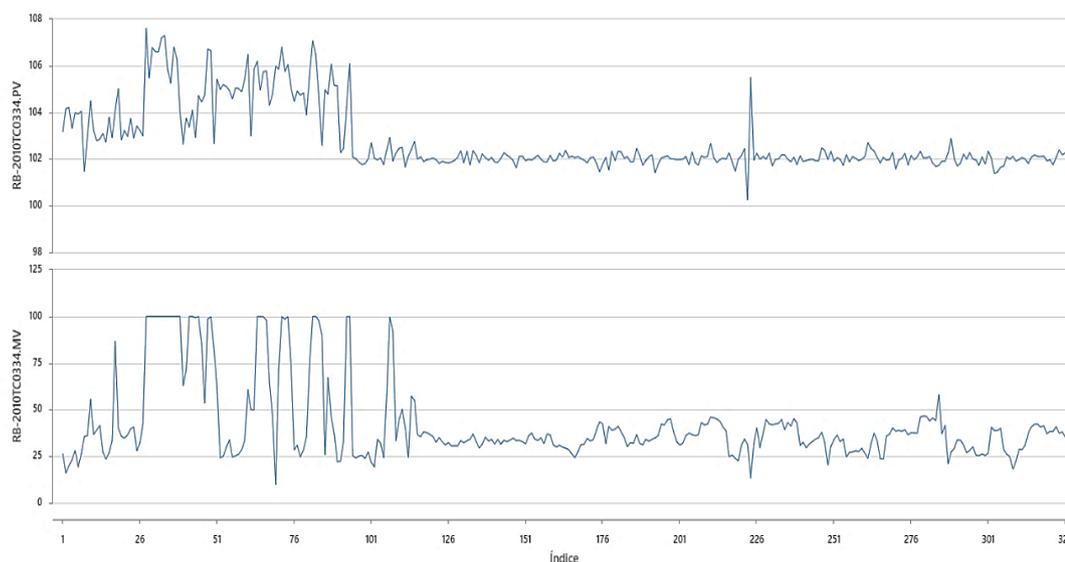
O rótulo do dispositivo indicado por “TC0334\_PV” indica a variável de processo e “TC0334\_MV” indica a variável manipulada de um controlador de temperatura, localizadas, respectivamente, nas linhas de saída dos fluidos quente e frio.

O comando de abertura ou fechamento da válvula que controla a vazão do fluido resfriador é feito por meio da variável manipulada, conforme indicação da variável de processo, fornecendo um feedback que orienta o ajuste da válvula.

Feedback é o mecanismo pelo qual informações sobre o estado atual de um sistema são utilizadas para ajustar o comportamento de um componente do sistema. Neste caso, como a temperatura, variável de processo, atua na abertura ou fechamento da válvula. Esse ajuste busca alcançar ou manter um valor desejado, chamado de setpoint, ao corrigir discrepâncias entre o estado atual e o esperado.

O rótulo do dispositivo indicado por “FI0313\_PV” indica a variável de processo de um indicador de vazão na saída do fluido quente. Também, o rótulo do dispositivo indicado por “PC0335\_PV” indica a variável de processo de um controlador de temperatura na saída do fluido frio aquecido. Já os rótulos de indicadores de temperatura “TI0374\_PV” e “TI0042\_PV” estão localizados, na linha de entrada do fluido quente em diferentes pontos.

Figura 6.8 – Variações do controlador de temperatura.



Fonte: Autoria própria, 2024.

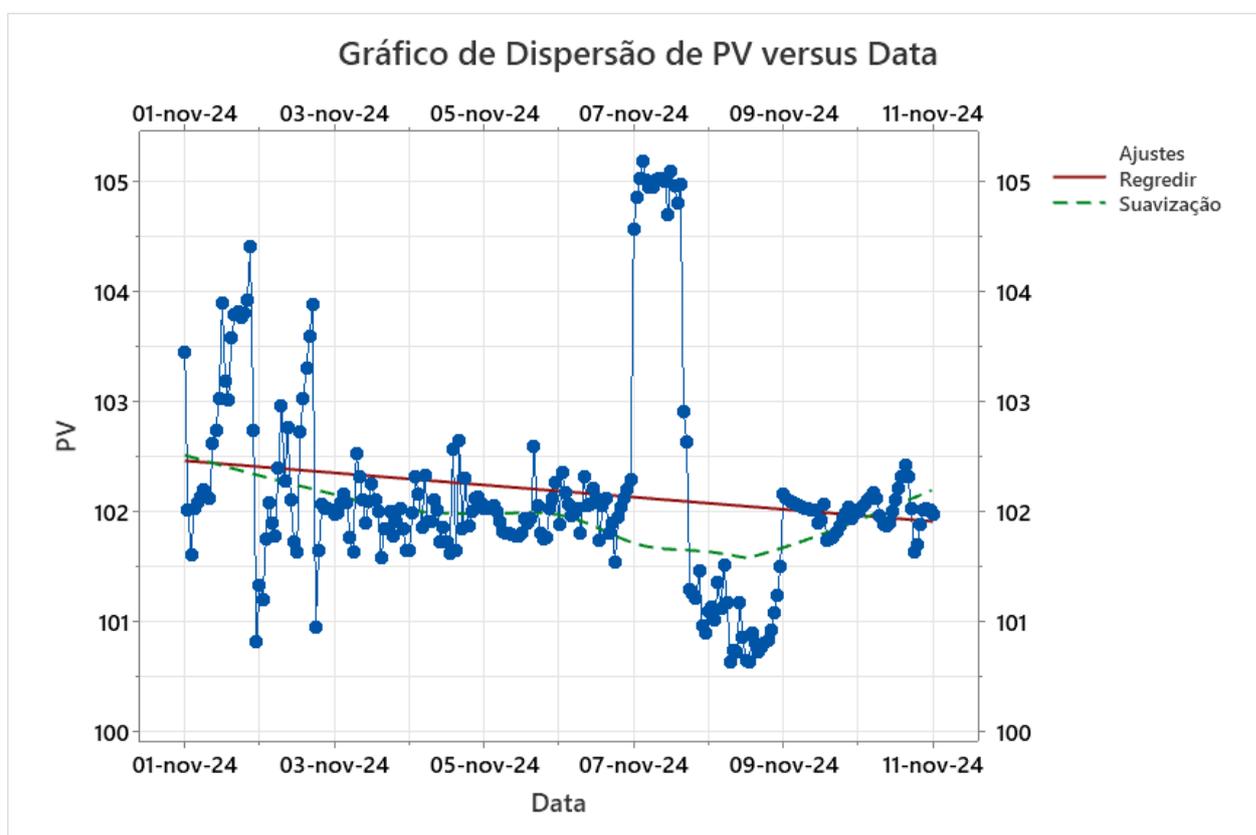
Na figura acima, o eixo x representa a quantidade de dados coletados dentro de um mesmo intervalo de tempo. O eixo y é dividido em dois gráficos: o gráfico superior apresenta

os valores medidos de temperatura, enquanto o gráfico inferior mostra o comportamento da abertura ou fechamento da válvula em função desses valores.

Por meio da Figura 6.8 anterior, é possível inferir que a vazão do fluido resfriador aumenta de forma relativamente proporcional à elevação da temperatura de saída do fluido resfriado, visando ajustar o sistema e manter o valor do setpoint previamente definido.

Para obter uma compreensão mais aprofundada, foram analisados 370 dados ao longo de um intervalo de dois meses em que se avaliou a variação da temperatura de saída efetiva em relação aos valores de setpoint configurados, como apresentado na Figura 6.9.

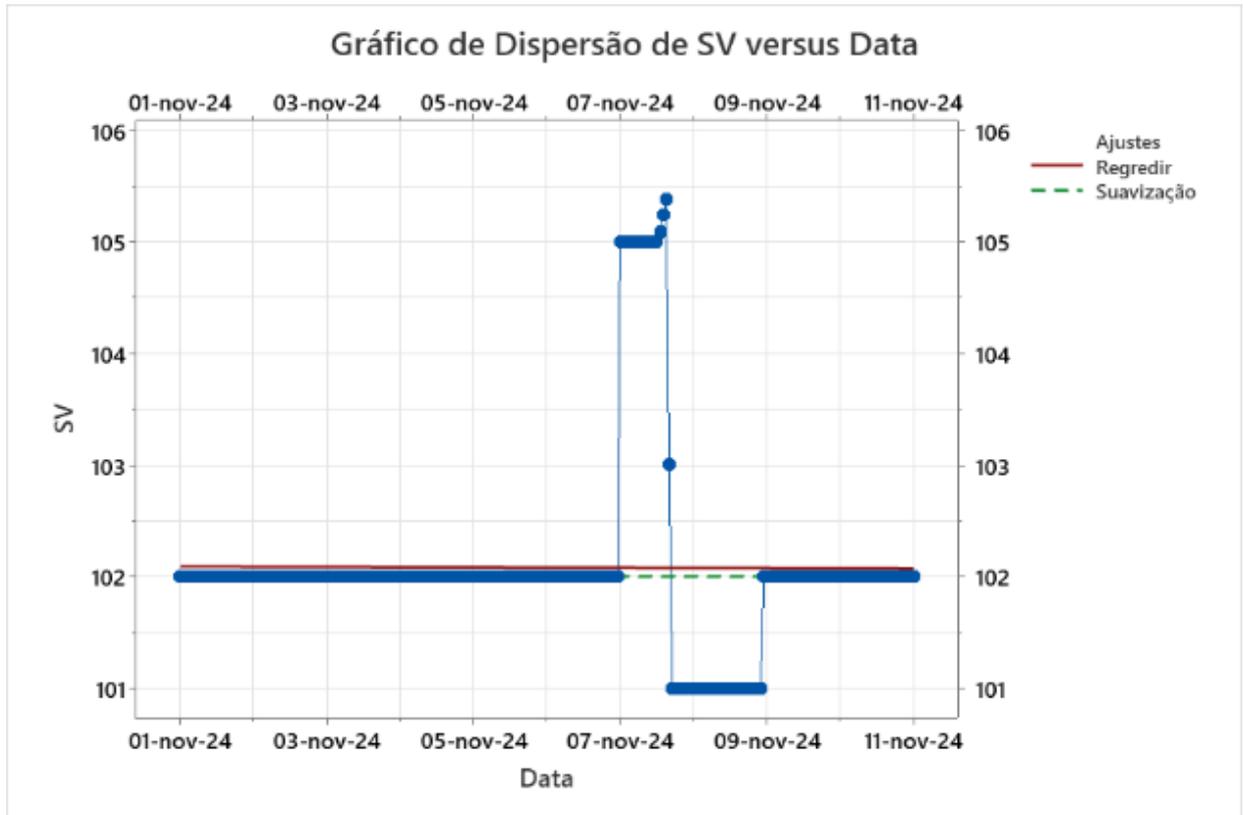
Figura 6.9 – Variações do controlador de temperatura: a) Feedback.



Fonte: Autoria própria, 2024.

Na Figura 6.9, o feedback representa a resposta do sistema em relação ao setpoint, sendo a distância média entre ambos registrada em  $0,29^{\circ}\text{C}$ , com um erro relativo de 0,3%. De acordo com o histórico de dados de processo, a vazão mássica real do fluido frio alterna entre 56 e 61  $\text{m}^3/\text{h}$  com 8,2% de variação neste intervalo e, do contrário, a temperatura possui 51,8% de variação, desconsiderando intervalos de paradas e descalibração do instrumento.

Figura 6.10 – Variações do controlador de temperatura: b) Setpoint.



Fonte: Autoria própria, 2024.

Mudanças nos parâmetros, como nas vazões, podem impactar o coeficiente global de transferência de calor e a área necessária para atingir o desempenho esperado.

Essa correlação dos dados foi utilizada no cálculo da temperatura de saída da água (Equação 81), fornecendo uma estimativa precisa com base na relação entre a vazão do fluido resfriador e a elevação da temperatura do mesmo.

Desenvolveu-se, então, o seguinte modelo matemático:

$$T_{calc} = (x_1) * (p_1) + (x_2) * (p_2) + (x_3) * (p_3) \quad (\text{Eq. 81})$$

$$x_1 = (-1,324021) * x + (0,020510) * x^2 + (0,000011) * x^3 \quad (\text{Eq. 82})$$

$$x_2 = (3,748620) * y + (0,009120) * y^2 \quad (\text{Eq. 83})$$

$$x_3 = (0,059887) * z - (0,000008) * z^2 \quad (\text{Eq. 84})$$

Tabela 6.7 - Condições de operação variadas.

Fluido quente			Fluido frio		Área calculada pelo método Bell-Delaware (m <sup>2</sup> )
Temp. entrada	Temp. saída	Vazão mássica (m <sup>3</sup> /h)	Temp. entrada	Temp. calculada	
105,66 °C	103,17 °C	2612,10	23,49 °C	100,88 °C	229,84
106,17 °C	104,05 °C	2675,13	23,75 °C	102,12 °C	222,84
106,26 °C	102,87 °C	2712,16	23,75 °C	102,49 °C	221,57
106,36 °C	102,92 °C	2509,88	23,68 °C	101,09 °C	221,62
106,73 °C	104,09 °C	2348,71	23,43 °C	99,96 °C	218,67
106,84 °C	102,83 °C	2539,72	23,32 °C	101,97 °C	216,54
111,41 °C	107,61 °C	2131,52	22,36 °C	103,75 °C	181,32
110,92 °C	107,30 °C	2492,60	22,64 °C	107,18 °C	269,50
107,29 °C	104,05 °C	2844,93	23,46 °C	104,53 °C	360,97
106,31 °C	102,93 °C	2533,45	23,80 °C	101,26 °C	189,40
109,59 °C	106,72 °C	2388,46	24,17 °C	104,54 °C	167,51
107,26 °C	104,98 °C	2565,76	23,38 °C	102,80 °C	234,66
107,10 °C	105,19 °C	2645,28	23,87 °C	103,28 °C	211,32
107,25 °C	105,02 °C	2896,63	23,54 °C	104,73 °C	233,36
108,48 °C	105,85 °C	2284,37	23,37 °C	101,68 °C	246,67
109,03 °C	105,77 °C	2393,35	23,58 °C	103,74 °C	220,23
107,09 °C	104,91 °C	2455,39	23,66 °C	101,63 °C	236,27
109,19 °C	105,62 °C	2174,87	23,30 °C	101,17 °C	220,36
106,61 °C	104,96 °C	2103,95	23,40 °C	96,35 °C	243,32
104,19 °C	102,27 °C	2482,82	23,51 °C	97,71 °C	241,99
104,04 °C	101,81 °C	2317,19	25,05 °C	95,62 °C	226,01
104,53 °C	102,01 °C	2146,53	25,09 °C	93,66 °C	222,35
106,11 °C	102,38 °C	1923,62	24,42 °C	91,57 °C	248,14
105,21 °C	102,50 °C	2427,15	24,18 °C	98,68 °C	255,08
107,48 °C	105,16 °C	2476,33	24,66 °C	102,53 °C	231,11
106,12 °C	102,18 °C	2857,56	27,14 °C	104,49 °C	224,12
106,02 °C	102,40 °C	2602,55	27,11 °C	102,18 °C	220,49
104,89 °C	101,81 °C	3317,35	27,42 °C	104,83 °C	249,69

Fonte: Autoria própria, 2024.

Considerando a influência combinada das variáveis envolvidas, foram atribuídos pesos específicos ( $p_n$ ) para refletir sua contribuição relativa ao resultado final.

No cálculo, os pesos médios definidos foram: 0,434 para a temperatura de entrada do fluido quente ( $p_1$ ), 0,027 para a temperatura de entrada do fluido frio ( $p_2$ ) e 0,539 para a vazão mássica do fluido quente ( $p_3$ ).

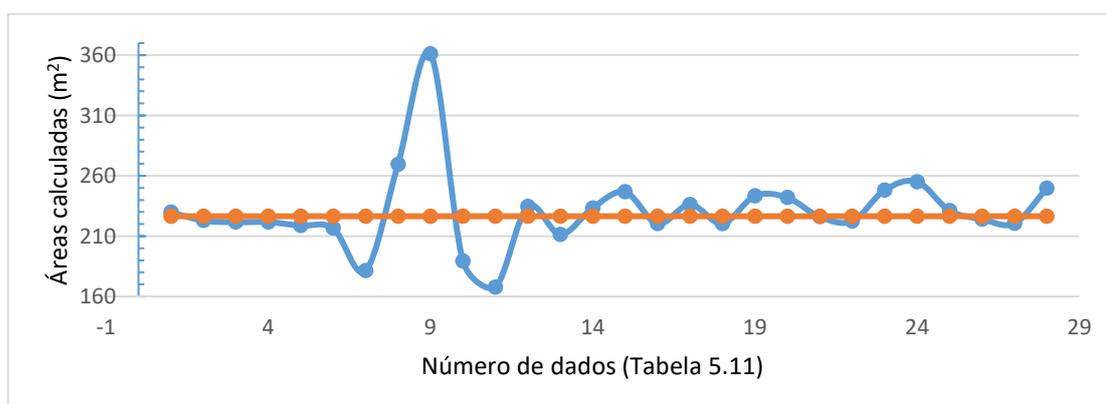
A partir do valor obtido para a temperatura de saída da água aquecida, esse resultado foi então aplicado no balanço mássico e térmico (Equação 1) do método Bell-Delaware, para determinar a área do equipamento em diferentes condições operacionais.

O ganho médio é de 0,053 °C por percentual de abertura da válvula, servindo como referência para a eficiência da troca térmica. Caso ocorram fatores externos, como incrustação ou corrosão no interior dos tubos, esse ganho tende a aumentar, sinalizando a necessidade de uma vazão maior para alcançar o mesmo nível de troca de calor.

Considerando as condições operacionais do equipamento industrial descritas, para avaliar o método Bell-Delaware em cenários diferentes de temperaturas e vazão, foram utilizados os dados apresentados na Tabela 6.7.

Ao aplicar as diferentes condições de trabalho e manter os detalhes técnicos de projeto do trocador industrial ao método Bell-Delaware, as diferentes áreas necessárias de troca térmica obtidas estão transpostas no gráfico a seguir.

Figura 6.11 – Método Bell-Delaware: Escala industrial.



Fonte: A autoria própria, 2024.

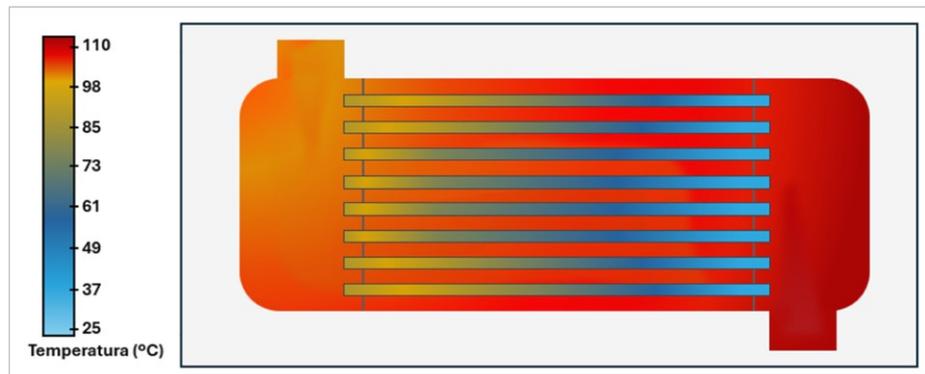
A partir da análise da Figura 6.11, observa-se que, das 28 áreas calculadas, 23 apresentam valores próximos à área real projetada do trocador de calor industrial. Esse resultado evidencia a precisão do método, podendo representar a realidade prática.

Por fim, foi realizada uma simulação simplificada no software SolidWorks Flow com modelo RANS -  $k-\epsilon$ , para avaliação visual do perfil de temperatura ao longo do equipamento e do calor trocado.

Considerando que a simulação ocorreu em um domínio como vaso grande, dito como a inserção da carcaça e tubos imersos, utilizou-se do valor de calor  $Q$  fornecido para inseri-lo na equação 3 e calcular a área.

A área de troca térmica estimada pelo calor  $Q$  fornecido pelo software foi 2502,2 ft<sup>2</sup> (232,46 m<sup>2</sup>), equivalente a 2,56% de diferença entre a área real e a calculada, indicando uma boa compatibilidade entre o método Bell-Delaware, simulador e projeto real.

Figura 6.12 - Campos de temperatura para representação industrial.



Fonte: A autoria própria, 2024.

O perfil de temperatura apresentado na Figura 6.12 reflete a condição ideal de operação do trocador de calor industrial, alinhando-se ao comportamento esperado para o sistema.

## **7. CONCLUSÕES**

Pode-se concluir que a diferença entre os valores de área obtidos através do método Bell-Delaware e os valores registrados nas informações técnicas do trocador de calor industrial é pequena. Essa similaridade indica que a abordagem empregada gera resultados alinhados com os dados de projeto, evidenciando precisão e confiança nos cálculos efetuados.

Considerando os resultados obtidos pelo método Bell-Delaware, conclui-se que o protótipo, nas condições atuais, apresenta sérias limitações tanto em termos de troca térmica quanto de performance hidráulica, tornando-se inviável para alcançar as condições de operação esperadas, o que pode ser explicado pela grande diferença de vazão entre as escalas laboratorial e industrial. Nesse viés, o projeto exige ajustes significativos no design hidráulico para reduzir a perda de carga, garantindo que o sistema opere de maneira eficiente e dentro dos limites especificados.

Para que fosse possível aplicar o método Bell-Delaware de forma adequada às oscilações dos parâmetros do equipamento, foi necessário desenvolver uma modelagem matemática. Essa etapa evidenciou uma baixa divergência entre o desempenho real e projetado, confirmando a conformidade do método para utilização em projetos de trocadores de calor.

Os dados obtidos para a área de troca térmica por meio do software SolidWorks demonstraram uma proximidade significativa com os valores calculados pelo método Bell-Delaware, reforçando a compatibilidade deste método com a estrutura física do equipamento e sua confiabilidade na avaliação de trocadores de calor industriais.

Em suma, o objetivo foi alcançado, destacando que o método Bell-Delaware precisa ser ajustado à escala laboratorial para considerar melhor as limitações práticas, como diferenças nas condições operacionais e dimensões reduzidas em comparação ao ambiente industrial. Esses ajustes podem incluir a recalibração de fatores de correção e simplificações adequadas ao contexto acadêmico.

Além disso, tais adaptações podem melhorar a formação acadêmica ao oferecer maior alinhamento entre teoria e prática, permitindo aos estudantes compreenderem de forma mais clara os desafios reais do dimensionamento de trocadores de calor e sua aplicação em disciplinas como Operações Unitárias, além de enriquecer projetos de pesquisa em andamento com maior precisão e aplicabilidade.

## 8. REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, E. C. C. Trocadores de calor. Série Apontamentos, UFSCAR: São Carlos, 2002.
- AKYÜREK, E. F.; GELIŞ, K.; ŞAHIN, B.; MANAY, E. Experimental Analysis for Heat Transfer of nanofluid with Wire Coil Turbulators in a Concentric Tube Heat Exchanger. *Results in Physics*, v. 9, p. 376-389, 2018.
- BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.
- BELL, K. J. Exchanger design based on the Delaware research program. *Petroleum Engineering*, 1960.
- BELL, K. J.; MUELLER, A. C. Wolverine Engineering Data Book II. Germany: Wieland-Werke AG, 2001.
- BICCA, G. Modelagem Hierárquica de Trocadores de Calor Casco e Tubos. 189 p. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2006.
- BIZZO, W.A. Transferência de Calor Industrial, texto adaptado de apostila do Dr. Leonardo Goldstein Jr., 2007.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. Transport phenomena. New York: John Wiley & Sons, 1982.
- BLAZEK, J. Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications. Elsevier, 2005. (Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications). ISBN 9781483299648.
- COSTA, J. A. P.; MICHALEWICZ, J. S.; MENEZES, F. D.; LIMA, M. V. F.; OCHOA, A. A. V.; SILVA, J. V. C.; Simulação computacional de trocadores de calor casco e tubo utilizando nanofluido como fluido de trabalho. VI Congresso Argentino Eng Mecânica, Tucumán, 2018.
- ÇENGEL, Y. A. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.
- DASSAULT SYSTÈMES. SolidWorks Flow Simulation User Guide. 2021. Disponível em: <https://www.solidworks.com>. Acesso em: 1 dez. 2024.
- DUTRA, C. J. C., PRIMO, A. R., MAGNANI, F. S., HENRÍQUEZ, G. J. R. Relatório Final do Projeto P49 – Projeto COGENCASA. Universidade Federal de Pernambuco. UFPE. Recife 2009.

FENG, H., Zhong, W., Wu, Y., Tong, S. Thermodynamic performance analysis and algorithm model of multipressure heat recovery steam generators (HRSG) based on heat exchangers layout. *Energy Conversion and Management*, 81; 2014.

FERZIGER, J.; PERIC, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer Berlin Heidelberg, 2002.

FIELD, A. *Discovering statistics using IBM SPSS statistics*. 4. ed. London: SAGE Publications, 2013.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. *NASA STI/recon technical report A*, v. 41, n. 1, p. 8-16, 1975.

HAN, H., He, Y., Tao, W., Li, Y. A parameter study of tube bundle heat exchangers for fouling rate reduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 72; 2014.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, P. D.; BERGMAN, L. T.; LAVINE, S. Adrienne. *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. 6<sup>o</sup> Edição, Rio de Janeiro: Ltc, 2008.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. *Princípios de transferência de calor*. 7ed. São Paulo: Cengage Learning, 2014.

LIMA, A. A. S.; OCHOA, A. A. V.; COSTA, J. A. P. DA; HENRÍQUEZ, J. R.; CDF simulation of heat and mass transfer in an absorber that uses the pair ammonia/water as a working fluid. *International Journal of Refrigeration*, v. 98, p. 514-525, 2019.

KUPPAN, T.. *Heat exchanger design handbook*. 2. ed. New York: CRC Press, 2000.

MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. LTC – Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro. 2<sup>a</sup> edição. 2004.

MINITAB Inc. *Minitab 19 Help*. 2021. Disponível em: <https://www.minitab.com>. Acesso em: 1 dez. 2024.

MOHD, N. A. R. N.; DAHALAN, N. B.; NASIR, N. The evaluation of k- $\epsilon$  and k-w turbulence models in modeling flows and performance of s-shaped diffuser. *International Journal of Automotive and mechanical Engineering*, v. 15, p. 5161- 5177, 2018.

MONTGOMERY, D. C. *Design and analysis of experiments*. 8. ed. New York: John Wiley & Sons, 2013.

MYERS, J. L.; WELL, A. D.; LUGERGE, R. Research design and statistical analysis. 3. ed. New York: Routledge, 2010.

PALANISAMY, K.; KUMAR, P. C. M. Heat transfer enhancement and pressure drop analysis of a cone helical coiled tube heat exchanger using WCNT/water nanofluid. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 10 (SpecialIssue), 7–13. 2017.

PETUKHOV, B. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in heat transfer*, v. 6, p. 503-564, 1970.

RIBEIRO, C. Mc, “Comparação de Métodos de Cálculo Termo Hidráulicos para Troca de Calor Casco e Tubos, sem Mudança de Fase”, Teste de Metrado, UNICAMP, 1984.

SAUNDERS, E. A. D; Heat exchangers: selection, design and construction. Longman Scientific e Technical: Harlow, 1988.

TABOREK, J. Developments in heat exchanger technology. Editado por D. Chisholm. London: Applied Science Publisher Ltd., 1980.

TEMA, "Standards of Tubular Exchangers Manufactures Association", 6th Edn., New York, 1988.

TINKER, T. Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers. *Inst. Mech. Engrs, Amer. Soc. Mech. Engrs.*, 1958.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2. ed. Harlow: Pearson Education, 2007.

WU, X. P., Yang, L. J., Du, X. Z., Yang, Y. P. Flow and heat transfer characteristics of indirect dry cooling system with horizontal heat exchanger A-frames at ambient winds. *International Journal of Thermal Sciences*, 79; 2014.

YANG, J., Maa, L., Bock, J., Jacobi, A. M., Liu, W. A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation. *Applied Thermal Engineering*, 65; 2014.

## APÊNDICE 1 - Metodologia de Cálculo para Trocadores de Calor Casco e Tubos (Método Bell-Delaware)

### 1 Modelagem numérica analítica

#### 1.1 Cálculos iniciais

Para se avaliar a viabilidade do dimensionamento do equipamento, é necessário conhecer as condições de operação e aplicar o balanço de energia global (equação 1) para os fluidos, no início dos cálculos.

$$q = \dot{m}_q \cdot C_{pq} \cdot (T_1 - T_2) = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{Eq. 1})$$

Também, deve-se encontrar a diferença média de temperatura no trocador (equação 2), essencial para determinar a taxa de transferência de calor:

$$\Delta T = MLDT_{contr} \cdot F \quad (\text{Eq. 2})$$

$$MLDT_{contr} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (\text{Eq. 3})$$

No qual a variável F da equação 2 depende dos adimensionais de temperatura R (equação 4) e S (equação 5), que caracterizam o comportamento térmico do aquecedor:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{Eq. 4})$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{Eq. 5})$$

Conforme o projeto possa variar, o número de trocadores em série (N) pode ser superior a 1. Quando o dimensionamento consiste em um único trocador de calor operando (N = 1), utiliza-se a seguinte equação:

$$F = \frac{(R^2 + 1)^{1/2} \cdot \ln \left( \frac{1 - SR}{1 - S} \right)}{(1 - R) \cdot \ln \left\{ \frac{2 - S[R + 1 - (R^2 + 1)^{1/2}]}{2 - S[R + 1 + (R^2 + 1)^{1/2}]} \right\}} \quad \text{para } R \neq 1 \quad (\text{Eq. 6})$$

No caso particular das diferenças de temperaturas serem iguais para o fluido quente e frio ( $\Delta t_1 = \Delta t_2$ ), o adimensional R (equação 4) é igual a 1 e a equação 5 não pode ser utilizada.

Neste caso, deve ser utilizado S\* no lugar de S:

$$S^* = \frac{S}{S - N \cdot S + N} \quad \text{para } R = 1 \quad (\text{Eq. 7})$$

Neste mesmo caso, se  $R = 1$ , a equação 6 passa a ser:

$$F = \frac{1,4142.S^*}{(1-S^*) \cdot \ln \left\{ \frac{2-0,5858.S^*}{2-3,4142.S^*} \right\}} \quad (\text{Eq. 8})$$

Quando o dimensionamento consiste em mais de um trocador de calor operando, sendo uma sequência em série ( $N > 1$ ), utiliza-se a seguinte equação:

$$S^* = \frac{\left(\frac{1-S,R}{1-S}\right)^{1/N} - 1}{\left(\frac{1-S,R}{1-S}\right)^{1/N} - R} \quad \text{para } R \neq 1 \quad (\text{Eq. 9})$$

Deve-se encontrar as temperaturas médias para avaliação das propriedades físicas e realizar o cálculo dos coeficientes de transmissão de calor por convecção ( $h$ ) para cada lado (casco e tubos) separadamente. Neste, utiliza-se a temperatura média para contracorrente.

Adotado um valor de  $U_D$  obtido pela literatura, como em Kern ou Perry, deve-se calcular a área de troca de calor pela equação de projeto:

$$q = U_D \cdot A \cdot \Delta t \quad (\text{Eq. 10})$$

Com os parâmetros do equipamento estabelecidos, como a área de troca, o comprimento e o diâmetro dos tubos, calcula-se o número de tubos ( $N_t$ ) que devem compor o feixe do trocador.

O número de passagens do fluido nos tubos deve ser selecionado considerando a perda de carga máxima permitida, para selecionar um trocador, utilizando tabelas de fabricantes, que possua um número de tubos próximo ao calculado, conciliado ao número de passagens nestes.

Os cálculos deverão ser refeitos com estas especificações, a fim de que seja possível obter a área de projeto de troca de calor e um real coeficiente global de transferência de calor. Assim, deve-se conhecer o espaçamento entre as chicanas, com a finalidade de serem avaliadas as partes térmicas e hidráulicas.

## 1.2 Cálculo dos coeficientes de transmissão de calor por convecção

### 1.2.1 Lado tubo

Calcula-se a área de escoamento ( $a_t$ ) dos tubos pela equação abaixo, com  $n$  sendo o número de passagens no tubo:

$$a_t = \frac{N_t \cdot a'_t}{n} \quad (\text{Eq. 11})$$

O valor da área de escoamento de um tubo ( $a'_t$ ) poder ser obtido diretamente das tabelas para tubos, conforme a norma BWG, ou calculada pela equação abaixo:

$$a'_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (\text{Eq. 12})$$

Pode-se calcular a vazão mássica por unidade de área ( $G_t$ ) pela equação a seguir, sendo  $\dot{m}$  a vazão mássica do fluido que escoar no interior dos tubos:

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} \quad \left( \frac{kg}{s \cdot m^2} \right) \quad \left( \frac{lb}{h \cdot ft^2} \right) \quad (\text{Eq. 13})$$

Calcula-se o número de Reynolds ( $Re_t$ ) utilizando  $d_i$  como diâmetro interno do tubo, usado para determinar o regime de escoamento do fluido dentro dos tubos:

$$Re_t = \frac{G_t \cdot d_i}{\mu} \quad (\text{Eq. 14})$$

Para cálculo da velocidade de escoamento, utiliza-se  $\rho$  sendo a densidade do fluido, e a equação a seguir:

$$v = \frac{G_t}{\rho} \quad (\text{Eq. 15})$$

Caso o fluido que escoar no interior dos tubos seja a água, deve-se utilizar uma das seguintes equações:

$$\text{I. Sistema inglês} \quad h_i = c \cdot (160 + 1,75 \cdot t) \cdot v^{0,8} \quad \left( \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right) \quad (\text{Eq. 16})$$

$$c = 0,9109 - 0,4292 \cdot \log \cdot d_i \quad (\text{Eq. 17})$$

$$h_i = 150 \cdot (1 + 0,011 \cdot t) \cdot \frac{v^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad \left( \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right) \quad (\text{Eq. 18})$$

$$\text{II. Sistema internacional} \quad h_i = 14,66 \cdot c \cdot (216 + 3,15 \cdot t) \cdot v^{0,8} \quad \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \quad (\text{Eq. 19})$$

$$c = 0,2263 - 0,4292 \cdot \log \cdot d_i \quad (\text{Eq. 20})$$

$$h_i = 1055 \cdot (1,352 + 0,0198 \cdot t) \cdot \frac{v^{0,8}}{d_i^{0,2}} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \quad (\text{Eq. 21})$$

$v$  é a velocidade de escoamento (ft/s) (m/s)

$t$  é a temperatura média da água (°F) (°C)

$d_i$  é o diâmetro interno do tubo (pol.) (m)

Na dedução do cálculo do coeficiente de película é encontrada na literatura, pelo gráfico de  $jh \times Re_t$ , ou utilizada a correlação de Sieder e Tate (1936), para qualquer fluido com  $Re_t > 10000$ , isto é, escoamento turbulento:

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k} = 0,027 \cdot \left( \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{Eq. 22})$$

Saunders apresenta a equação, com  $\alpha = 0,18$  no aquecimento e  $\alpha = 0,3$  no resfriamento:

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k} = 0,0204 \cdot \left( \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \right)^{0,805} \cdot \left( \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{0,415} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{\alpha} \quad (\text{Eq. 23})$$

Para escoamentos que estão no regime laminar ( $Re_t < 2100$ ), que são o tipo de fluxo onde existe um mínimo de agitação das várias camadas do fluido, utiliza-se:

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k} = 3,66 \quad (\text{Eq. 24})$$

Na região de transição do laminar para o turbulento,  $2100 \leq Re_t < 10000$ , utiliza-se:

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k} = 0,1 \cdot \left[ \left( \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \right)^{2/3} - 125 \right] \cdot \left( \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{0,495} \cdot \{ \exp[-0,0225 \cdot (\ln(\frac{C_p \cdot \mu}{k}))^2] \} \cdot \left( 1 + \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{Eq. 25})$$

Para a obtenção do coeficiente de transmissão de calor de lado tubo tomando por base a área externa do tubo, utiliza-se:

$$h_{i0} = \frac{h_i \cdot d_i}{d_e} \quad (\text{Eq.26})$$

### 1.2.2 Lado casco

Para se efetuar o cálculo do coeficiente de transmissão de calor por convecção no interior do casco (equação 27), é preciso que sejam definidas as características das chicanas, como o tipo, o corte e o espaçamento.

$$h_s = h_{ideal} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad (\text{Eq. 27})$$

Para o espaçamento das chicanas, o TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), estabelece e mantém um conjunto de padrões de construção para trocadores de calor:

**Tabela 1.1 - Padrão de especificações das chicanas.**

Espaçamento mínimo
Chicanas segmentares normalmente não devem ter espaçamento menor 1/5 do que o diâmetro interno do casco. Projetos especiais podem ditar menor espaçamento.
Espaçamento máximo
As placas do suporte dos tubos serão espaçadas de modo que o comprimento de tubo não suportado não exceda o valor na Tabela R-4.52 do TEMA (para classe R) para o material do tubo usado.
Outras definições
Normalmente, as chicanas são uniformemente espaçadas, ocupando o efetivo comprimento do tubo.  Caso não, as chicanas das extremidades do casco serão localizadas próximas aos bocais deste. As restantes serão espaçadas uniformemente.

Fonte: Adaptado de TEMA, 2023.

Para o cálculo do coeficiente de transmissão de calor do lado casco para um feixe de tubo ideal ( $h_{ideal}$ ), utiliza-se a equação abaixo:

$$h_{ideal} = j_i \cdot C_p \cdot \frac{\dot{m}}{S_m} \cdot \left(\frac{k}{C_p \cdot \mu}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (\text{Eq. 28})$$

$k$  é a condutividade térmica

$C_p$  é o calor específico

$\mu$  é a viscosidade do fluido

$\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido que escoo no lado casco

$\mu_w$  é a viscosidade do fluido avaliada na T da parede

$S_m$  é área da seção de escoamento cruzado próximo à linha de centro

O fator  $j_i$ , para um feixe de tubo ideal pode ser obtida pela equação:

$$j_i = a_1 \cdot \left(\frac{1,33}{P/de}\right)^a \cdot (Re_s)^{a_2} \quad (\text{Eq. 29})$$

No qual o valor de  $\alpha$  é obtido pela equação 30 e as constantes  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  e  $\alpha_4$  são obtidas tabeladas, conforme segue:

$$a = \frac{\alpha_3}{1+0,14.(Re_S)^{\alpha_4}} \quad (\text{Eq. 30})$$

**Tabela 1.2 - Constantes  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  e  $\alpha_4$  para o arranjo dos tubos de 30°.**

$Re_s$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$
$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388	1,450	0,519
$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388	1,450	0,519
$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477	1,450	0,519
$10^2 - 10$	1,360	-0,657	1,450	0,519
< 10	1,400	-0,667	1,450	0,519

Fonte: Adaptado de TEMA, 2023.

O número de Reynolds do lado casco ( $Re_S$ ) é dado pela equação:

$$Re_S = \frac{d_e \cdot \dot{m}}{\mu \cdot S_m} \quad (\text{Eq. 31})$$

A área da seção de escoamento cruzado próximo à linha de centro,  $S_m$ , pode ser calculada pela equação 35 ou 36, dependendo do arranjo dos tubos.

I. Para arranjos quadrados em linha ou rodados:

$$S_m = l_s \cdot [D_s - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_e}{P_n} \cdot (P - d_e)] \quad (\text{Eq. 32})$$

II. Para arranjos triangulares (30° e 60°):

$$S_m = l_s \cdot [D_s - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_e}{P} \cdot (P - d_e)] \quad (\text{Eq. 33})$$

Nestes, tem-se o espaçamento entre as chicanas ( $l_s$ ),  $P$  é o passo ou “pitch”,  $P_n$  é o passo dos tubos perpendicular ao escoamento,  $D_s$  é o diâmetro interno do casco, e  $D_{otl}$  é o diâmetro do feixe de tubos ou o diâmetro da envoltura do feixe, ambos tabelados.

Tabela 1.3 - Constantes tabeladas de acordo com o diâmetro externo do tubo.

Diâm. ext. do tubo $d_e$ (in)	Passo ( $p$ ) (in)	Arranjo	$P_p$ (in)	$P_n$ (in)
0,625	0,812	→◁	0,704	0,406
0,750	0,938	→◁	0,814	0,469
0,750	1	→	1,0	1,00
0,750	1	→ rodado	0,707	0,707
0,750	1	→◁	0,866	0,500
1,0	1,250	→	1,250	1,250
1,0	1,250	→ rodado	0,884	0,884
1,0	1,250	→◁	1,082	0,625

Fonte: Adaptado de TEMA, 2023.

Conforme revela a equação 27, o coeficiente de transmissão de calor do lado casco para um feixe de tubo ideal deve ser multiplicado pelos fatores de correção correspondentes ao lado casco, que serão calculados separadamente.

A princípio, para se calcular o fator de correção para os efeitos da configuração da chicana ( $J_C$ ), utiliza-se a equação abaixo:

$$J_C = F_C + 0,54 \cdot (1 - F_C)^{0,345} \quad (\text{Eq. 34})$$

Em que  $F_C$  é a fração do número total de tubos numa seção de escoamento cruzado e pode ser calculado pela equação abaixo com os ângulos em radianos.

$$F_C = \frac{1}{\pi} \cdot \left[ \pi + 2 \cdot \frac{D_S - 2 \cdot l_C}{D_{otl}} \cdot \sin(\arccos \frac{D_S - 2 \cdot l_C}{D_{otl}}) - 2 \cdot \arccos \frac{D_S - 2 \cdot l_C}{D_{otl}} \right] \quad (\text{Eq. 35})$$

Também, necessita-se calcular o fator de correção para os efeitos dos vazamentos na chicana ( $J_l$ ), pela equação abaixo, ou pode ser obtido graficamente pela literatura:

$$J_l = \alpha + (1 - \alpha) \cdot \exp\left(-2,2 \cdot \frac{S_{tb} + S_{sb}}{S_m}\right) \quad (\text{Eq. 36})$$

Sendo  $\alpha$  expressa por:

$$\alpha = 0,44 \cdot \left(1 - \frac{S_{sb}}{S_{tb} + S_{sb}}\right) \quad (\text{Eq. 37})$$

No qual, nesta,  $S_{tb}$  é a área da seção de vazamento tubo-chicana e pode ser calculada pela equação a seguir, com  $\delta_{tb}$  sendo a folga diametral tubo-chicana:

$$S_{tb} = \pi \cdot d_e \cdot \delta_{tb} \cdot N_t \cdot \frac{(F_C + 1)}{4} \quad (\text{Eq. 38})$$

TEMA classe R assume o valor para essa constante de folga diametral como:

$$\delta_{tb} = \frac{1}{32} \cdot pol \quad (7,938 \times 10^{-4} m)$$

Também, assume-se que  $S_{sb}$  é a área da seção de vazamento casco-chicana, que é dada pela equação abaixo, ou pode ser obtida graficamente pela literatura:

$$S_{sb} = \frac{D_S \cdot \delta_{sb}}{2} \cdot [\pi - \arccos(1 - \frac{2 \cdot l_C}{D_S})] \quad (\text{Eq. 39})$$

De maneira similar,  $\delta_{sb}$  é a folga (abertura) diametral casco-chicana e também é um valor especificado pelo TEMA, com base no diâmetro nominal do casco.

**Tabela 1.4 - Abertura diametral casco-chicana em função do diâmetro nominal do casco.**

Diâmetro nominal (in)	Abertura diametral casco-chicana (in)/(m)
8 - 13	0,100 / 0,00254
14 - 17	0,125 / 0,00318
18 - 23	0,150 / 0,00381
24 - 39	0,175 / 0,00445
40 - 54	0,225 / 0,00572
55	0,300 / 0,00762

Fonte: Adaptado de TEMA, 2023.

Seguida, para se calcular o fator de correção para os efeitos de contorno (by-pass) do feixe ( $J_b$ ), utiliza-se a seguinte equação dada, com as constante  $C_{bh}$  dependentes do valor de  $Re_S$  (equação 31):

$$J_b = \exp[-C_{bh} \cdot F_{bp} \cdot (1 - (2 \cdot \frac{N_{SS}}{N_C})^{1/3})] \quad (\text{Eq. 40})$$

$$C_{bh} = 1,35 \quad Re_S \leq 100$$

$$C_{bh} = 1,25 \quad Re_S > 100$$

Na qual,  $N_C$  é o número de fileiras de tubos cruzados pelo escoamento numa seção de escoamento cruzado, e é dado pela equação abaixo, onde  $l_c$  é o corte da chicana, e  $P_p$  é o passo dos tubos paralelos a escoamento:

$$N_C = \frac{D_S \cdot (1 - 2 \cdot (l_c / D_S))}{P_p} \quad (\text{Eq. 41})$$

Também, tem-se que  $F_{bp}$  é a fração da área da seção de escoamento cruzado em que pode ocorrer a corrente C (by-pass) e pode ser calculada pela equação posterior:

$$F_{bp} = \frac{(D_S - D_{otl}) \cdot l_s}{S_m} \quad (\text{Eq. 42})$$

O numerador da equação anterior, dado por  $(D_S - D_{otl}) \cdot l_s$ , é dito sendo a área para o desvio em torno do feixe (by-pass) e em algumas publicações pode ser designada por  $S_{bp}$ . Tal conceito influencia no valor do número de pares de tiras selantes ( $N_{SS}$ ). Costuma-se utilizar um par de tiras selantes ( $N_{SS} = 1$ ) para cada 5 a 7 filas de tubos na seção de escoamento cruzado. Neste viés, são empregados nas seguintes condições:

- I.  $(D_S - D_{otl}) > 1,5 \text{ pol}$
- II.  $(D_S - D_{otl}) > 0,5$  e  $\frac{S_{bp}}{(S_m - S_{bp})} > 0,1$

Para se avaliar o equipamento, a seguinte equação deve ser satisfeita, uma vez que representa a razão entre a área do by-pass ao feixe e a área efetiva do fluxo cruzado, no qual  $J_b$  pode também ser obtido graficamente pela literatura:

$$(N_{SS} / N_C) \geq 0,5 \quad J_b = 1$$

Da equação 27, calcula-se o fator de correção para o gradiente adverso de temperatura ( $J_r$ ), ou pode-se utilizar um gráfico da literatura, conhecendo-se o valor de  $J_r^*$  (equação 44) e o valor de  $Re_S$  (equação 31).

$$J_r = 1 \quad Re_S > 100 \quad (\text{Eq. 43})$$

$$J_r = J_r^* = \frac{1,51}{(N_C)^{0,18}} \quad Re_S \leq 20 \quad (\text{Eq. 44})$$

$$J_r = J_r^* + \left(\frac{20 - Re_S}{80}\right) \cdot (J_r^* - 1) \quad 20 \leq Re_S < 100 \quad (\text{Eq. 45})$$

Por fim, calcula-se o fator de correção devido ao espaçamento desigual das chicanas na entrada e saída ( $J_S$ ). Neste, os espaçamentos da chicana de entrada ( $l_{S_i}$ ) e da chicana de saída ( $l_{S_0}$ ), em relação aos espelhos podem ser obtidos por abaixo, com  $d_{bocal,i}$  e  $d_{bocal,0}$  sendo os

diâmetros tabelados dos bocais de entrada e saída em função do diâmetro do casco. Também, os parâmetros  $l_i$  e  $l_0$  podem ser obtidos com base na Tabela 7 a seguir.

$$l_{Si} = l_i + d_{bocal,i} \quad (\text{Eq. 46})$$

$$l_{S0} = l_0 + d_{bocal,0} \quad (\text{Eq. 47})$$

**Tabela 1.5 - Diâmetro do bocal em função do diâmetro do casco.**

Diâmetro do casco (poleg.)	Diâmetro do bocal (poleg.)
< 12	2
12 - 17 $\frac{1}{4}$	3
19 $\frac{1}{4}$ - 21 $\frac{1}{4}$	4
23 $\frac{1}{4}$ - 29	6
31 - 37	8
> 39	10

Fonte: Adaptado de TEMA, 2023.

**Tabela 1.6 - Valores de  $l_i$  e  $l_0$ .**

Classe de pressão (psi)	Diâmetro do casco (in)	$l_i$ (in)	$l_0$ (in)
150	10	6'' $\frac{1}{2}$	11''
	30	7'' $\frac{1}{2}$	12'' $\frac{1}{2}$
	60	9'' $\frac{1}{4}$	16'' $\frac{1}{2}$
600	10	9''	14'' $\frac{1}{2}$
	30	10'' $\frac{1}{2}$	16'' $\frac{1}{2}$
	60	14'' $\frac{1}{2}$	23''

Fonte: Adaptado de TEMA, 2023.

Sendo assim, calcula-se o fator de correção devido ao espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída,  $J_S$ , pela equação abaixo, pois pode criar desigualdades no fluxo dos fluidos e na distribuição de calor ao longo do trocador.

$$J_S = \frac{(N_b - 1) + (l_{Si}^*)^{1-n} + (l_{S0}^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (l_{Si}^*) + (l_{S0}^*)} \quad (\text{Eq. 48})$$

$$n = 0,6 \quad Re_S > 100$$

$$n = \frac{1}{3} \quad Re_S \leq 100$$

$$l_{si}^* = l_{so}^* = \frac{l_{si}}{l_s} = \frac{l_{so}}{l_s} \quad (\text{Eq. 49})$$

O número de chicanas  $N_b$  é obtida pela equação a seguir, com  $L$  sendo o comprimento dos tubos:

$$N_b = \frac{L - l_{si} - l_{so}}{l_s} + 1 \quad (\text{Eq. 50})$$

### 1.3 Cálculo da área necessária

Para se calcular a temperatura da parede quando o fluido frio está no interior do tubo, deve-se utilizar a seguinte equação, no qual  $T_c$  e  $t_c$  são as temperaturas calóricas ou médias dos fluidos quente e frio:

$$t_w = t_c + \frac{h_s}{h_{io} + h_s} \cdot (T_c - t_c) \quad (\text{Eq. 51})$$

Do contrário, se o fluido que está no interior do tubo é um fluido quente, se utiliza a seguinte equação:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_s} \cdot (T_c - t_c) \quad (\text{Eq. 52})$$

Posteriormente, calcula-se o coeficiente global limpo ( $U_C$ ), pela respectiva equação:

$$U_C = \frac{h_{io} \cdot h_s}{h_{io} + h_s} \quad (\text{Eq. 53})$$

Ademais, o fator de incrustação ( $R_d$ ), calculado pela equação 54, deve ser maior que o fator de incrustação verdadeiro, uma vez que Kern utiliza esta condição para que o equipamento esteja adequado aos padrões de temperatura:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C \cdot U_D} \quad (\text{Eq. 54})$$

Avalia-se também o excesso de área de troca (EA%) pela equação 55 posterior. Ludwig recomenda que tal esteja entre 10% a 20% para que o trocador de calor seja viável termicamente.

$$EA = \frac{A_{projeto} - A_{necessária}}{A_{necessária}} \times 100 \quad (\text{Eq. 55})$$

A área necessária é a área de troca de calor realmente requerida para realizar o serviço especificado, com o valor de  $U_C$  calculado e  $R_d$  verdadeiro, e pode ser obtida por:

$$A_{necessária} = \frac{q}{U'_D \cdot \Delta t} \quad (\text{Eq. 56})$$

$$\frac{1}{U'_D} = \frac{1}{U_D} + R_{dt} + R_{ds} \quad (\text{Eq. 57})$$

#### 1.4 Cálculo das perdas de carga

##### 1.4.1 Lado Tubo

Quando o fluido flui pelos tubos do trocador de calor, ele encontra resistência devido à sua viscosidade e à rugosidade das paredes internas do tubo. Essa resistência resulta em uma queda na pressão do fluido ao longo do comprimento do tubo.

A perda de carga em razão do escoamento nos tubos é uma redução na pressão do fluido que ocorre devido à fricção entre o fluido e as paredes internas do tubo, que pode ser calculada adiante:

$$\Delta P_t = \frac{4 \cdot f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{d_i \cdot 2 \cdot \rho \cdot \phi_t} \quad (\text{Eq. 58})$$

$f$  é o fator de atrito de Fanning

$\rho$  é a densidade do fluido

$\phi_t$  : é o termo  $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$  para o fluido do lado tubo

$$f = [1,58 \cdot \ln(Re_t) - 3,28]^{-2} \quad (\text{Eq. 59})$$

A perda de carga de retorno refere-se à perda de pressão que ocorre quando o fluido flui através das passagens entre os tubos do trocador de calor. Esse tipo de perda de carga acontece devido à mudança de direção do fluxo do fluido quando ele passa de um tubo para outro no trocador de calor.

Quando o fluido se desloca pelas passagens entre os tubos, ele precisa contornar obstáculos, como aletas de separação ou tubos adjacentes, o que resulta em uma resistência adicional ao fluxo. Essa resistência adiciona uma perda de pressão ao sistema, que é

denominada perda de carga de retorno entre passagens, e pode ser calculada pela equação a seguir.

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Eq. 60})$$

Sendo assim, a perda de carga total ( $\Delta P_T$ ) no lado tubo é a soma da perda de carga do escoamento dos tubos ( $\Delta P_t$ ) e a perda de carga de retorno ( $\Delta P_r$ ), resultando na seguinte equação

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (\text{Eq. 61})$$

#### 1.4.2 Lado casco

A perda de carga total existente do fluido que escoar no interior do casco é a soma das perdas de carga nas seções de escoamento cruzado, nas janelas e nas regiões de entrada e saída.

$$\Delta P_S = \Delta P_C + \Delta P_W + \Delta P_e \quad (\text{Eq. 62})$$

Nas seções onde o fluido passa perpendicularmente aos tubos, ocorre uma perda de carga devido à resistência ao fluxo. Isso acontece porque o fluido precisa contornar os tubos, o que cria turbulência e aumenta a resistência ao movimento. Essa perda de carga é proporcional à velocidade do fluido, à geometria das seções de escoamento e à rugosidade das superfícies.

A perda de carga na seção de escoamento cruzado ( $\Delta P_C$ ) é baseada na perda de carga de um banco de tubos ideal ( $\Delta P_{bi}$ ), com espaçamento central de chicanas.

O número de passagens cruzadas é dado pelo termo ( $N_b - 1$ ), sendo  $N_b$  o número de chicanas e perda de carga de um banco de tubos ideal ( $\Delta P_{bi}$ ) é corrigida para os efeitos causados por vazamento e by-pass.

$$\Delta P_C = \Delta P_{bi} \cdot (N_b - 1) \cdot R_b \cdot R_l \quad (\text{Eq. 63})$$

No qual a perda de carga para uma seção ideal de fluxo cruzado é calculada por:

$$\Delta P_{bi} = \frac{4 \cdot f_i \cdot m^2 \cdot N_C}{2 \cdot \rho \cdot S_m^2} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (\text{Eq. 64})$$

Em que  $f_i$  é o fator de atrito para um feixe de tubos ideal e pode ser obtida pela equação 65. Um feixe de tubos ideal é aquele em que os tubos estão dispostos de forma uniforme e alinhados perfeitamente, sem irregularidades que afetam o fluxo do fluido.

Neste, a equação 66 é relacionada ao cálculo da constante  $b$  neste fator de atrito e as constantes  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  e  $b_4$  são fornecidas na Tabela 1.7 em sequência.

$$f_i = b_1 \cdot \left(\frac{1,33}{p/d_e}\right)^b \cdot (Re_s)^{b_2} \quad (\text{Eq. 65})$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 \cdot (Re_s)^{b_4}} \quad (\text{Eq. 66})$$

Tabela 1.7 - Constantes  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  e  $b_4$ .

$Re_s$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
$10^5 - 10^4$	0,372	-0,123	7,00	0,500
$10^4 - 10^3$	0,486	-0,152	7,00	0,500
$10^3 - 10^2$	4,570	-0,476	7,00	0,500
$10^2 - 10$	45,100	-0,973	7,00	0,500
$< 10$	48,000	-1,000	7,00	0,500

Fonte: Adaptado de TEMA, 2023.

O fator de correção para efeito do vazamento na chicana ( $R_l$ ) refere-se à correção aplicada à eficiência de troca de calor devido a possíveis vazamentos que podem ocorrer nas chicanas, e é obtido por:

$$R_l = \exp. \left[ -1,33 \cdot \left( 1 + \frac{S_{sb}}{S_{tb} + S_{sb}} \right) \cdot \left( \frac{S_{tb} + S_{sb}}{S_m} \right)^m \right] \quad (\text{Eq. 67})$$

$$m = 0,15 \cdot \left( 1 + \frac{S_{sb}}{S_{tb} + S_{sb}} \right) + 0,8 \quad (\text{Eq. 68})$$

O fator de correção para efeito do contorno do feixe ( $R_b$ ) é levado em consideração devido ao formato e geometria do feixe de tubos dentro do trocador de calor. Isso inclui aspectos como a forma dos tubos, o espaçamento entre eles, a orientação e outros detalhes que podem influenciar a forma como o fluido flui através do feixe, e é calculado por:

$$R_b = \exp. \{ -C_{bp} \cdot F_{bp} \cdot [1 - (2 \cdot \frac{N_{SS}}{N_C})^{1/3} ] \} \quad (\text{Eq. 69})$$

$$C_{bp} = 4,5 \quad Re_S \leq 100$$

$$C_{bp} = 3,7 \quad Re_S > 100$$

Quando o fluido flui através das aberturas (janelas) nas placas tubulares que separam a carcaça do trocador de calor, ocorre uma mudança na direção do fluxo, o que resulta em turbulência e resistência ao movimento. Essa resistência adiciona uma perda de pressão ao sistema, conhecida como perda de carga na janela ( $\Delta P_W$ ), e depende de fatores como tamanho e geometria das janelas e trocadores, velocidade do fluido.

Para efetuar o cálculo desta perda de carga, utiliza-se a equação abaixo, no qual o número de janelas é igual ao número de chicanas, dado por  $N_b$ .

$$\Delta P_W = N_b \cdot \Delta P_{Wi} \cdot R_l \quad (\text{Eq. 70})$$

Como visto, é baseada na perda de carga de uma janela ideal, sem vazamento e desvios ( $\Delta P_{Wi}$ ). Para o cálculo de tal, o método Bell-Delaware apresenta duas correlações, específicas para cada tipo de escoamento.

I. Para  $Re_S \geq 100$ , escoamento turbulento:

$$\Delta P_{Wi} = \frac{m^2 \cdot (2 + 0,6 \cdot N_{CW})}{2 \cdot S_m \cdot S_w \cdot \rho} \quad (\text{Eq. 71})$$

No qual  $N_{CW}$  é o número de fileiras de tubos efetivamente cruzadas em cada janela, e é calculado pela equação abaixo:

$$N_{CW} = \frac{0,8 \cdot l_c}{P_p} \quad (\text{Eq. 72})$$

Ademais,  $S_W$  é a área da seção de escoamento da janela, dada pela diferença entre a área total da janela ( $S_{wg}$ ) e a área ocupada pelos tubos na janela ( $S_{wt}$ ), e pode ser obtida graficamente.

$$S_W = S_{wg} - S_{wt} \quad (\text{Eq. 73})$$

$$S_{wg} = \frac{D_S^2}{4} \cdot [\arccos(1 - 2 \cdot \frac{l_c}{D_S}) - (1 - 2 \cdot \frac{l_c}{D_S}) \cdot \sqrt{1 - (1 - 2 \cdot \frac{l_c}{D_S})^2}] \quad (\text{Eq. 74})$$

$$S_{wt} = \frac{N_t}{8} \cdot (1 - F_C) \cdot \pi \cdot d_e^2 \quad (\text{Eq. 75})$$

II. Para  $Re_S < 100$ , escoamento laminar:

$$\Delta P_{wi} = \frac{26 \cdot \mu \cdot \dot{m}}{\sqrt{S_m \cdot S_w \cdot \rho}} \cdot \left( \frac{N_{CW}}{p' - d_e} + \frac{l_S}{D_W^2} \right) + \frac{2 \cdot \dot{m}^2}{2 \cdot S_m \cdot S_w \cdot \rho} \quad (\text{Eq. 76})$$

No qual  $D_W$  é o diâmetro equivalente da janela, calculado pela equação:

$$D_W = \frac{4 \cdot S_W}{(\pi/2) \cdot N_t \cdot (1 - F_C) \cdot d_e + D_S \cdot \theta_b} \quad (\text{Eq. 77})$$

Ademais,  $\theta_b$  é o ângulo de corte da chicana, em radianos e é dado por:

$$\theta_b = 2 \cdot \text{arc cos} \left( 1 - 2 \cdot \frac{l_c}{D_S} \right) \quad (\text{Eq. 78})$$

Por último, há a perda de carga nas regiões de entrada e saída do casco ( $\Delta P_e$ ), que se refere à queda de pressão que ocorre quando o fluido entra ou sai do espaço entre os tubos e a carcaça do trocador de calor. Essas regiões são onde o fluido experimenta mudanças bruscas na direção do fluxo, resultando em turbulência e resistência adicional ao movimento.

Para efetuar o cálculo desta perda de carga, utiliza-se a equação abaixo, no qual baseia-se na perda de carga de um banco de tubos ideal ( $\Delta P_{bi}$ ) (equação 64), fator de correção para efeito do contorno do feixe ( $R_b$ ) (equação 69), fator de correção em razão do espaçamento desigual das chicanas ( $R_s$ ) (equação 80), e o número de fileiras de tubos efetivamente cruzadas em cada janela.

$$\Delta P_e = 2 \cdot \Delta P_{bi} \cdot \left( 1 + \frac{N_{CW}}{N_C} \right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (\text{Eq. 79})$$

$$R_s = \frac{1}{2} \cdot [ (l_{si}^*)^{n-2} + (l_{so}^*)^{n-2} ] \quad (\text{Eq. 80})$$

$$n = 1 \quad Re_S \leq 100$$

$$n = 0,2 \quad Re_S > 100$$